

ENERGETICA GENERALE

Gianni Comini, Giulio Croce e Stefano Savino

6 ottobre 2015

Prefazione

Il volume, uscito per prima volta nel 1996, è giunto alla quinta edizione, a testimonianza di un crescente favore incontrato tra i colleghi docenti ed i sempre più numerosi tecnici che già operano, o si propongono di operare, nel settore dell'energia. Incoraggiati da tale favore, gli autori hanno, a loro volta, dedicato un impegno crescente all'aggiornamento periodico del volume con riferimento agli sviluppi tecnologici, alle statistiche ed alla, sempre più rapida, evoluzione normativa. A causa del moltiplicarsi degli obblighi didattici e scientifici nella Facoltà di Agraria, un tale impegno si è purtroppo rivelato un ostacolo insormontabile per Giovanni Cortella che, suo e nostro malgrado, ha rinunciato ad essere coautore della quinta edizione. A lui comunque vanno la nostra gratitudine ed i più sinceri ringraziamenti per averci consentito di ripartire da un testo al quale ha sempre dato preziosi contributi. Un ringraziamento particolare va anche a Gioacchino Nardin per aver messo a nostra disposizione le sue vaste conoscenze in materia di biomasse e rifiuti, ed a Onorio Saro per averci consentito di utilizzare gli appunti dalle sue lezioni sul fabbisogno di energia negli edifici.

L'impostazione generale del volume non è cambiata rispetto alle edizioni precedenti e continua ad ispirarsi agli insegnamenti dell'indimenticabile prof. Mario Silvestri, ingegnere e storico insigne scomparso nel 1994 che, tra il 1972 ed il 1982 con il progetto finalizzato "Energetica", diede il primo vero impulso alle ricerche Italiane sulla produzione e l'utilizzo dell'energia. Un'importante novità di questa edizione è stata, invece, la scelta di utilizzare \LaTeX nella preparazione del testo. In questo modo, oltre a conseguire evidenti vantaggi estetici ed a ridurre gli errori nelle citazioni di formule e paragrafi, abbiamo potuto razionalizzare la presentazione del materiale senza doverci preoccupare troppo di tagli, aggiunte e spostamenti. Le aggiunte sono, infatti, numerose ed importanti e, nella quasi totalità, rispecchiano il nuovo approccio europeo ai problemi energetici ed ambientali. Negli ultimi anni l'Unione Europea si sta proponendo quale "guida mondiale" nella riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra imputabili alle attività umane, e vuole "trasformare l'economia Europa in un'economia ad alta efficienza energetica ed a basso tenore di carbonio". Riteniamo che l'Italia debba seguire questi sviluppi che, per altro,

PREFAZIONE

sono rispecchiati dal percorso concettuale corrispondente alla nuova scansione dei capitoli nel testo.

- *Il Capitolo 1 riepiloga le nozioni indispensabili di termodinamica ed analisi energetica.*
- *Il Capitolo 2 illustra i bilanci energetici Italiani, evidenziando i cambiamenti statistici imposti dal nuovo approccio europeo per arrivare ad una contabilizzazione dettagliata della produzione e dei consumi di fonti energetiche rinnovabili. Dai bilanci collocati nel contesto internazionale e dalle metodologie di previsione dei fabbisogni energetici si trae poi spunto per alcune considerazioni sull'evoluzione probabile dei consumi, e sulle conseguenti difficoltà di approvvigionamento in un Paese, come il nostro, povero di risorse energetiche naturali.*
- *Il Capitolo 3 si occupa dei combustibili fossili nella nuova ottica delle filiere e del ciclo di vita. Tale ottica richiede, per ogni combustibile, la valutazione delle perdite energetiche e delle emissioni di gas serra durante le diverse fasi di estrazione, trasporto, trattamento e distribuzione senza limitarsi, come nell'approccio tradizionale, all'analisi della sola fase di consumo finale. Nel contesto italiano, un'attenzione particolare è stata dedicata all'evoluzione del mercato del gas naturale ed ai criteri per determinarne il prezzo di vendita sul "mercato tutelato" al quale afferisce la maggior parte dei consumatori. Infine, con riferimento all'utilizzo del carbone, si sono esaminati i processi di combustione "puliti" ed i vantaggi ambientali offerti dalla gassificazione che permette di ottenere dal carbone un gas di sintesi a basso impatto ambientale.*
- *Il Capitolo 4 si occupa dei processi di combustione e dei rischi ambientali che ne derivano, con particolare riferimento ai cambiamenti climatici ed all'inquinamento dell'aria. Nel contesto dei cambiamenti climatici, il capitolo si sofferma sulla assoluta necessità, per l'Italia, di ridurre le emissioni di gas serra al fine di evitare il ricorso a costose misure compensative od all'acquisto, sul mercato internazionale, di permessi di emissione aggiuntivi. Entro il 2012, infatti, il protocollo di Kyoto impone all'Italia di ridurre le emissioni di gas serra del 6,5% rispetto al 1990 (partendo da una situazione che, nel periodo 1990-2007, ha visto il nostro Paese aumentare le emissioni del 6,9%). Entro il 2020, inoltre, il Pacchetto Verde Europeo impegna l'Unione a ridurre del 20%, rispetto al 1990, le emissioni complessive di gas serra ed i consumi energetici, ed a portare al 20% del totale i consumi lordi di energie rinnovabili, con un minimo, per l'utilizzo di biocarburanti nei trasporti, del 10% del totale. (Nell'ambito del Pacchetto all'Italia sono stati assegnati obiettivi*

di riduzione delle emissioni di gas serra ben precisi, differenziati per i settori industriale e civile secondo le modalità descritte nel testo, ed un traguardo del 17% del totale per i consumi lordi di energie rinnovabili). Nel contesto delle emissioni inquinanti, infine, il capitolo si sofferma sui nuovi limiti imposti dalla normativa europea (recepita in Italia dal recentissimo DLgs 155/10) e sulle particolari difficoltà che si incontrano per ridurre, nelle aree urbane, le concentrazioni atmosferiche di polveri sottili (PM 2,5 e PM10) e di precursori dell'ozono, quali i composti organici volatili non metaniferi (COVNM) e gli ossidi di azoto (NO_x).

- *Il Capitolo 5 si occupa della filiera dell'energia elettrica, seguendo il percorso che inizia dalla fase d'approvvigionamento, con le attività di produzione ed importazione, prosegue con la trasmissione sulla rete nazionale, e si conclude con la distribuzione locale e la vendita. In tale contesto si accenna alle "smart grids", le reti intelligenti rese necessarie dalla diffusione sul territorio dei microgeneratori di energia elettrica, ed alle sfide tecnologiche che le smart grids impongono illustrando in dettaglio i progressi compiuti nel settore degli accumulatori elettrici innovativi (che è di grande interesse anche per le applicazioni di mobilità elettrica). Il capitolo si sofferma poi sull'assetto del mercato dell'energia elettrica dopo la completa liberalizzazione del 2007, e sugli incentivi e le agevolazioni introdotte, sotto la spinta di numerose Direttive Europee, per incrementare il ricorso alle fonti rinnovabili nella produzione di energia elettrica. Per quanto riguarda il mercato si descrive il funzionamento della borsa elettrica, che interessa produttori ed importatori, e si illustrano i criteri per determinare il prezzo di vendita dell'energia elettrica sul "mercato di maggior tutela", che interessa la maggior parte dei consumatori. Per quanto riguarda gli incentivi, vengono esaminati in dettaglio: Programma CIP6, Certificati Verdi, Certificati Bianchi, Conto Energia, Cogenerazione ad Alto Rendimento, Scambio sul Posto, Ritiro Dedicato e Tariffa Onnicomprensiva. Per quanto riguarda gli aspetti più strettamente tecnici, si presenta una breve panoramica sulle caratteristiche di consegna dell'energia elettrica, e ci si sofferma sull'uso efficiente dell'energia stessa nelle applicazioni che più incidono sul consumo finale. A conclusione del capitolo, infine, si dedicano alcuni cenni alle auto elettriche ed ibride ed ai problemi organizzativi posti dalla loro crescente diffusione.*
- *Il Capitolo 6 si occupa dell'energia nucleare. La principale novità, rispetto alle precedenti edizioni del volume, è l'aggiunta di alcuni paragrafi dedicati al dibattito innescato dalla recente "Delega al Governo in materia nucleare", contenuta nella Legge Finanziaria 2009. In tale contesto, dopo aver illustrato*

in dettaglio l'incidente alla centrale di seconda generazione di Fukushima, ci si sofferma sui progressi nella sicurezza già realizzati negli attuali reattori di terza generazione e previsti per i futuri reattori di quarta generazione. Naturalmente non si tacciono i molti contemporanei vantaggi e svantaggi della fonte nucleare e, nel quadro controverso che ne risulta, si presentano delle statistiche aggiornate sul numero dei reattori nucleari operanti nel Mondo, sul loro anno di costruzione e, soprattutto, sulle frazioni di energia elettrica prodotta nei diversi Stati utilizzando la fonte nucleare.

- *Il Capitolo 7 si occupa delle possibilità di sfruttamento dell'energia solare. Le principali novità tecniche in questo settore riguardano la produzione di energia elettrica mediante la fonte solare. Nel solare termodinamico vi è stato l'importante progresso conseguito nelle centrali a torre e campo di specchi, grazie all'introduzione dell'accumulo a sali fusi (al posto del meno affidabile accumulo ad acqua pressurizzata). Nel solare fotovoltaico, invece, si è assistito ad un continuo miglioramento tecnologico dei moduli fotovoltaici, che ha portato incrementi dell'efficienza, maggiore standardizzazione e consistenti riduzioni di costi.*
- *Il Capitolo 8 si occupa delle energie idraulica, eolica e geotermica. Qui le principali novità riguardano le prospettive di diffusione dei mini impianti idroelettrici ed il crescente sfruttamento dell'energia eolica. Entrambi questi sviluppi sono resi possibili dagli incentivi per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili. Grazie agli incentivi, ad esempio, la potenza eolica installata in Italia è aumentata considerevolmente raggiungendo, nel 2009, i 4,8 GW (pari a circa il 4,7% della potenza elettrica netta totale). A sua volta, l'energia eolica netta prodotta nel 2009 è stata dell'ordine di 6,1 TWh (pari a circa il 2,1% dell'energia elettrica netta totale). Per quanto riguarda l'energia geotermica, infine, la prospettiva di sviluppo più interessante per l'Italia sembra essere l'utilizzazione dei sistemi geotermici a bassa temperatura per il riscaldamento ambientale.*
- *Il Capitolo 9 si occupa di biomasse che, essendo una forma di accumulo dell'energia solare, possono venire considerate, a buon diritto, una fonte di energia rinnovabile. In aggiunta al loro essere fonte rinnovabile, le biomasse sono anche potenzialmente neutrali ai fini dell'emissione di gas serra, perché l'anidride carbonica generata dalla loro combustione è quella assorbita, in precedenza, dai vegetali. D'altra parte, la coltivazione di biomasse e la preparazione dei combustibili da esse derivati richiedono ingenti quantità di energia da fonti fossili e, di conseguenza, comportano emissioni non trascurabili di gas serra. Pertanto, è necessario valutare le emissioni di gas serra durante tutto il*

ciclo di vita delle biomasse, prendendo in considerazione le fasi di coltivazione, trasporto e trasformazione. A questo fine, la normativa europea ha imposto una nuova procedura di valutazione della sostenibilità ambientale, intesa come calcolo della riduzione percentuale nelle emissioni di gas serra ottenibili grazie all'impiego delle biomasse in sostituzione degli omologhi combustibili fossili. La procedura, e l'impatto che essa avrà sui settori dei biocarburanti e dei bioliquidi, sono descritti in dettaglio nel testo. Successivamente, nel contesto della conversione energetica indiretta, si è aggiunto un nuovo paragrafo sulla tecnologia, sempre più diffusa, che consente di produrre biogas a partire dai reflui zootecnici. A conclusione del capitolo, infine, si riportano alcune considerazioni economiche, dimostrando che soltanto l'impiego di biocombustibili solidi e la produzione di biogas possono dar luogo a vantaggi anche in assenza di incentivi, mentre le produzioni di bioetanolo e di biodiesel sono convenienti solo in presenza di forti agevolazioni fiscali.

- *Il Capitolo 10 si occupa dei possibili recuperi di materia e di energia dai rifiuti, ponendo l'accento sulle variazioni nella produzione e nella composizione dei rifiuti intervenute negli ultimi anni, e sulle conseguenti strategie di gestione imposte all'Italia dall'Unione Europea. Nel contesto della raccolta differenziata, il Capitolo esamina in sequenza: il riciclaggio, volto al recupero di materiali ad elevato contenuto energetico, ed il compostaggio, volto alla produzione di fertilizzante. Nel contesto della raccolta indifferenziata vengono, invece, esaminati gli impianti di trattamento meccanico-biologico, volti alla produzione di combustibile derivato dai rifiuti (CDR) e di frazione organica stabilizzata (FOS). Infine, un'attenzione particolare è rivolta alla combustione con recupero di energia dei rifiuti tal quali o del CDR, introducendo la problematica dell'efficienza energetica minima degli impianti di incenerimento sulla base degli orientamenti riportati nelle più recenti Direttive Europee.*
- *Il Capitolo 11 si occupa delle riduzioni dei consumi di fonti fossili che si possono conseguire migliorando l'isolamento termico di edifici ed impianti, recuperando il calore di scarto nell'impiantistica civile ed industriale, ed incrementando l'efficienza degli impianti di riscaldamento. Un'attenzione particolare è riservata ai fondamenti termotecnici della procedura per la certificazione energetica degli edifici. Attraverso l'illustrazione di un percorso semplificato ma in accordo con la più recente normativa si è, così, cercato di spiegare il funzionamento dei vari codici commerciali di certificazione energetica, generalmente impiegati "a scatola chiusa" dai progettisti (ottenendo, tra l'altro, risultati che, spesso, variano in funzione del codice utilizzato).*

PREFAZIONE

- *Il Capitolo 12 si occupa dei miglioramenti dell'efficienza complessiva nell'uso dei combustibili, con particolare riferimento alla cogenerazione industriale di elettricità e calore ed all'impiego di cicli termoelettrici combinati gas-vapore. Nella cogenerazione industriale, le utenze termiche sono fisicamente vicine alla centrale di produzione, e gli impianti di cogenerazione sono, generalmente, di grande taglia e producono calore utilizzato nei processi di produzione. I cicli combinati gas-vapore, invece, producono solo energia elettrica ma, oltre a dare luogo ai rendimenti più elevati oggi possibili, costituiscono la scelta preferenziale per il ripotenzamento delle vecchie centrali termoelettriche a vapore.*
- *Il Capitolo 13 si occupa dei sistemi energetici integrati per l'edilizia. Il punto di partenza è, ancora una volta, la realizzazione delle economie energetiche collegate alla generazione integrata di elettricità e calore. Nel contesto civile la generazione integrata prende il nome di "teleriscaldamento" in quanto viene applicata alla produzione di calore a servizio di utenze lontane, collegate alla centrale mediante una rete primaria, a vapore o ad acqua. Alla rete primaria sono allacciate le sottocentrali delle utenze servite che, tipicamente, sono caratterizzate da una richiesta termica concentrata nei mesi invernali. Di conseguenza, sta incontrando crescente successo il "teleraffrescamento", la tecnologia che consente di sfruttare la centrale di cogenerazione e la rete primaria anche nei mesi estivi, fornendo calore a macchine frigorifere ad assorbimento, collocate nelle sottocentrali e poste a servizio degli impianti locali di condizionamento. Oltre che complessa da gestire, la rete primaria di teleriscaldamento è anche difficile da realizzare nella maggior parte delle città italiane. Per questo motivo, la cogenerazione diffusa sul territorio sta incontrando un favore crescente da quando la tecnologia a messo a disposizione unità di piccola taglia caratterizzate da buoni livelli di affidabilità ed efficienza. Ovviamente, nei casi in cui si realizzi la cogenerazione diffusa nulla vieta di realizzare anche la "trigenerazione", abbinando i gruppi di cogenerazione a macchine frigorifere ad assorbimento al fine di produrre, in maniera integrata, elettricità e calore d'inverno ed elettricità e freddo d'estate. L'alternativa tradizionale al teleriscaldamento è, tuttavia, rappresentata dalle pompe di calore elettriche che, nelle applicazioni impiantistiche, vengono quasi sempre utilizzate nella versione duale (in grado, cioè, di funzionare come pompe di calore nella stagione invernale e come refrigeratori nella stagione estiva). D'altra parte l'utilizzo delle pompe di calore elettriche, pur essendo una scelta corretta dal punto di vista termodinamico, risulta competitivo solo in presenza di incentivi che, in qualche misura, compensino il costo elevato dell'energia elettrica in Italia.*

- *Il Capitolo 14 si occupa dell'utilizzo dell'idrogeno e delle celle a combustibile. L'interesse per l'idrogeno deriva dalla possibilità di convertire l'energia chimica dell'idrogeno in energia elettrica con efficienze elevate e minimo impatto ambientale. Purtroppo, l'idrogeno è disponibile in natura solo sotto forma di composti, quali l'acqua ed il gas naturale, e l'opportunità del suo impiego va valutata tenendo ben presenti anche i costi energetici ed ambientali legati alla sua produzione. Una volta disponibile, l'idrogeno deve essere utilizzato al meglio. Da questo punto di vista, l'impiego delle celle a combustibile è molto vantaggioso poiché consente di raggiungere rendimenti elevatissimi, non limitati dal rendimento massimo di Carnot dei cicli termici diretti. Le celle a combustibile, inoltre, rappresentano una soluzione particolarmente interessante per l'autotrazione e la generazione elettrica diffusa in quanto, anche per taglie molto ridotte, sono caratterizzate da impatto ambientale pressoché nullo e da rendimenti che non diminuiscono in modo significativo nel funzionamento al di fuori delle condizioni nominali.*

Udine, aprile 2011

Gianni Comini, Giulio Croce e Stefano Savino

Indice

1	Le leggi dell'energia	1
1.1	CONSIDERAZIONI INTRODUTTIVE	1
1.2	LAVORO, ENERGIA MECCANICA ED ENERGIA ELETTRICA	2
1.2.1	Influenza degli attriti	7
1.3	ANALISI ENERGETICA	8
1.3.1	Bilanci di primo principio	8
1.3.2	Rendimenti di primo principio	9
1.4	ANALISI EXERGETICA	13
1.4.1	Energia utilizzabile di una quantità di calore	13
1.4.2	Energia utilizzabile di una massa di fluido	15
1.4.3	Bilanci di energia utilizzabile	16
1.4.4	Rendimenti exergetici	18
1.4.5	Rendimento di un ciclo diretto bitermico	20
1.5	PROCESSI DI COMBUSTIONE	21
1.5.1	Rendimento di impianto	23
1.6	CURVA LOGISTICA DEI RENDIMENTI	25
1.7	CONCLUSIONI	26
2	Sistema energetico italiano e contesto internazionale	29
2.1	FABBISOGNI ED IMPIEGHI	29
2.2	BILANCIO ENERGETICO ITALIANO	31
2.2.1	Fabbisogni ed impieghi attuali	37
2.2.2	Evoluzione dei fabbisogni energetici	38
2.2.3	Indice di penetrazione dell'energia elettrica	40
2.2.4	Intensità energetica	42
2.3	IL CONTESTO INTERNAZIONALE	43
2.4	PREVISIONE DEI FABBISOGNI DI ENERGIE PRIMARIE	46
2.5	BILANCIO ELETTRICO ITALIANO	50
2.5.1	Evoluzione del <i>CIL</i>	54
2.6	CONCLUSIONI	57

3	Combustibili fossili	59
3.1	RUOLO DELLA COMBUSTIONE	59
3.2	IL PETROLIO	60
3.2.1	La filiera del petrolio	62
3.2.2	Raffinazione del petrolio	64
3.2.3	Utilizzazione energetica dei prodotti petroliferi	67
3.3	IL GAS NATURALE	69
3.3.1	La filiera del gas naturale	73
3.3.2	Il mercato del gas naturale	75
3.3.3	La tariffa di fornitura del gas naturale	77
3.3.4	Utilizzazione energetica del gas naturale	79
3.4	IL CARBONE	80
3.4.1	La filiera del carbone	81
3.4.2	Utilizzazione energetica del carbone	83
3.4.3	Combustione del carbone	83
3.4.4	Distillazione del carbone	86
3.4.5	Gassificazione del carbone	87
3.4.6	Principali tipologie di gassificatori	89
3.4.7	Il “Gas di Città”	94
3.4.8	Impianti di frazionamento dell’aria	94
3.4.9	Impianti IGCC	96
3.4.10	Chimica del Syngas	97
3.5	CONCLUSIONI	98
4	Combustione e rischi ambientali	101
4.1	FORME DI INQUINAMENTO	101
4.2	INQUINAMENTO TERMICO DIRETTO	101
4.3	INQUINAMENTO TERMICO INDIRETTO	105
4.3.1	Bilancio radiativo della Terra	106
4.4	EFFETTO SERRA	109
4.4.1	I gas serra	113
4.4.2	Riduzione delle emissioni di gas serra	118
4.4.3	Il Pacchetto Verde	122
4.5	INQUINAMENTO CHIMICO	125
4.5.1	Inquinamento da ossidi di zolfo	126
4.5.2	Inquinamento da ossidi di azoto	129
4.5.3	Inquinamento da ozono	133
4.5.4	Inquinamento da polveri sottili	135
4.5.5	Inquinamento da traffico	137
4.6	EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL’ARIA	141

4.6.1	Inquinanti primari	141
4.6.2	Precursori degli inquinanti secondari	144
4.6.3	Sostanze pericolose	146
4.6.4	Criteri di qualità dell'aria	148
4.7	CONCLUSIONI	151
5	Energia elettrica	155
5.1	LE AZIONI	155
5.2	LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA	156
5.2.1	Reti intelligenti	160
5.2.2	Accumulo di energia elettrica	162
5.3	IL MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA	165
5.3.1	La borsa elettrica	169
5.4	INCENTIVI ED AGEVOLAZIONI	171
5.4.1	Il programma CIP6	173
5.4.2	I Certificati Verdi	174
5.4.3	I Certificati Bianchi	176
5.4.4	Il Conto Energia	177
5.4.5	La cogenerazione ad alto rendimento	179
5.4.6	Lo Scambio sul Posto	183
5.4.7	Il Ritiro Dedicato	184
5.4.8	L'opzione Tariffa Onnicomprensiva	185
5.5	LA TARIFFA DI FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA	185
5.6	CARATTERISTICHE DI FORNITURA	189
5.6.1	Circuiti in corrente alternata	190
5.6.2	Distribuzione finale dell'energia elettrica	191
5.6.3	Linee di distribuzione interna	193
5.6.4	Rifasamento	194
5.6.5	Generatori di corrente	194
5.7	IMPIANTI DI ILLUMINAZIONE	195
5.7.1	Livelli di illuminamento	196
5.7.2	Sorgenti luminose	199
5.7.3	Lampade tradizionali	200
5.7.4	Sorgenti luminose a LED	207
5.8	L'AUTO ELETTRICA	209
5.9	CONCLUSIONI	210
6	Energie nucleari	213
6.1	MASSA ED ENERGIA	213
6.2	LA FISSIONE NUCLEARE	214

INDICE

6.2.1	Autofertilizzazione nucleare	219
6.3	REATTORI NUCLEARI A FISSIONE	220
6.3.1	Reattori a ciclo diretto (BWR)	222
6.3.2	Reattori a ciclo indiretto (PWR)	223
6.3.3	Centrali con reattori autofertilizzanti	224
6.4	SICUREZZA DEI REATTORI NUCLEARI	226
6.4.1	L'incidente di Cernobil	228
6.4.2	L'incidente di Fukushima	230
6.5	RISCHI AMBIENTALI DELLA FONTE NUCLEARE	234
6.6	IL NUCLEARE NEL MONDO	237
6.7	IL NUCLEARE IN ITALIA	240
6.8	LA FUSIONE NUCLEARE	241
6.8.1	Reattori nucleari a fusione	243
6.8.2	Impatto ambientale dell'energia di fusione	244
6.9	CONCLUSIONI	245
7	Energia solare	247
7.1	UTILIZZAZIONI DIRETTE DELL'ENERGIA SOLARE	247
7.2	IRRAGGIAMENTO SOLARE	248
7.2.1	Influenza dell'orientamento	250
7.2.2	Radiazione solare annuale	252
7.3	UTILIZZAZIONI AD ALTA TEMPERATURA	254
7.4	UTILIZZAZIONI A MEDIA TEMPERATURA	254
7.4.1	Stagni solari	257
7.5	UTILIZZAZIONI A BASSA TEMPERATURA	259
7.5.1	Produzione di acqua sanitaria con pannelli solari	263
7.5.2	Riscaldamento con pannelli solari	267
7.5.3	Architettura bioclimatica	269
7.5.4	Condizionamento solare	270
7.6	GENERAZIONE ELETTRICA FOTOVOLTAICA	271
7.6.1	Moduli fotovoltaici	273
7.6.2	Generatori e impianti fotovoltaici	276
7.7	CONCLUSIONI	278
8	Energie idraulica, eolica e geotermica	281
8.1	ENERGIE DALL'ACQUA, DAL VENTO E DALLA TERRA	281
8.2	ENERGIA IDRAULICA	282
8.2.1	Impianti idroelettrici ad acqua fluente	284
8.2.2	Impianti idroelettrici a serbatoio	284
8.2.3	Impianti di pompaggio	286

8.2.4	Scelta delle turbine idrauliche	288
8.2.5	Opere idrauliche	288
8.2.6	Mini idroelettrico	291
8.3	ENERGIA EOLICA	294
8.3.1	Caratteristiche del vento	294
8.3.2	Aeromotori	298
8.3.3	Potenza prodotta dagli aeromotori	300
8.3.4	Controllo della potenza degli aerogeneratori	304
8.3.5	Energia producibile da un aeromotore	306
8.4	ENERGIA GEOTERMICA	307
8.4.1	Sfruttamento dell'energia geotermica	310
8.4.2	Sistemi geotermici a vapore dominante	310
8.4.3	Sistemi geotermici ad acqua ad alta temperatura	312
8.4.4	Sistemi geotermici ad acqua a media temperatura	313
8.4.5	Sistemi geotermici ad acqua a bassa temperatura	314
8.4.6	Impatto ambientale dell'energia geotermica	315
8.5	CONCLUSIONI	316
9	Energia dalle biomasse	319
9.1	DEFINIZIONI E CLASSIFICAZIONE	319
9.2	LA POLITICA AGRICOLA COMUNITARIA	320
9.3	LA FILIERA DELLE BIOMASSE	322
9.3.1	Forme commerciali dei biocombustibili solidi	324
9.3.2	Rapporto energetico	325
9.3.3	Sostenibilità ambientale	327
9.3.4	Inquinamento chimico-fisico	331
9.4	CONVERSIONE ENERGETICA DIRETTA	332
9.4.1	Riscaldamento ambientale	333
9.4.2	Generazione diretta di energia elettrica	335
9.5	CONVERSIONE ENERGETICA INDIRETTA	335
9.5.1	Produzione di biogas da liquami zootecnici	336
9.5.2	Produzione di bioetanolo	337
9.5.3	Produzione di oli vegetali e biodiesel	340
9.5.4	Generazione indiretta di energia elettrica	342
9.6	ASPETTI ECONOMICI	342
9.6.1	Costi dei biocombustibili solidi	343
9.6.2	Costi del biogas da reflui	345
9.6.3	Costi del bioetanolo	346
9.6.4	Costi del biodiesel	346
9.7	CONCLUSIONI	347

10 Energia dai rifiuti	349
10.1 IL PROBLEMA CULTURALE	349
10.2 RIFIUTI SOLIDI URBANI	350
10.3 NORMATIVA	354
10.4 RACCOLTA DIFFERENZIATA	355
10.4.1 Riciclaggio dei rifiuti	356
10.4.2 Compostaggio di qualità	358
10.5 RACCOLTA INDIFFERENZIATA	361
10.5.1 Impianti di trattamento meccanico-biologico	361
10.6 CONVERSIONE ENERGETICA	363
10.6.1 Combustione con recupero di energia	365
10.6.2 Impianti di combustione dei rifiuti	366
10.6.3 Controllo delle emissioni di microinquinanti	367
10.6.4 Controllo delle emissioni di macroinquinanti	369
10.6.5 Valori limite delle emissioni	371
10.6.6 Efficienza energetica	372
10.7 CONFERIMENTO IN DISCARICA	374
10.7.1 Discarica controllata	375
10.8 CONCLUSIONI	378
11 Risparmi e recuperi	379
11.1 I CAMBIAMENTI	379
11.2 MATERIALI ISOLANTI PER L'EDILIZIA	380
11.2.1 Isolamento delle strutture edilizie	381
11.3 MATERIALI ISOLANTI PER L'IMPIANTISTICA	383
11.3.1 Isolamento delle tubazioni	384
11.3.2 Isolamento dei componenti impiantistici	387
11.4 RECUPERATORI DI CALORE	388
11.4.1 Richiami sulla teoria generale degli scambiatori di calore	388
11.4.2 Generatori di vapore a recupero	392
11.4.3 Recuperatori di calore ad olio diatermico	394
11.4.4 Recuperatori di calore fumi-aria	394
11.4.5 Recuperatori di calore aria-aria	398
11.5 RIDUZIONE DEI CONSUMI ENERGETICI NEGLI EDIFICI	401
11.5.1 Calcolo dei consumi energetici per il riscaldamento	402
11.5.2 Evoluzione della normativa	407
11.5.3 Classi di prestazione energetica	412
11.6 CONCLUSIONI	413
12 Cogenerazione e cicli combinati	417

12.1	TERMODINAMICA E TECNOLOGIA	417
12.2	CONVENIENZA DELLA COGENERAZIONE	418
12.2.1	Criteri di prestazione	420
12.3	SISTEMI DI COGENERAZIONE	422
12.4	COGENERAZIONE CON MOTORI A C.I. INDUSTRIALI	424
12.4.1	Cogenerazione con motori Diesel	424
12.4.2	Cogenerazione con motori “tipo Diesel”	428
12.5	COGENERAZIONE CON TURBINE A VAPORE	429
12.5.1	Turbine a vapore a contropressione	429
12.5.2	Turbine a vapore a spillamento	434
12.6	COGENERAZIONE CON TURBINE A GAS	441
12.7	CICLI COMBINATI GAS-VAPORE	446
12.7.1	Ammodernamento delle centrali termoelettriche	449
12.7.2	Analisi energetica dei cicli combinati	450
12.7.3	Ottimizzazione del recupero	453
12.8	GENERAZIONE MAGNETOIDRODINAMICA	456
12.9	CONCLUSIONI	458
13	Sistemi energetici integrati per l’edilizia	461
13.1	USI CIVILI DELL’ENERGIA	461
13.2	CONFRONTO TRA COGENERAZIONE E POMPE DI CALORE	463
13.3	TELERISCALDAMENTO	464
13.3.1	Consumi energetici per il teleriscaldamento	465
13.3.2	Impianti di teleriscaldamento	467
13.3.3	Teleraffrescamento	470
13.4	MINI E MICROCOGENERAZIONE	471
13.4.1	Mini e microgenerazione con motori a ciclo Otto	471
13.4.2	Mini e microgenerazione con turbine a gas	473
13.4.3	Trigenerazione	476
13.5	MACCHINE A CICLO INVERSO	479
13.5.1	Macchine a ciclo inverso a compressione in assetto refrige- ratore	481
13.5.2	Macchine a ciclo inverso a compressione in assetto riscaldi- tore	482
13.6	SORGENTI TERMICHE	483
13.6.1	Aria esterna	483
13.6.2	Acqua esterna	485
13.6.3	Terreno	487
13.6.4	Configurazioni impiantistiche	488
13.7	MACCHINE AD ASSORBIMENTO	491

INDICE

13.7.1	Macchine ad assorbimento in assetto refrigeratore	493
13.7.2	Macchine ad assorbimento in assetto riscaldatore	495
13.7.3	Pompe di calore duali ad assorbimento alimentate a gas	497
13.8	VANTAGGI DELLE POMPE DI CALORE	499
13.8.1	Consumo di energia primaria	501
13.8.2	Costo di gestione	501
13.8.3	Convenienza economica globale	502
13.9	CONCLUSIONI	504
14	Idrogeno e celle a combustibile	507
14.1	LA FONTE SECONDARIA IDROGENO	507
14.2	PROPRIETÀ DELL'IDROGENO	508
14.3	PRODUZIONE DELL'IDROGENO	509
14.3.1	Idrogeno da steam reforming di idrocarburi	509
14.3.2	Idrogeno da gassificazione del carbone	512
14.3.3	Elettrolisi dell'acqua	515
14.3.4	Metodologie alternative di produzione	518
14.3.5	Stoccaggio dell'idrogeno	518
14.4	COMBUSTIONE DELL'IDROGENO	519
14.5	CELLE A COMBUSTIBILE	520
14.5.1	Principio di funzionamento	521
14.5.2	Espressione del rendimento	522
14.5.3	Tendenze attuali	525
14.6	IMPIANTI CON CELLE A COMBUSTIBILE	530
14.7	IDROGENO E SISTEMA ENERGETICO	531
14.8	IDROGENO E TRASPORTI	533
14.9	CONCLUSIONI	536
	Glossario	539
	Bibliografia	551
	Indice analitico	555

Nomenclatura

A	area
c	calore specifico velocità della luce
D	diametro
E	energia
e	energia specifica (per unità di massa) energia utilizzabile
F	forza
g	accelerazione di gravità
h	entalpia specifica (per unità di massa)
H_i	potere calorifico inferiore
H_s	potere calorifico superiore
I	intensità di corrente
L	lavoro lunghezza
\dot{m}	portata di massa
p	pressione
P	potenza
Q	quantità di calore
q	flusso termico
q'	flusso termico specifico (per unità di lunghezza)
q''	flusso termico specifico (per unità di superficie)
\dot{q}	generazione di calore (per unità di tempo e di volume)
r	raggio
R	resistenza termica costante del gas lavoro di attrito
s	entropia specifica (per unità di massa) spessore
\dot{S}	generazione di entropia (per unità di tempo)
t	temperatura relativa

NOMENCLATURA

T	temperatura assoluta
U	coefficiente globale di scambio termico
v	volume specifico (per unità di massa)
V	volume
	tensione elettrica
\dot{V}	portata volumetrica
w	velocità
x	coordinata
y	coordinata
z	coordinata
	angolo zenitale
α	coefficiente di convezione
	coefficiente di assorbimento
ϵ	coefficiente di effetto utile
	efficienza
	emissività
η	rendimento
ϑ	variabile tempo
θ	istante di tempo
λ	conduttività termica
	lunghezza d'onda
ρ	densità
ω	velocità angolare

Indici

'	referito all'unità di lunghezza
"	referito all'unità di superficie
+	lavoro (potenza) ottenuti calore (flusso termico) forniti (ione) positivo, ovvero catione
-	lavoro (potenza) forniti calore (flusso termico) ottenuti (ione) negativo, ovvero anione
0	valore di riferimento

Pedici

a	ambiente
	aria
A	assorbitore
c	combustibile

	caldo
<i>C</i>	condensatore
<i>d</i>	dispersioni
<i>e</i>	entrata
	esterno
<i>E</i>	evaporatore
<i>elt</i>	elettrico, in assenza di ambiguità abbreviato in <i>e</i>
<i>f</i>	finale
	freddo
	fumi
<i>g</i>	globale
	gas
<i>G</i>	generatore
<i>i</i>	iniziale
	interno
	incidente
<i>irr</i>	irreversibile
<i>M</i>	mandata
<i>n</i>	netto
	in direzione normale
<i>p</i>	pressione
	(superficie) in pianta
	picco
	(energia) primaria
<i>P</i>	pompa
<i>Q</i>	riferito al calore
<i>r</i>	rinnovabili
<i>R</i>	ritorno
<i>rev</i>	reversibile
<i>s</i>	saturazione
	solare
	stechiometrico
	superficie
<i>T</i>	turbina
<i>ter</i>	termico, in assenza di ambiguità abbreviato in <i>t</i>
<i>u</i>	uscita
	utile
<i>v</i>	vapore
	volume
	ventilazione

NOMENCLATURA

w	(energia) cinetica acqua
z	(energia) potenziale
I	referito al primo principio della termodinamica
II	referito al secondo principio della termodinamica
∞	condizioni indisturbate

Capitolo 1

Le leggi dell'energia

1.1 CONSIDERAZIONI INTRODUTTIVE

L'energia può essere immagazzinata nei sistemi di interesse tecnico siano essi chiusi, cioè senza aperture di comunicazione con l'esterno, od aperti, cioè delimitati da una porzione fissa di spazio con più aperture dalle quali possono entrare ed uscire i fluidi operativi. Le principali tipologie sotto le quali l'energia si presenta sono: la meccanica, l'elettrica, la termica e la chimica. L'energia può trasformarsi da una tipologia all'altra, e può anche essere scambiata sotto forma di lavoro e calore. La quantità totale di energia si conserva in tutte le trasformazioni ed in tutti gli scambi, ma la qualità complessiva dell'energia si degrada. Un esempio di degrado, noto a tutti, è la trasformazione dell'energia meccanica in energia termica ad opera degli attriti. L'energia termica così ottenuta è, infatti, di qualità inferiore dal momento che non può essere ritrasformata integralmente in energia meccanica.

In termini più tecnici, si può affermare che i bilanci dell'energia rientrano nel campo di applicazione del primo principio della termodinamica. Tale principio è basato sulla constatazione, assunta a postulato, del fatto che l'energia totale si conservi in quel particolare "universo" costituito dal sistema indagato e dal "sistema esterno" che lo avvolge. Le considerazioni sull'inevitabile degrado dell'energia conservata rientrano, invece, nel campo di applicazione del secondo principio della termodinamica. Tale principio è basato sulla constatazione, assunta a postulato, del fatto che l'entropia dell'universo tende ad aumentare e può, al meglio, restare costante.

Il primo ed il secondo principio, presi insieme, consentono di arrivare al concetto di energia utilizzabile, od "exergia", intesa come frazione del contenuto totale di energia posseduta da un sistema che può ancora essere trasformata in lavoro meccanico (la forma di energia più flessibile e, quindi, più pregiata). In armonia con il primo ed il secondo principio della termodinamica, i bilanci di energia utilizzabile portano poi a

constatare che l'energia utilizzabile totale tende a diminuire e può, al meglio, restare costante se nei processi esaminati non vi sono generazioni di entropia.

In questo capitolo ci si propone di fornire le nozioni di base sulla conservazione della quantità e la simultanea perdita di qualità dell'energia. Tali nozioni verranno illustrate in forma adatta alle analisi dei sistemi e processi tecnici di cui ci si occuperà nel testo. Nelle considerazioni introduttive, come nel seguito del testo, le nozioni teoriche saranno accompagnate da esempi volti a chiarirne le modalità di applicazione.

1.2 LAVORO, ENERGIA MECCANICA ED ENERGIA ELETTRICA

In Fisica, il lavoro meccanico viene definito come prodotto di una forza per la componente dello spostamento nella direzione e verso della forza stessa. In tale definizione rientra, ad esempio, il lavoro scambiato con l'esterno dal fluido contenuto in un sistema cilindro-pistone. Con riferimento al fluido contenuto nel sistema rappresentato in Fig. 1.1, dove il pistone si muove in assenza d'attriti, si ha equilibrio tra la forza interna di pressione pA e la forza esterna F . Di conseguenza, il lavoro elementare dL scambiato con l'esterno durante la compressione, o l'espansione, coincide con il lavoro compiuto dalla forza interna e vale

$$dL = pA dx = p dV \quad (1.1)$$

In armonia con la convenzione termodinamica sui segni, dL così definito risulta positivo se di espansione, ovvero ceduto dal fluido, e negativo se di compressione, ovvero fornito al fluido. Integrando tra lo stato iniziale i e lo stato finale f , si ottiene

$$L_{if} = \int_i^f p dV \quad (1.2)$$

dove L_{if} rappresenta il lavoro di compressione, od espansione, scambiato con l'esterno da un sistema chiuso durante una trasformazione reversibile (ovvero, una trasformazione nella quale il pistone può andare avanti, o indietro, a seguito di variazioni infinitesime di una delle due forze in equilibrio).

Le energie meccaniche cui si fa riferimento in questo testo sono associate alla massa, e si presentano nelle forme cinetica e potenziale. L'energia cinetica posseduta da una massa m che si muove con velocità w è pari a

$$E_w = m \frac{w^2}{2} \quad (1.3)$$

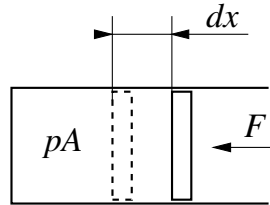


Figura 1.1: Lavoro scambiato da un fluido contenuto in un sistema cilindro-pistone.

e, di conseguenza, l'energia cinetica per unità di massa vale

$$e_w = \frac{w^2}{2} \quad (1.4)$$

L'energia potenziale di una massa m , che si trova alla quota z rispetto al piano orizzontale, è pari a

$$E_z = mgz \quad (1.5)$$

e, di conseguenza, l'energia potenziale per unità di massa vale

$$e_z = gz \quad (1.6)$$

Come evidenziato nell'Esempio 1.1, l'energia cinetica e l'energia potenziale sono completamente trasformabili tra loro, ed è possibile avere un sistema di carrucole senza attriti che utilizza l'energia potenziale di una massa per produrre lavoro. Di conseguenza, sarebbe possibile anche utilizzare l'energia potenziale della massa per comprimere un fluido, od il lavoro di espansione di un fluido per sollevare un peso (incrementando così l'energia potenziale del peso stesso). In assenza di attriti, tutte queste conversioni tra energia potenziale e lavoro possono avere luogo con rendimento unitario. Pertanto, attesa l'equivalenza tra energia cinetica e potenziale, anche le conversioni tra energia cinetica e lavoro meccanico possono avere luogo con rendimento unitario. In tutte queste conversioni il lavoro meccanico può essere considerato, quindi, una forma di energia in transito, scambiata con l'esterno quando vi è uno spostamento, coerente ed ordinato, delle molecole ai confini del sistema.

La definizione "fisica" di lavoro è ancora applicabile nel caso di un corpo rotante, purché si intenda con F la componente della forza agente nella direzione di spostamento del punto di applicazione della forza stessa. Quando un corpo, girando, compie un piccolo spostamento angolare $\Delta\beta$, il punto di applicazione della forza percorre un tratto $\Delta s = r \Delta\beta$, proporzionale al raggio di rotazione r del punto stesso. Il corrispondente lavoro è quindi esprimibile come: $F\Delta s = Fr\Delta\beta = J\Delta\beta$ dove

1. LE LEGGI DELL'ENERGIA

$J = Fr$ è il momento della forza. Di conseguenza, il lavoro meccanico di rotazione scambiato dall'albero di trasmissione rappresentato in Fig. 1.2 (a), è pari a

$$dL = -Jd\beta \quad (1.7)$$

dove J è il momento applicato all'albero, $d\beta$ è la rotazione infinitesima nella direzione e verso di J , ed il segno negativo deriva dalla convenzione adottata sui segni del lavoro scambiato (positivo se ceduto dal sistema e negativo se fornito al sistema).

Lo schema di Fig. 1.2 (a) può essere collegato idealmente allo schema di Fig. 1.2 (b), al fine di mostrare come il lavoro elettrico sia perfettamente equivalente al lavoro meccanico. Se, infatti, l'albero è azionato da un motore elettrico alimentato da una batteria, il lavoro elettrico elementare scambiato dalla batteria durante una rotazione infinitesima, è pari a

$$dL = -Jd\beta = -\Delta E dQ_e \quad (1.8)$$

dove ΔE è la forza elettromotrice generata dalla batteria e dQ_e è la quantità di carica elettrica necessaria per indurre la rotazione $d\beta$. Tale espressione vale per tutte le situazioni in cui si ha un'alimentazione elettrica, e ci porta necessariamente a concludere che vi è equivalenza tra lavoro elettrico (1.8) e lavoro meccanico (1.7). A conferma di ciò, si può citare il fatto che i rendimenti delle macchine elettriche sono, in genere, molto elevati e potrebbero essere unitari nell'ipotesi di circuiti superconduttori, ovvero privi di resistenza elettrica.

Generalizzando i risultati sin qui ottenuti, si può affermare che l'energia meccanica, il lavoro meccanico ed il lavoro elettrico (o, se vogliamo, l'energia elettrica) sono perfettamente equivalenti. Tutte le forme di lavoro e di energia e meccanica si misurano, infatti, in joule [J], o chilojoule, [kJ], mentre energia e lavoro per unità di massa si misurano in joule, o chilojoule, per chilogrammo, cioè [J/kg] o [kJ/kg].

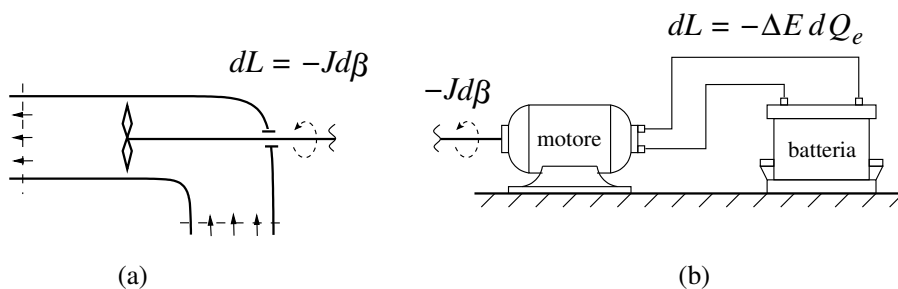


Figura 1.2: Lavoro scambiato da un albero rotante con: (a) un sistema fluido e (b) un sistema elettrico.

Esempio 1.1 *Si descrivano alcuni sistemi che realizzano la conversione tra le diverse forme di energia meccanica ed il lavoro.*

Soluzione

a) Il pendolo oscillante, schematizzato in Fig. 1.3, realizza una conversione continua di energia cinetica in energia potenziale e viceversa. In assenza di attriti si ha che la somma delle due energie è costante. In particolare, nella posizione 1 è massima l'energia cinetica e nulla l'energia potenziale mentre, nelle posizioni 2, è massima l'energia potenziale e nulla l'energia cinetica.

b) Nel deflusso dell'acqua da un foro praticato in un serbatoio nella posizione indicata in Fig. 1.4, valgono le relazioni seguenti

$$p_e + \frac{1}{2}\rho w_e^2 + \rho g z_e = p_u + \frac{1}{2}\rho w_u^2 + \rho g z_u$$

con e sezione di entrata, u sezione d'uscita, $p_e = p_u = p_{atm}$, $w_e \cong 0$ e $(z_e - z_u) = \Delta z$. Risulta quindi

$$w_u^2 = 2g\Delta z$$

ovvero

$$w_u = \sqrt{2g\Delta z}$$

poiché, in assenza di attriti, l'energia potenziale $g\Delta z$ si è interamente convertita nell'energia cinetica $w_u^2/2$.

c) Come indicato in Fig. 1.5, vale anche il viceversa poiché, in assenza di attriti, un getto che esce da un ugello con velocità w sale di quota in ragione di

$$\Delta z = \frac{w^2}{2g}$$

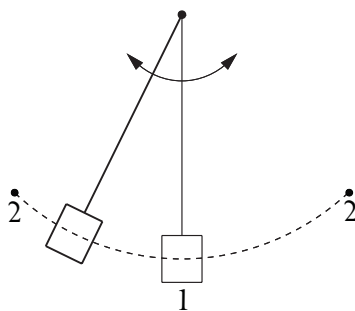


Figura 1.3: Pendolo oscillante.

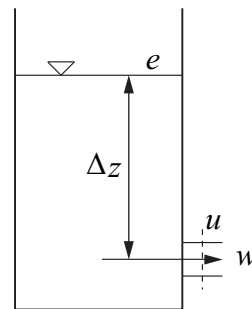


Figura 1.4: Deflusso di un liquido da un foro.

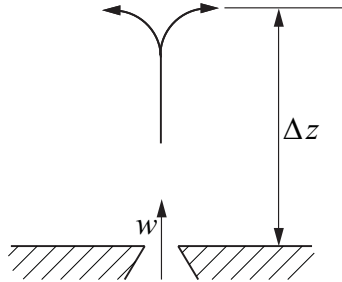


Figura 1.5: Getto liquido verticale.

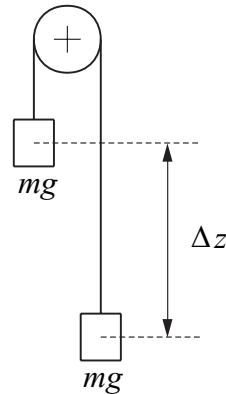


Figura 1.6: Carrucola senza attriti.

d) Come indicato in Fig. 1.6, un peso mg che scende di Δz in una carrucola senza attriti può far salire un altro peso uguale scambiando il lavoro

$$|L| = mg\Delta z = |\Delta E_z|$$

Quindi, l'energia potenziale (e, di conseguenza anche l'energia cinetica) sono interamente convertibili in lavoro meccanico.

e) Una pompa/turbina, posta tra due bacini come indicato in Fig. 1.7, può trasformare in lavoro la differenza di energia potenziale dell'acqua tra le due quote. (Le pompe/turbine sono utilizzate come pompe durante la notte, quando l'energia elettrica costa meno perché è meno richiesta, e come turbine durante il giorno, quando l'energia elettrica costa di più perché è più richiesta).

Dal bilancio dell'energia meccanica, applicato ad una massa unitaria di fluido tra l'entrata e e l'uscita u del sistema P/T , si ottiene

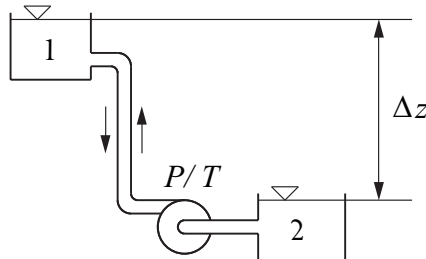


Figura 1.7: Pompa/turbina operante tra due bacini.

1.2. LAVORO, ENERGIA MECCANICA ED ENERGIA ELETTRICA

$$\frac{w_u^2 - w_e^2}{2} + g(z_u - z_e) + v(p_u - p_e) + L_{eu} + R_{eu} = 0$$

dove L_{eu} indica il lavoro scambiato nella pompa/turbina, R_{eu} indica la perdita di energia meccanica causata dagli attriti, mentre si ha: $e = 1$ ed $u = 2$ nel funzionamento come turbina, ed $e = 2$ ed $u = 1$ nel funzionamento come pompa. Per $w_e \cong w_u \cong 0$, $p_e = p_u = p_{atm}$ ed in assenza di attriti ($R_{eu} = 0$) risulta

$$L_{eu} = g(z_e - z_u) = g\Delta z_{turbina} = -g\Delta z_{pompa}$$

indicando che, nel funzionamento come turbina, si ottiene un lavoro (> 0) uguale, in valore assoluto, al lavoro speso (< 0) nel funzionamento come pompa.

1.2.1 Influenza degli attriti

Come si è osservato in precedenza, l'energia meccanica non si conserva (in quanto tale) a causa degli attriti. Nella pompa/turbina di Fig. 1.7, il lavoro reale ottenuto nel funzionamento come turbina è, infatti, minore del lavoro ideale, mentre il lavoro speso nel funzionamento come pompa è maggiore, in modulo, del lavoro ideale. Analogamente, in assenza di molla e scappamento il pendolo di un orologio si ferma dopo alcune oscillazioni, a differenza del pendolo ideale cui ci si è riferiti nella situazione (a) dell'Esempio 1.1.

L'energia meccanica perduta è convertita dagli attriti in energia interna. Ciò vuol dire che l'energia da meccanica e coerente (in quanto associata al movimento di una massa macroscopica) diventa interna ed incoerente (in quanto associata ai movimenti di agitazione di atomi e molecole). Inoltre, con riferimento al sistema rappresentato nella Fig. 1.8 si evince che un aumento di energia interna può essere conseguito sia fornendo calore al recipiente, come in Fig. 1.8 (a), sia compiendo un lavoro d'agitazione del liquido, come in Fig. 1.8 (b). Generalizzando questi risultati si può, dunque, affermare che il lavoro è integralmente sostituibile al calore, e che il calore è una forma di energia in transito, scambiata quando vi è movimento incoerente di

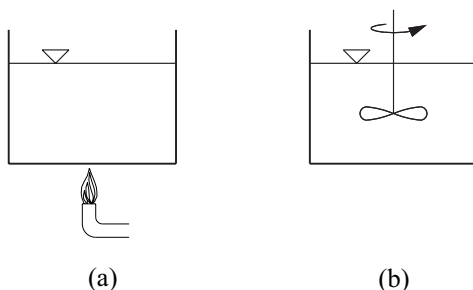


Figura 1.8: Aumento di energia interna per (a) fornitura di calore o (b) fornitura di lavoro.

atomi e molecole ai confini del sistema.

Se è bene ricordare che il lavoro è integralmente sostituibile al calore, come si evince dalla Fig. 1.8 (o, se vogliamo, dal primo principio della termodinamica), occorre anche tener presente che, in forza del secondo principio della termodinamica, il calore non è integralmente convertibile in lavoro. Come vedremo meglio nel Paragrafo 1.4, infatti, le perdite di energia meccanica dovute agli attriti comportano perdite nella capacità di produrre lavoro.

1.3 ANALISI ENERGETICA

L'analisi energetica si occupa, essenzialmente, dei bilanci di energia ed è basata sul primo principio della termodinamica. Il primo principio non distingue qualitativamente tra i diversi tipi d'energia, ma stabilisce unicamente che, in tutte le trasformazioni, si conserva l'energia complessivamente posseduta del sistema indagato e del sistema esterno che lo avvolge. Il primo principio conduce, quindi, a formulare equazioni di bilancio ed a definire rendimenti dove tutte le forme di energia sono trattate allo stesso modo, indipendentemente dalla loro qualità.

1.3.1 Bilanci di primo principio

Per i sistemi di interesse tecnico più semplici, che sono i sistemi aperti in regime stazionario con una sola entrata ed una sola uscita, il bilancio di primo principio, o bilancio di energia, può essere vantaggiosamente scritto in forma di potenze e flussi con riferimento, ad esempio, alla Fig. 1.9. Si ha così

$$P = q_a + \sum q + \dot{m} \left[\left(h_e + gz_e + \frac{w_e^2}{2} \right) - \left(h_u + gz_u + \frac{w_u^2}{2} \right) \right] \quad (1.9)$$

Nel caso generale di sistemi in regime stazionario con più entrate e più uscite, il bilancio di energia, o di primo principio, diventa

$$P = q_a + \sum q + \sum \dot{m}_e \left(h_e + gz_e + \frac{w_e^2}{2} \right) - \sum \dot{m}_u \left(h_u + gz_u + \frac{w_u^2}{2} \right) \quad (1.10)$$

dove il riferimento è alla Fig. 1.10.

Nelle equazioni (1.9) ed (1.10), P rappresenta la somma algebrica di tutte le potenze scambiate con l'esterno dalle apparecchiature tecniche come pompe, compressori e turbine, mentre si usa distinguere tra flusso termico q_a scambiato con l'ambiente,

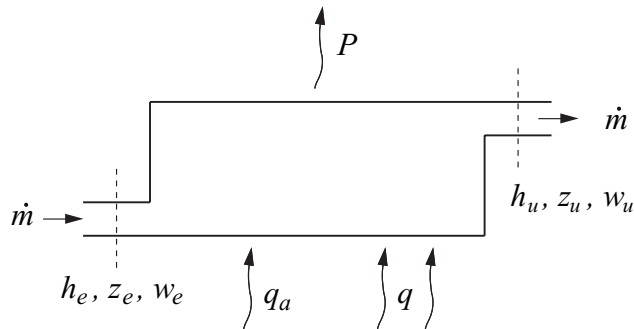


Figura 1.9: Bilancio di energia, o di primo principio, per sistemi aperti con una entrata ed una uscita.

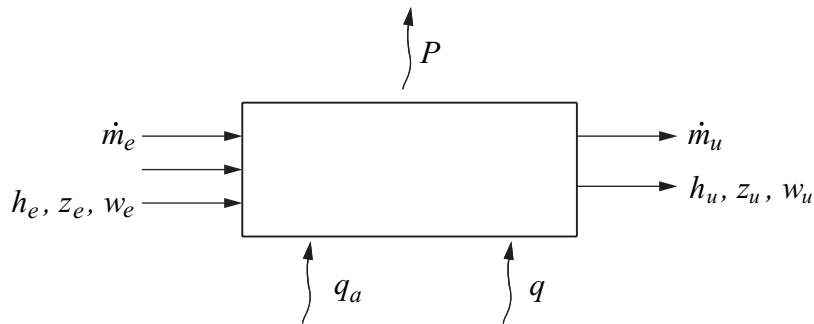


Figura 1.10: Bilancio di energia, o di primo principio, per sistemi con più entrate e più uscite.

e somma q dei flussi termici scambiati con sorgenti diverse dall'ambiente. Inoltre, \dot{m} indica la portata di massa ed i pedici e ed u indicano portate, entalpie h , energie potenziali gz ed energie cinetiche $w^2/2$, rispettivamente entranti ed uscenti.

1.3.2 Rendimenti di primo principio

Le definizioni dei rendimenti devono essere sempre date facendo riferimento al rapporto tra benefici e costi. Il rendimento di primo principio, o rendimento di conversione, può così essere definito come:

$$\eta_I = \frac{\text{energia ottenuta}}{\text{energia fornita}} = 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{energia fornita}} \quad (1.11)$$

dove i termini sono presi in valore assoluto, mentre le perdite sono associate alla differenza tra quanto si fornisce e quanto si ottiene e coincidono, in valore assoluto, con le dispersioni di energia nell'ambiente. I rendimenti di primo principio non distinguono, infatti, tra le diverse forme di energia e, in particolare, non risentono delle

irreversibilità interne ai processi. (Le irreversibilità sono “influenze a senso unico”, come gli attriti e gli scambi termici tra fluidi a temperature diverse, che impediscono al sistema di tornare spontaneamente nelle condizioni iniziali). Nella (1.11) per energia ottenuta si intendono, allora, le potenze meccaniche ottenute P^+ , i flussi termici ottenuti $|q^-|$ e le differenze positive, uscenti meno entranti, tra i flussi di entalpia, energia potenziale ed energia cinetica. Viceversa, per energia fornita si intendono le potenze meccaniche fornite $|P^-|$, i flussi termici forniti q^+ , e le differenze positive, entranti meno uscenti, tra i flussi di entalpia, energia potenziale ed energia cinetica.

Si noti che, in questo paragrafo, i rendimenti di primo principio sono contraddistinti dal pedice I . Nella pratica, tuttavia, si tende ad omettere questo pedice ove non strettamente necessario per la comprensione del testo.

Esempio 1.2 *Si determini il rendimento di primo principio di uno scaldabagno elettrico munito di una resistenza da 1 kW che, per imperfetto isolamento, cede all'ambiente esterno 50 W.*

Soluzione

Dalla definizione (1.11) si ottiene immediatamente

$$\eta_I = 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{energia fornita}} = 1 - \frac{|q_a^-|}{|P^-|} = 1 - \frac{0,05}{1,00} = 0,95$$

in quanto il primo principio non distingue tra energia termica ed energia elettrica. Si noti che nell'espressione precedente sono negative, rispetto al sistema scaldabagno, sia la perdita (flusso termico q_a^- uscente verso l'esterno) che la fornitura (potenza elettrica P^- , equivalente a potenza meccanica, entrante dall'esterno).

Esempio 1.3 *Nello scambiatore in controcorrente adiabatico verso l'esterno, schematizzato in Fig. 1.11, una portata d'acqua calda $\dot{m}_c = 1 \text{ kg/s}$ alla temperatura di 80°C viene raffreddata fino a 50°C scambiando calore con una portata d'acqua fredda $\dot{m}_f = 2 \text{ kg/s}$ che entra alla temperatura di 40°C . Si determini il rendimento di primo principio nell'ipotesi che le variazioni di energia cinetica e potenziale siano trascurabili.*

Soluzione

Dal bilancio termico (1.10) si ricava

$$\dot{m}_c(h_{ce} - h_{cu}) - \dot{m}_f(h_{fu} - h_{fe}) = \dot{m}_c c(t_{ce} - t_{cu}) - \dot{m}_f c(t_{fu} - t_{fe}) = 0$$

e tale relazione consente il calcolo della temperatura dell'acqua fredda all'uscita

$$t_{fu} = t_{fe} + \frac{\dot{m}_c(t_{ce} - t_{cu})}{\dot{m}_f} = 40 + \frac{1(80 - 50)}{2} = 55 \text{ }^\circ\text{C}$$

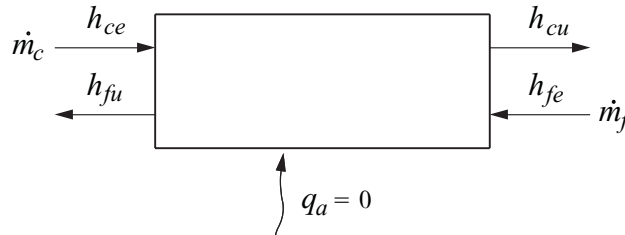


Figura 1.11: Scambiatore in controcorrente adiabatico verso l'esterno.

Per definire il rendimento ci si riferisce ai due circuiti idraulici (caldo e freddo) ed ai rispettivi flussi entalpici. Si ha così:

- flusso entalpico fornito:

$$\dot{m}_c(h_{ce} - h_{cu}) = \dot{m}_c c(t_{ce} - t_{cu}) = 1 \cdot 4,187(80 - 50) = 125,61 \text{ kW}$$

- flusso entalpico ottenuto (espresso in valore assoluto):

$$\dot{m}_f(h_{fu} - h_{fe}) = \dot{m}_f c(t_{fu} - t_{fe}) = 2 \cdot 4,187(55 - 40) = 125,61 \text{ kW}$$

- perdite (espresse in valore assoluto):

$$\text{flusso fornito} - \text{flusso ottenuto} = 125,61 - 125,61 = 0$$

In base alla (1.11) si ha

$$\eta_I = 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{energia fornita}} = 1 - \frac{0}{125,61} = 1$$

Nell'analisi non si è tenuto conto delle irreversibilità connesse allo scambio termico interno tra la portata calda \dot{m}_c (che si raffredda cedendo calore) e la portata fredda \dot{m}_f (che si riscalda acquistando calore). Il primo principio, infatti, attribuisce lo stesso valore metrologico a tutte le forme di energia, e non distingue tra le temperature alle quali il calore è disponibile. Per quantificare l'influenza delle irreversibilità connesse agli scambi termici occorrerà, quindi, ricorrere all'analisi exergetica (che tiene conto anche del secondo principio).

Esempio 1.4 Nello scambiatore a miscela, schematizzato in Fig. 1.12, entrano una portata d'acqua calda $\dot{m}_c = 1 \text{ kg/s}$ alla temperatura di $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ed una portata d'acqua fredda $\dot{m}_f = 2 \text{ kg/s}$ alla temperatura di $40 \text{ }^\circ\text{C}$, mentre esce una portata $\dot{m}_m = \dot{m}_c + \dot{m}_f$ alla temperatura di $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Si determini il rendimento di primo principio nell'ipotesi che le variazioni di energia cinetica e potenziale siano trascurabili.

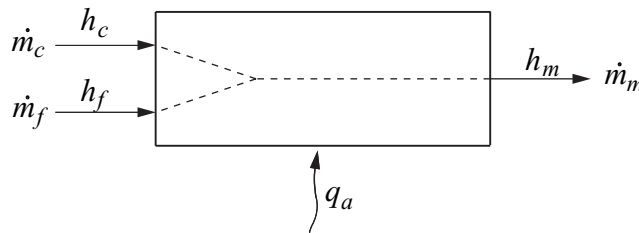


Figura 1.12: Scambiatore di calore a miscela non adiabatico verso l'esterno.

Soluzione

La (1.10), che in questo caso si riduce ad un bilancio termico, consente il calcolo della perdita termica verso l'ambiente

$$\begin{aligned} q_a &= -(\dot{m}_c h_c + \dot{m}_f h_f - \dot{m}_m h_m) = -c(\dot{m}_c t_c + \dot{m}_f t_f - \dot{m}_m t_m) \\ &= -4,187(1 \cdot 80 + 2 \cdot 40 - 3 \cdot 50) = -41,87 \text{ kW} \end{aligned}$$

che è negativa in quanto costituita da calore uscente verso l'esterno. Per definire il rendimento ci si riferisce allo schema di Fig. 1.12, dove lo scambiatore si può considerare costituito da due circuiti ideali: quello caldo con portata \dot{m}_c e salto termico da 80 a $50 \text{ }^\circ\text{C}$, e quello freddo con portata \dot{m}_f e salto termico da 40 a $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Si ha così:

- flusso entalpico fornito:

$$\dot{m}_c(h_c - h_m) = \dot{m}_c c(t_c - t_m) = 1 \cdot 4,187(80 - 50) = 125,61 \text{ kW}$$

- flusso entalpico ottenuto (espresso in valore assoluto):

$$\dot{m}_f(h_m - h_f) = \dot{m}_f c(t_m - t_f) = 2 \cdot 4,187(50 - 40) = 83,74 \text{ kW}$$

- perdite (esprese in valore assoluto):

$$\text{flusso fornito} - \text{flusso ottenuto} = 125,61 - 83,74 = 41,87 \text{ kW}$$

La differenza tra flusso entalpico ottenuto e flusso entalpico fornito corrisponde alla perdita che compare nel bilancio termico. Quindi, in base alla (1.11) si ha

$$\eta_I = 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{energia fornita}} = 1 - \frac{41,87}{125,61} = 0,667$$

in quanto, nell'analisi, non si tiene conto delle irreversibilità dovute al mescolamento poiché, come si è più volte osservato, il primo principio attribuisce lo stesso valore metrologico a tutte le forme di energia, e non distingue tra le temperature alle quali il calore è disponibile.

1.4 ANALISI EXERGETICA

Come si è detto, tutte le forme d'energia sono equivalenti dal punto di vista del primo principio. Tale equivalenza, però, è solo metrologica e si riflette nel fatto che energia, calore e lavoro si misurano con la stessa unità, il joule e, analogamente, flusso di energia, flusso termico e potenza meccanica si misurano con la stessa unità, il watt. L'esperienza dimostra, invece, che le diverse forme d'energia non sono equivalenti dal punto di vista della loro qualità e che, nei processi naturali, l'energia si degrada passando da lavoro ad energia interna e calore, e da calore ad alta temperatura a calore a bassa temperatura fino ad arrivare a calore disponibile alla temperatura ambiente.

La degradazione dell'energia è dovuta alle irreversibilità che, come dice il nome, impediscono al sistema di ritornare in modo spontaneo alla situazione di partenza. In un contesto di "qualità", occorre tener presente che le energie meccaniche possono essere trasformate integralmente in lavoro ed il lavoro, a sua volta, può essere trasformato integralmente in energia interna e calore, ma l'energia interna ed il calore possono essere ritrasformati solo parzialmente in lavoro. La qualità delle diverse forme di energia deve allora essere valutata con riferimento alla possibilità di produrre lavoro, che è l'unica forma di energia utilizzabile "tal quale" sia negli azionamenti industriali sia nelle applicazioni termotecniche. Dopo tale valutazione, occorre formulare equazioni di bilancio e definire rendimenti che tengano conto della qualità delle diverse forme di energia.

1.4.1 Energia utilizzabile di una quantità di calore

Da una quantità di calore disponibile a temperatura maggiore di quella ambiente si può ottenere lavoro, mentre da una quantità di calore disponibile a temperatura inferiore a quella ambiente si può ottenere un effetto frigorifero utile. Al lavoro massimo ottenibile da una quantità di calore a $T > T_a$, ovvero al lavoro minimo speso per disporre di una quantità di calore a $T < T_a$, si dà il nome di "energia utilizzabile"

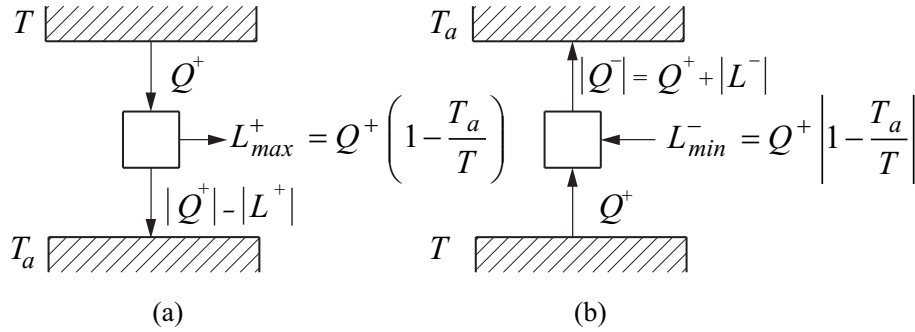


Figura 1.13: Cicli di Carnot: (a) diretto e (b) inverso.

della quantità di calore. In armonia con tali definizioni, l'energia utilizzabile associata ad una quantità di calore Q scambiata con una massa unitaria è sempre identificata dall'espressione

$$e_Q = Q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (1.12)$$

Infatti, con riferimento alla Fig. 1.13 (a), per $T > T_a$ risulta

$$e_Q^+ = Q^+ \left(1 - \frac{T_a}{T} \right)^+ = Q^+ \eta_{Carnot} = L_{max}^+ \quad (1.13)$$

mentre, con riferimento alla Fig. 1.13 (b), per $T < T_a$ si ha

$$L_{min}^- = -\frac{Q^+}{\epsilon_{Carnot}} = -\frac{Q^+}{T/(T_a - T)} = Q^+ \left(1 - \frac{T_a}{T} \right)^- = e_Q^- \quad (1.14)$$

confermando la validità generale della (1.12).

Da un punto di vista operativo, in conseguenza della definizione (1.12) si ha che

- per $T > T_a$, ovvero per $(1 - T_a/T) > 0$, fornire calore Q^+ ad un sistema significa fornire exergia, e sottrarre calore Q^- significa sottrarre exergia, mentre
- per $T < T_a$, ovvero per $(1 - T_a/T) < 0$, fornire calore Q^+ ad un sistema significa sottrarre exergia, e sottrarre calore Q^- significa fornire exergia.

Esempio 1.5 *Nell'ipotesi che la temperatura ambiente sia pari a 300 K, si calcolino le energie utilizzabili associate a:*

a) $Q = 100 \text{ kJ}$ forniti a 1000 K ad una massa di 1 kg;

b) $Q = -100 \text{ kJ}$ sottratti a 200 K ad una massa di 1 kg;

Soluzione

In base alla definizione si ottiene nell'ordine

$$a) \quad e_Q^+ = Q^+ \left(1 - \frac{T_a}{T}\right)^+ = 100 \left(1 - \frac{30}{100}\right) = 70 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$b) \quad e_Q^+ = Q^- \left(1 - \frac{T_a}{T}\right)^- = -100 \left(1 - \frac{300}{200}\right) = 50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

1.4.2 Energia utilizzabile di una massa di fluido

L'energia utilizzabile posseduta da una massa unitaria di fluido, che evolve adiabaticamente in un sistema aperto senza variazioni d'energia cinetica e potenziale, è identificata dall'espressione

$$e = (h - h_a) - T_a(s - s_a) \quad (1.15)$$

Infatti, la (1.15) fornisce l'espressione del lavoro reversibile, cioè del lavoro massimo ottenuto, o minimo speso, per portare il sistema in equilibrio con l'ambiente. Per convincersene, basta fare riferimento alla Figura 1.14 dove si vede che l'energia utilizzabile e , così definita, è pari al lavoro scambiato durante le due trasformazioni

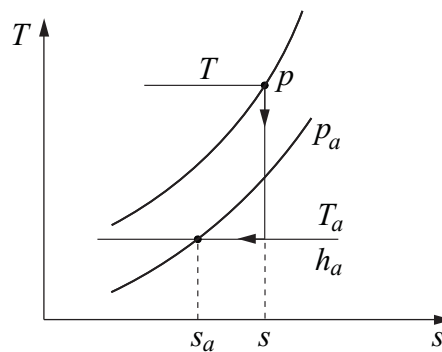


Figura 1.14: Trasformazioni reversibili per raggiungere l'equilibrio con l'ambiente.

reversibili, adiabatica più isoterma, che portano la massa unitaria prima in equilibrio termodinamico $T = T_a$ e, successivamente, in equilibrio meccanico $p = p_a$ con l'ambiente. (Si ricordi che nella trasformazione adiabatica il lavoro è dato dalla differenza d'entalpia mentre, nell'isoterma, il lavoro è pari alla quantità di calore scambiata e, quindi, alla differenza d'entropia moltiplicata per la temperatura).

Esempio 1.6 *Nell'ipotesi che la temperatura ambiente sia pari a 300 K, si calcolino le energie utilizzabili associate a:*

a) $m = 1$ kg d'acqua a 350 K e

b) $m = 1$ kg d'acqua a 280 K.

Soluzione

In base alle definizioni si ottiene nell'ordine

$$\begin{aligned} \text{a)} \quad e &= (h - h_a) - T_a(s - s_a) = c(T - T_a) - T_a c \ln \frac{T}{T_a} \\ &= 4,187(350 - 300) - 300 \cdot 4,187 \ln \frac{350}{300} = 15,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{b)} \quad e &= c(T - T_a) - T_a c \ln \frac{T}{T_a} \\ &= 4,187(280 - 300) - 300 \cdot 4,187 \ln \frac{280}{300} = 2,9 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Il risultato (a) non richiede commenti, mentre per capire il risultato (b) occorre tener presente che una massa a temperatura inferiore a quella ambiente può, in teoria, essere utilizzata come sorgente fredda in un ciclo termodinamico dove l'ambiente funge da sorgente calda.

1.4.3 Bilanci di energia utilizzabile

I bilanci di energia utilizzabile, a differenza dei bilanci di primo principio, distinguono qualitativamente tra le diverse forme di energia avvalendosi del secondo principio della termodinamica e, per questo motivo, vengono detti anche bilanci di secondo principio. Per i sistemi aperti più semplici, che sono quelli con una sola entrata ed una sola uscita, il bilancio di energia utilizzabile per il regime stazionario può essere

vantaggiosamente scritto, in termini di potenza e di flussi, facendo riferimento alla Fig. 1.15. Si ha così

$$P = \sum q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) + \dot{m} \left[(e_e - e_u) + g(z_e - z_u) + \frac{w_e^2 - w_u^2}{2} \right] - T_a \dot{S}_{irr} \quad (1.16)$$

dove P è la somma algebrica di tutte le potenze scambiate con l'esterno dalle apparecchiature tecniche come pompe, compressori e turbine, mentre \dot{S}_{irr} è la generazione interna di entropia nell'unità di tempo che, moltiplicata per la temperatura ambiente T_a , misura gli effetti delle irreversibilità sulla potenza scambiata. Si noti che in un sistema ciclico risulta $e = u$ e, quindi, la (1.16) scritta per un sistema che, in assenza di irreversibilità, scambia calore con una sola sorgente alla temperatura T diversa dalla temperatura ambiente, rappresenta l'equivalente della (1.12) riferito, però, a potenza e flussi termici anziché a lavoro e quantità di calore.

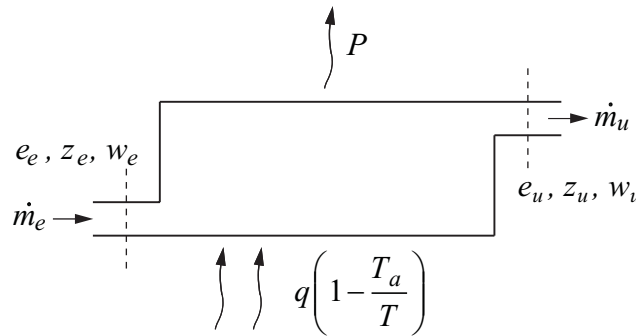


Figura 1.15: Bilancio di energia utilizzabile, o di secondo principio, per sistemi con una entrata ed una uscita.

Nel caso generale di sistemi con più entrate e più uscite, schematizzati in Fig. 1.16, il bilancio di energia utilizzabile può essere scritto nella forma

$$P = \sum q \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) + \sum \dot{m}_e \left(e_e + gz_e + \frac{w_e^2}{2} \right) - \sum \dot{m}_u \left(e_u + gz_u + \frac{w_u^2}{2} \right) - T_a \dot{S}_{irr} \quad (1.17)$$

Nelle Eq. (1.16) e (1.17) si distingue tra flussi di exergia, energia potenziale ed energia cinetica entranti, caratterizzati dal pedice e , e flussi di exergia, energia potenziale ed energia cinetica uscenti, caratterizzati dal pedice u . Si noti che nei bilanci

(1.16) e (1.17) non compare il flusso termico q_a scambiato con l'ambiente poiché, in base alla definizione (1.12), il calore a temperatura ambiente ha valore exergetico nullo. Nelle espressioni (1.16) e (1.17) compaiono invece le irreversibilità perché esse distruggono energia utilizzabile, riducendo la capacità del sistema di compiere lavoro utile.

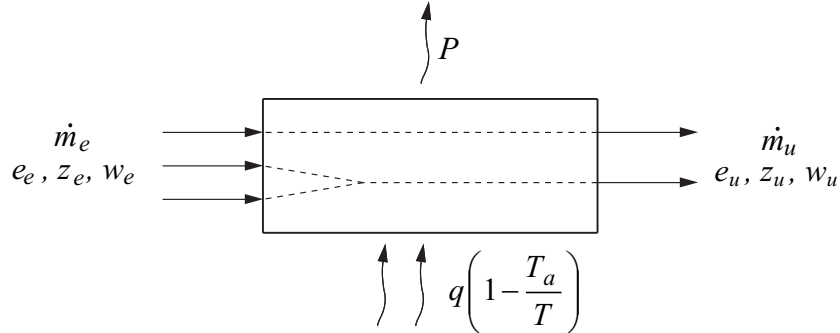


Figura 1.16: Bilancio di energia utilizzabile, o di secondo principio, per sistemi con più entrate e più uscite.

1.4.4 Rendimenti exergetici

Le definizioni dei rendimenti exergetici sono riferite, al solito, al rapporto tra benefici e costi, ma si basano sui bilanci di energia utilizzabile per distinguere qualitativamente tra le diverse forme di energia. In questo senso, i rendimenti exergetici possono essere considerati “di secondo principio” e possono venire espressi come:

$$\eta_{II} = \frac{\text{exergia ottenuta}}{\text{exergia fornita}} = 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{exergia fornita}} \quad (1.18)$$

dove i termini sono presi in valore assoluto, mentre le perdite sono associate alla differenza tra quanto si fornisce e quanto si ottiene e coincidono, quindi, con le distruzioni di exergia dovute alle irreversibilità. Nella (1.18), per exergia ottenuta si intendono le potenze meccaniche ottenute P^+ , le exergie $|q^-|(1 - T_a/T)$ associate ai flussi termici ottenuti a temperatura $T > T_a$, ovvero le exergie $q^+|1 - T_a/T|$ associate ai flussi termici forniti a temperatura $T < T_a$, e le differenze positive, uscenti meno entranti, tra i flussi di exergia, energia potenziale ed energia cinetica. Analogamente, per exergia fornita si intendono le potenze meccaniche fornite $|P^-|$, le exergie $q^+(1 - T_a/T)$ associate ai flussi termici forniti a temperatura $T > T_a$, ovvero le exergie $|q^-||1 - T_a/T|$ associate ai flussi termici ottenuti a temperatura $T < T_a$, e le differenze positive, entranti meno uscenti, tra i flussi di exergia, energia potenziale ed energia cinetica.

Esempio 1.7 Si determini il rendimento di secondo principio di un bollitore elettrico istantaneo adiabatico verso l'esterno, della potenza di 10 kW, che riscalda una portata d'acqua \dot{m} da 10 a 40 °C quando la temperatura ambiente è pari a 273 K.

Soluzione

Dal bilancio di primo principio si ricava la portata d'acqua

$$\dot{m} = \frac{P}{h_u - h_e} = \frac{P}{c(t_u - t_e)} = \frac{10}{4,187(40 - 10)} = 0,0796 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

mentre, dalla definizione (1.18) si ha

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{exergia fornita}} = 1 - \frac{T_a(s_u - s_e)}{P} = 1 - \frac{\dot{m}cT_a \ln(T_u/T_e)}{P} \\ &= 1 - \frac{0,0796 \cdot 4,187 \cdot 273 \ln(313/283)}{10} = 0,083 \end{aligned}$$

Si osservi che, in questo caso, il rendimento “vero” di secondo principio è di poco superiore all' 8%, mentre il rendimento di primo principio è unitario in quanto il riscaldatore è adiabatico.

Esempio 1.8 Nell'ipotesi di temperatura ambiente pari a 273 K, si determini il rendimento di secondo principio dello scambiatore descritto nell'Esempio 1.3.

Soluzione

Come si era osservato, il rendimento di primo principio è unitario in quanto lo scambiatore è adiabatico. Invece, dalla definizione (1.18) si ha

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{\text{perdite}}{\text{exergia fornita}} = 1 - \frac{\dot{m}_f T_a (s_{fu} - s_{fe})}{\dot{m}_c [(h_{ce} - h_{cu}) - T_a (s_{ce} - s_{cu})]} \\ &= 1 - \frac{\dot{m}_f c T_a \ln(T_{fu}/T_{fe})}{\dot{m}_c c [(t_{ce} - t_{cu}) - T_a \ln(T_{ce}/T_{cu})]} \\ &= 1 - \frac{2 \cdot 4,187 \cdot 273 \ln(328/313)}{1 \cdot 4,187 [(80 - 50) - 273 \cdot \ln(353/323)]} = 0,772 \end{aligned}$$

Il rendimento di secondo principio è più alto di quello tipico del riscaldamento elettrico perché, in questo caso, si fornisce calore utilizzando una sorgente termica invece di fornire “lavoro” sotto forma di energia elettrica.

1.4.5 Rendimento di un ciclo diretto bitermico

Il rendimento di conversione, o di primo principio, per un ciclo diretto bitermico che evolve tra la temperatura T e la temperatura ambiente T_a , può essere scritto nella forma

$$\eta_I = \frac{L_n^+}{Q^+} = \frac{Q^+ + Q_a^-}{Q^+} = 1 - \frac{|Q_a^-|}{Q^+} \leq 1 - \frac{T_a}{T} = \eta_{Carnot} \quad (1.19)$$

dove $L_n^+ = Q^+ - |Q_a^-|$ è il lavoro netto ottenuto, Q^+ è la quantità di calore fornita alla temperatura T e $|Q_a^-|$ è la quantità di calore scarica nell'ambiente a temperatura T_a . Val quindi la pena di notare che nella (1.19) è evidenziata come perdita la quantità di calore $|Q_a^-|$, obbligatoriamente scaricata all'esterno alla temperatura ambiente.

Il rendimento exergetico, o di secondo principio, per un ciclo diretto bitermico tiene conto, più correttamente, dell'exergia e_Q^+ associata alla quantità di calore Q^+ fornita alla temperatura $T > T_a$. Infatti si ha

$$\eta_{II} = \frac{L_n^+}{Q^+(1 - T_a/T)} = \eta_I \frac{T}{T - T_a} = \frac{\eta_I}{\eta_{Carnot}} \leq 1 \quad (1.20)$$

dove η_{II} è tanto minore di η_{Carnot} quanto più forti sono le influenze delle irreversibilità. Nella definizione (1.20), le perdite derivano dalle irreversibilità nelle trasformazioni, e non dallo scarico nell'ambiente di una quantità di calore che, tra l'altro, ha valore exergetico nullo. Infine, vale la pena di notare che il rendimento di secondo principio dei cicli diretti bitermici è sempre maggiore, od uguale, al rendimento di primo principio, in quanto il rendimento del ciclo di Carnot è sempre minore od uguale ad uno.

Esempio 1.9 *In un ciclo bitermico diretto che si svolge tra la temperatura $T = 600$ K e la temperatura ambiente $T_a = 300$ K, sono forniti $Q^+ = 600$ kJ/kg di calore mentre sono ottenuti $L_n^+ = 250$ kJ/kg di lavoro. Si determini il rendimento di secondo principio.*

Soluzione

In base alle definizioni si ha

$$\eta_I = \frac{L_n^+}{Q^+} = \frac{250}{600} = 0,417$$

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_a}{T} = 1 - \frac{300}{600} = 0,500$$

e

$$\eta_{II} = \frac{\eta_I}{\eta_{Carnot}} = \frac{0,417}{0,500} = 0,834$$

Le perdite specifiche di energia utilizzabile ammontano a

$$e_Q^+ - L_n^+ = Q^+ \left(1 - \frac{T_a}{T}\right)^+ - L_n^+ = 600 \cdot 0,500 - 250 = 50 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Esse sono dovute unicamente alle irreversibilità presenti nel ciclo, e non sono legate alla quantità di calore scaricata in ambiente

$$|Q_a^-| = Q^+ - L_n^+ = 600 - 250 = 350 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

che ha valore exergetico nullo.

1.5 PROCESSI DI COMBUSTIONE

L'analisi energetica consente di determinare la quantità di calore estraibile da un processo di combustione. Con riferimento al sistema aperto schematizzato in Fig. 1.17 (a), si definisce "potere calorifico" la massima quantità di calore che si può estrarre da un chilogrammo di combustibile soggetto ad un'ossidazione completa con aria comburente. Il potere calorifico si misura in joule, chilojoule o megajoule per chilogrammo, cioè [J/kg], [kJ/kg] o [MJ/kg] (o, nel contesto delle reazioni chimiche, anche in joule, chilojoule o megajoule per chilomole, cioè [J/kmol], [kJ/kmol] o [MJ/kmol]) e si valuta in condizioni di prova ben definite. Nel sistema di Fig. 1.17 (a), infatti, i reagenti entrano a pressione e temperatura ambiente ed i prodotti della combustione escono ancora a temperatura e pressione ambiente. In queste condizioni si parla di potere calorifico superiore H_s , od inferiore H_i , a seconda che l'acqua si trovi nei prodotti della combustione sotto forma, rispettivamente, di liquido o di vapore. Generalmente, nei processi tecnici di combustione si cerca di evitare che i fumi escano a temperature tali da dare luogo a condensazioni, potenzialmente corrosive, al camino e, di conseguenza, nella pratica interessa soprattutto il potere calorifico inferiore H_i . Poiché il potere calorifico non varia molto con la temperatura e la pressione, nella maggior parte dei processi tecnici è, inoltre, lecito assumere

$$H_i \cong H_i^0 \tag{1.21}$$

dove H_i^0 è il valore di riferimento misurato a 25 °C ed alla pressione atmosferica.

Il potere calorifico dei combustibili, nonostante il nome, non è una energia di tipo termico ma, piuttosto, una energia potenziale di tipo chimico. Nelle celle a combustibile, infatti, si possono realizzare delle ossidazioni isoterme con una conversione, al

limite, completa di energia chimica in energia elettrica. In tale ottica, con riferimento al sistema aperto schematizzato in Fig. 1.17 (b) si definisce il “potere exergetico” e_c di un combustibile il lavoro massimo che si può ottenere da un chilogrammo di combustibile soggetto ad un'ossidazione completa con aria comburente. Come il potere calorifico, anche il potere exergetico si misura in joule, chilojoule o megajoule per chilogrammo, cioè [J/kg], [kJ/kg] o [MJ/kg] (o, nel contesto delle reazioni chimiche, anche in joule, chilojoule o megajoule per chilomole, cioè [J/kmol], [kJ/kmol] o [MJ/kmol]), e si valuta in condizioni di prova ben definite. Nel sistema di Fig. 1.17 (b), infatti, i reagenti entrano a pressione e temperatura ambiente ed i prodotti della combustione escono ancora a temperatura e pressione ambiente, ed in equilibrio chimico con l'esterno. La condizione di equilibrio chimico è imposta dal fatto che il potere exergetico è influenzato dalle concentrazioni dei gas allo scarico. Dal punto di vista operativo, pertanto, si fa riferimento ad una dispersione dei fumi all'esterno (nel volume di controllo tratteggiato posto all'uscita dal camino) al fine di garantire il raggiungimento dell'equilibrio delle concentrazioni con l'atmosfera.

Ciò premesso conviene, tuttavia, osservare che, per la maggior parte dei combustibili di interesse tecnico, i poteri exergetici inferiori e superiori sono praticamente

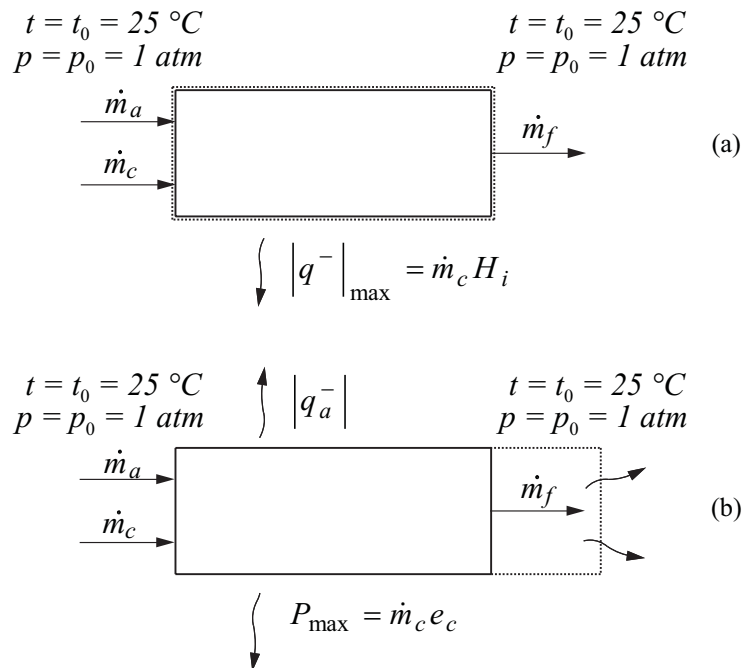


Figura 1.17: Schemi di appoggio per la definizione di: (a) potere calorifico e (b) potere exergetico dei combustibili.

coincidenti e non differiscono molto dal potere calorifico inferiore. Ai fini che qui interessano, quindi, è lecito assumere

$$e_c \cong H_i \quad (1.22)$$

e trascurare, in coerenza con la (1.21), anche le variazioni di e_c con la pressione e la temperatura, almeno in condizioni non troppo lontane da quella ambiente. Come si vedrà meglio nel Paragrafo 1.5.1, una conseguenza importante dell'assunzione (1.22) è che i valori dei rendimenti di primo e di secondo principio degli impianti a ciclo diretto risultano numericamente uguali.

Esempio 1.10 Si determinino i rendimenti di primo e di secondo principio di una caldaia da riscaldamento nella quale vengono bruciati $\dot{m}_c = 8 \cdot 10^{-4}$ kg/s di gas naturale e vengono riscaldati $\dot{m} = 0,56$ kg/s di acqua da $t_e = 60$ °C a $t_u = 75$ °C. Si assuma una temperatura ambiente $T_a = 273$ K e si supponga che il gas abbia potere calorifico inferiore e potere exergetico pari a: $H_i = e_c = 50$ MJ/kg.

Soluzione

Dalla definizione di rendimento di primo principio si ha

$$\eta_I = \frac{\text{energia ottenuta}}{\text{energia fornita}} = \frac{\dot{m}c(t_u - t_e)}{\dot{m}_c H_i} = \frac{0,56 \cdot 4,187(75 - 60)}{8 \cdot 10^{-4} \cdot 50000} = 0,879$$

mentre dalla definizione di rendimento di secondo principio risulta

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{\text{exergia ottenuta}}{\text{exergia fornita}} = \frac{\dot{m}c[(t_u - t_e) - T_a \ln(T_u/T_E)]}{\dot{m}_c e_c} \\ &= \frac{0,56 \cdot 4,187[(75 - 60) - 273 \ln(348/333)]}{8 \cdot 10^{-4} \cdot 50000} = 0,174 \end{aligned}$$

Pertanto il rendimento (vero) di secondo principio è molto inferiore al rendimento (convenzionale) di primo principio.

1.5.1 Rendimento di impianto

Le analisi energetiche riferite ai cicli termodinamici (come, ad esempio, quelle illustrate nel Paragrafo 1.4.5) sono basate sulle quantità di calore fornite ai fluidi di lavoro, e non sulle quantità di energia primaria fornite agli impianti con il combustibile. Con riferimento alla fornitura di energia primaria, il rendimento di conversione, o di primo principio, dell'impianto deve essere scritto nella forma

$$\eta_{imp} = \frac{\text{energia ottenuta}}{\text{energia fornita}} = \frac{P_n^+}{\dot{m}_c H_i} \quad (1.23)$$

in quanto il flusso energetico ottenuto coincide con la potenza netta meccanica, ma il flusso energetico fornito è dato da $\dot{m}_c H_i$.

Analogamente, le analisi exergetiche riferite ai cicli termodinamici (come, ad esempio, quelle illustrate nel Paragrafo 1.4.5) sono basate sulle quantità di exergia fornite dai fluidi di lavoro, e non sulle quantità di exergia fornite agli impianti con il combustibile. Con riferimento alla fornitura di exergia con il combustibile, il rendimento di secondo principio dell'impianto deve essere scritto nella forma

$$(\eta_{II})_{imp} = \frac{\text{exergia ottenuta}}{\text{exergia fornita}} = \frac{P_n^+}{\dot{m}_c e_c} \quad (1.24)$$

in quanto il flusso exergetico ottenuto coincide ancora con la potenza netta meccanica, mentre il flusso exergetico fornito è dato da $\dot{m}_c e_c$.

Dalle (1.23) e (1.24), risulta che i rendimenti di primo e di secondo principio degli impianti termici motori a combustione coincidono se si assume $H_i = e_c$. In tal caso, i flussi di energia ed exergia forniti all'impianto con il combustibile coincidono, e possono venir stimati mediante la relazione

$$\dot{m}_c H_i \cong \dot{m}_c e_c \cong \frac{q}{\eta_{comb}} \quad (1.25)$$

dove, al terzo membro, compaiono il flusso termico fornito al ciclo ed il rendimento di primo principio del processo di combustione (che trasforma l'energia primaria del combustibile in energia termica secondaria del fluido di lavoro).

Esempio 1.11 *Si determinino i rendimenti di primo e di secondo principio di una centrale termoelettrica da 600 MW nella quale vengono bruciati $\dot{m}_c = 35,7$ kg/s di olio combustibile, avente potere calorifico inferiore e potere exergetico pari a $H_i = e_c = 42$ MJ/kg.*

Soluzione

Dalla definizione di rendimento di primo principio si ha

$$\eta_I = \frac{\text{energia ottenuta}}{\text{energia fornita}} = \frac{P}{\dot{m}_c H_i} = \frac{600}{35,7 \cdot 42} = 0,40$$

mentre dalla definizione di rendimento di secondo principio risulta

$$\eta_{II} = \frac{\text{exergia ottenuta}}{\text{exergia fornita}} = \frac{P}{\dot{m}_c e_c} = \frac{600}{35,7 \cdot 42} = 0,40$$

Evidentemente i due rendimenti risultano uguali in quanto si è assunto $e_c \cong H_i$.

1.6 CURVA LOGISTICA DEI RENDIMENTI

Per ottenere una diminuzione dei consumi legati al funzionamento di un impianto si deve aumentare il rendimento dei processi e, per raggiungere questo obiettivo, si possono seguire due strade alternative: ridurre le irreversibilità o ricorrere all'innovazione tecnologica.

La semplice riduzione delle irreversibilità comporta, in genere, un aumento nella spesa di costruzione. Se, ad esempio, si vogliono ridurre le irreversibilità legate agli scambi termici, occorre aumentare le dimensioni degli scambiatori di calore, in modo da diminuire le differenze di temperatura tra i fluidi caldo e freddo. Analogamente, se si vogliono ridurre le perdite termiche verso l'esterno, occorre aumentare gli spessori dei materiali isolanti impiegati. In generale, la strada di limitare le irreversibilità non è percorribile fino in fondo perché porta a costi crescenti di impianto ed a ritorni decrescenti nei benefici di gestione. Pertanto, nella pratica ci si accontenta di ridurre le irreversibilità solo fino al limite rappresentato dalla possibilità di ammortizzare i costi aggiuntivi di impianto durante la vita media utile dell'impianto stesso.

Nel lungo termine, l'innovazione tecnologica sembra essere l'unico modo realistico per aumentare i rendimenti di processo. All'inizio del 1700, le macchine a vapore avevano rendimenti massimi dell'ordine dello 0,5% mentre, intorno al 1990, le centrali termoelettriche a ciclo combinato, con turbina a gas e turbina a vapore, erano arrivate a rendimenti massimi dell'ordine del 50%. Negli anni duemila si è arrivati a rendimenti massimi dell'ordine del 60% mediante la generazione diretta di energia elettrica con celle a combustibile ed il ricorso a cicli combinati gas-vapore. Questa progressione è ben rappresentata da una curva logistica dei rendimenti massimi avente equazione

$$\log \frac{\eta}{1 - \eta} = 0,00801 \vartheta - 15,92 \quad (1.26)$$

dove ϑ è il tempo storico misurato in anni ed η è il rendimento di impianto. La curva logistica (1.26) è diagrammata nella Fig. 1.18, dove il tempo storico compare in ascissa mentre il rapporto $\eta/(1 - \eta)$ appare sull'asse delle ordinate in scala logaritmica.

Si noti che, per come è definita, la curva logistica assume tutti i valori compresi tra zero ed infinito. Per $\eta = 0$, infatti, si ha

$$\frac{\eta}{1 - \eta} = \frac{0}{1} = 0$$

mentre, per $\eta = 1$, si ottiene

$$\frac{\eta}{1 - \eta} = \frac{1}{0} = \infty$$

Le estrapolazioni della curva logistica promettono il raggiungimento di rendimenti massimi di processo molto elevati nel futuro. Ad esempio, ponendo $\vartheta = 2093$ nell'Eq. (1.26) e risolvendo, si ottiene $\eta = 0,87 = 87\%$, cioè un rendimento massimo previsto dell'87% per il 2093. Sfortunatamente, la curva logistica riguarda i soli rendimenti e non fornisce informazioni sui costi economici e sui dispendi di energia primaria da affrontare, in futuro, per la costruzione di impianti in grado di fornire rendimenti così elevati. Un ragionevole grado di cautela fa temere che costi e dispendi saranno, a loro volta, molto elevati penalizzando così l'efficienza totale (di gestione e costruzione), e rimandando ad un futuro abbastanza indefinito il raggiungimento di efficienze globali complessive quasi unitarie. Infine, bisogna considerare che l'Eq. (1.26) e la Fig. 1.18 si occupano dei rendimenti di punta, ovvero di rendimenti più elevati dei rendimenti medi.

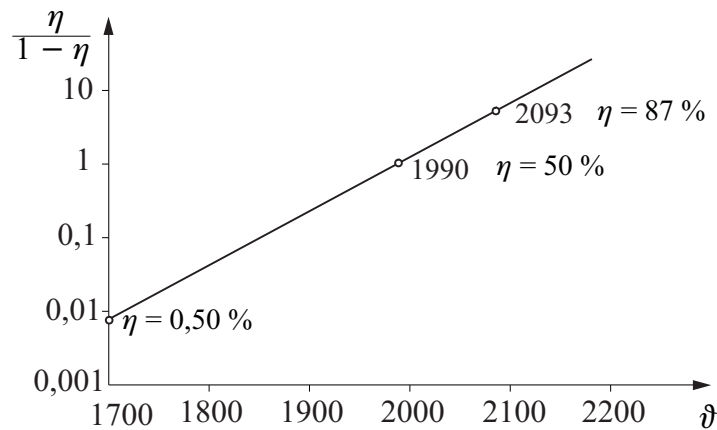


Figura 1.18: Curva logistica dei rendimenti massimi.

1.7 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono richiamate alcune nozioni propedeutiche allo studio dell'Energetica ed alla comprensione dei capitoli che seguono. In particolare, si è

sottolineato che

- Alcune forme d'energia, come l'energia meccanica e l'energia elettrica, sono tra loro intercambiabili e possono essere trasformate integralmente in lavoro meccanico. Il calore e l'energia interna, al contrario, non sono trasformabili integralmente in lavoro meccanico, e di ciò bisogna tener conto nella definizione dei rendimenti.
- I rendimenti di primo principio mettono tutte le energie sullo stesso piano e, quindi, non possono essere utilizzati se non per confrontare processi tra loro omogenei. I rendimenti di secondo principio, invece, sono basati sui bilanci di energia utilizzabile e, di conseguenza, hanno validità molto più generale.
- Contrariamente a quello che il linguaggio comune sembra affermare, il potere calorifico dei combustibili non è energia "termica" ma è, piuttosto, energia potenziale di tipo chimico, che può essere trasformata in energia elettrica nelle celle a combustibile con rendimenti teoricamente unitari.
- Le semplici regole sopra richiamate possono guidare verso un uso razionale dell'energia, volto a ridurre i costi energetici globali, somma dei costi di processo (o gestione) e dei costi d'impianto (o costruzione).

Capitolo 2

Sistema energetico italiano e contesto internazionale

2.1 FABBISOGNI ED IMPIEGHI

Le considerazioni che seguono sono riferite alla schematizzazione di un sistema energetico del tipo illustrato nella Fig. 2.1, dove si distingue tra: fonti primarie, fonti secondarie e consumi finali. In tale schema i trasferimenti dell'energia dalle fonti primarie (nei luoghi di provenienza), alle fonti secondarie (nei luoghi di trasformazione) ed ai consumi finali (nei luoghi di impiego) sono realizzati da “vettori energetici”, rappresentati come linee ideali di collegamento.

Nelle statistiche di sistema, i fabbisogni di fonti primarie (ovvero i consumi lordi), sono valutati in base alle quantità di energia richieste in entrata per fare fronte agli impieghi in uscita (ovvero ai consumi netti di energie sia primarie sia secondarie). In senso stretto, le fonti primarie di energia sono le fonti disponibili in natura ma, per motivi di convenienza statistica, si usa includere tra le fonti primarie anche la differenza tra importazioni ed esportazioni di energia elettrica. In Italia, tale differenza è sempre stata positiva e, per brevità, nel seguito si farà spesso riferimento alla fonte primaria rappresentata dalle importazioni nette. Secondo la classificazione più seguita, le principali fonti primarie naturali di energia si dividono in:

- fossili: da petrolio, gas naturale e carbone;
- nucleari: da fissione e fusione;
- geotermiche: da giacimenti a vapore dominante e ad acqua dominante;
- rinnovabili: idrauliche, solari, eoliche, e da biomasse (inclusi biocombustibili solidi, liquidi e gassosi, biocarburanti e frazione organica dei rifiuti solidi).

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

In un certo senso, l'uso di fonti naturali non rinnovabili (fossili, nucleari e geotermiche) corrisponde al depauperamento di un "capitale energetico", mentre l'impiego di fonti naturali rinnovabili si può assimilare all'utilizzo dei soli "interessi" di questo capitale. D'altra parte, alcune fonti non rinnovabili (come le geotermiche, le nucleari autofertilizzanti e le nucleari da fusione) sono pressoché inesauribili e, quindi, per esse non si pone il problema della progressiva riduzione del capitale. Ai fini pratici, pertanto, fonti rinnovabili e fonti quasi inesauribili si equivalgono.

Le fonti primarie naturali, con le sole eccezioni del gas naturale ed, in parte, delle biomasse e dell'energia solare, non si utilizzano direttamente nella forma in cui si presentano in natura. Il petrolio greggio, infatti, è sempre inviato alle raffinerie per ottenere tutta una serie di prodotti quali, ad esempio, i gas di petrolio liquefatti, le benzine, il gasolio, diversi tipi di olio combustibile ed alcune materie prime per l'industria petrolchimica. Analogamente, il carbone fossile è spesso distillato per ottenere coke, gas combustibile e vari prodotti chimici. Infine, l'energia idraulica, l'energia eolica, l'energia geotermica e l'energia nucleare vengono quasi sempre convertite in energia elettrica. Di conseguenza, come indicato nella Fig. 2.1, i derivati del petrolio e del carbone e l'energia elettrica prodotta vanno considerate fonti energetiche secondarie, in quanto provenienti da manipolazioni delle fonti primarie.

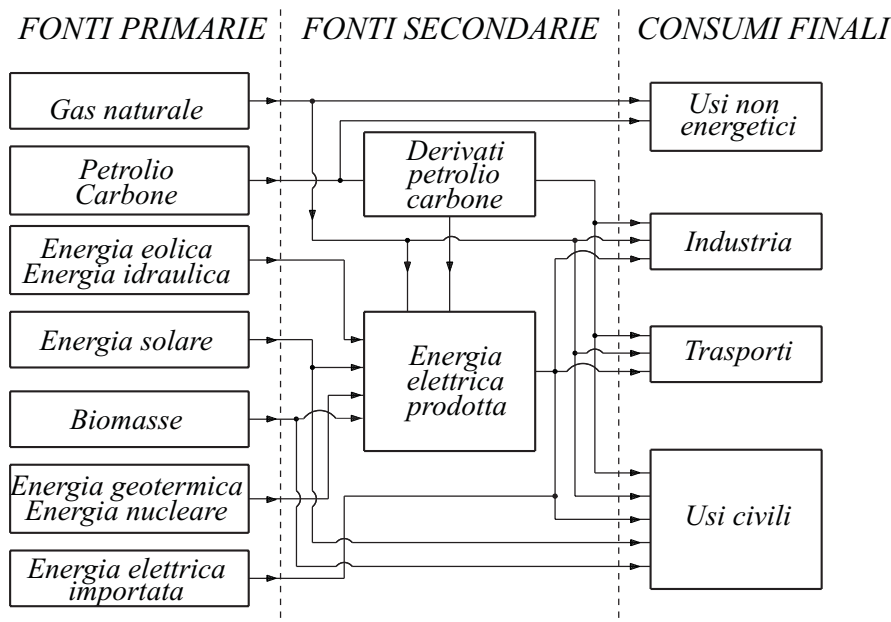


Figura 2.1: Schematizzazione di un sistema energetico.

Le fonti primarie adatte al consumo senza manipolazioni e le fonti secondarie manipolate, sono impiegate per soddisfare le diverse esigenze degli utenti finali nei settori civile, dell'industria e dei trasporti. Gli impieghi finali sono, in gran parte, di tipo energetico, e riguardano, essenzialmente, le produzioni di lavoro meccanico, di energia elettrica e di calore a diverse temperature. D'altra parte, il gas naturale ed alcuni derivati del petrolio e del carbone trovano diversi impieghi non energetici come materiali di base nell'industria chimica. Pertanto, anche gli impieghi non energetici dei combustibili fossili vanno annoverati tra i consumi finali.

Nelle fasi di trasformazione tra energie primarie ed energie secondarie, e nello sfruttamento finale delle fonti energetiche, occorre impiegare diversi "vettori", ovvero mezzi, apparecchiature e fluidi che consentano il trasporto dell'energia. Secondo questa definizione, navi metaniere, gasdotti, oleodotti ed autocisterne sono vettori di energia potenziale chimica; vapore ed acqua calda sono vettori di energia interna, e così via. In senso figurato, tra i vettori si annovera anche l'elettricità e, quindi, l'energia elettrica è considerata, allo stesso tempo, un vettore ed una fonte di energia.

2.2 BILANCIO ENERGETICO ITALIANO

Negli ultimi anni l'Unione Europea ha posto come obiettivi altamente prioritari il maggior ricorso all'energia da fonti rinnovabili, i risparmi energetici, e l'aumento dell'efficienza energetica. Guida indispensabile al raggiungimento di questi obiettivi è la disponibilità di statistiche che consentano un monitoraggio accurato di fabbisogni ed impieghi dell'energia, e, soprattutto, distinguano chiaramente tra consumi di energia da fonti rinnovabili e consumi di energia da tutte le altre fonti (si vedano, ad esempio, il Regolamento CE 1099/2008 e la Direttiva 2009/28/CE). Ai fini statistici, l'Agenzia Internazionale dell'Energia IEA (International Energy Agency) raggruppa le fonti energetiche rinnovabili in tre classi:

- utilizzabili per la sola produzione di elettricità (come, ad esempio, le fonti idrauliche, eoliche e solari fotovoltaiche),
- utilizzabili per la produzione di elettricità e calore (come ad esempio, le fonti geotermiche e solari termiche),
- combustibili (come, ad esempio, i biocombustibili solidi, liquidi e gassosi, i biocarburanti e le frazioni organiche dei rifiuti solidi urbani ed industriali).

Le esigenze statistiche, a loro volta, incidono sulla redazione dei bilanci dell'energia per le fonti primarie che, ora, hanno strutture abbastanza complesse, del tipo di quella riportata in Tabella 2.1 con riferimento al bilancio Italiano per l'anno 2008.

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

La lettura dei nuovi bilanci non è semplice e, di conseguenza, non dovrebbero essere superflue le spiegazioni fornite nel seguito.

Tabella 2.1: Bilancio energetico italiano nel 2008 relativo alle fonti primarie (in Mtep).

Fabbisogni e impieghi	carbone	gas nat.	petrolio	rinnov.	en. elt.	totale
Produzione	0,5	7,7	5,2	16,3	0,0	29,7
Importazione	16,8	63,4	101,6	0,7	9,5	192,0
Esportazione	- 0,1	-0,2	-28,4	-0,1	-0,8	-29,6
Variazione scorte	0,1	0,9	-1,0	0,0	0,0	0,0
Fabbisogni	17,0	70,0	79,4	17,0	8,7	192,1
Consumi e perdite del settore energetico	-0,8	-1,2	-5,4	-0,1	-41,3	-49,6
Trasformazioni in energia elettrica	-11,7	-28,3	-5,9	-13,9	59,8	0,0
Impieghi	4,5	40,5	68,1	3,0	27,2	143,3
· industria	4,4	14,4	7,1	0,4	12,0	38,2
· trasporti	0,0	0,5	42,6	0,6	0,9	44,7
· usi civili	0,0	24,7	5,1	1,8	13,8	45,3
· agricoltura	0,0	0,2	2,4	0,2	0,5	3,3
· usi non energetici	0,1	0,8	7,2	0,0	0,0	8,1
· bunkeraggi	0,0	0,0	3,7	0,0	0,0	3,7

Unità di misura. Per usare un metro comune e per disporre, allo stesso tempo, di un'unità di misura adeguatamente grande, i diversi contributi sono contabilizzati in termini di milioni di tonnellate di petrolio equivalenti (Mtep). Poiché il potere calorifico inferiore del petrolio è assunto, convenzionalmente, pari a 10.000 kcal/kg, per una tonnellata equivalente di petrolio (tep) si hanno

$$1 \text{ tep} = 10^3 \text{ kg}_{ep} = 10^3 \cdot 10000 = 10^7 \text{ kcal}$$

Di conseguenza, poiché il potere calorifico inferiore del carbone è assunto, convenzionalmente, pari a 7.000 kcal/kg, una tonnellata equivalente di carbone (tec) ha valore energetico pari a

$$1 \text{ tec} = 10^3 \text{ kg}_{ec} = 10^3 \cdot 7000 = 7,0 \cdot 10^6 \text{ kcal} = 0,700 \text{ tep}$$

Analogamente, poiché il potere calorifico inferiore del gas naturale è assunto convenzionalmente pari a 8.250 kcal/Sm³ (cioè chilocalorie per metro cubo standard, ovvero per unità di volume valutata alla temperatura di 15 °C ed alla pressione di

101.325 Pa), mille metri cubi standard di gas naturale hanno valore energetico pari a

$$10^3 \text{ Sm}_{gn}^3 = 10^3 \cdot 8250 = 8,25 \cdot 10^6 \text{ kcal} = 0,825 \text{ tep}$$

Fabbisogni. I fabbisogni si riferiscono ai consumi interni lordi di energie primarie. Nel bilancio, un fabbisogno è definito come

$$\text{fabbisogno} = \text{produzione} + \text{saldo estero} - \text{variazione scorte}$$

poiché, se le scorte calano, vuol dire che la loro diminuzione è dovuta al consumo e, quindi, contribuisce a soddisfare il fabbisogno. È appena il caso di osservare che con il termine “saldo estero” si intende la differenza tra le quantità importate ed esportate. Per l’energia elettrica (e, quindi, in assenza di produzione primaria e scorte) il fabbisogno coincide con il saldo estero che, in un Paese importatore come il nostro, è la differenza positiva tra importazioni ed esportazioni.

Equivalenti termico dell’energia elettrica. L’energia elettrica è una forma di energia pregiata e, nel calcolo dei fabbisogni, i suoi contributi devono essere adeguatamente valorizzati al fine di non porli sullo stesso piano delle energie chimiche dei combustibili (qui considerate alla stregua di energia termica). In armonia con la tradizione, i contributi dell’energia elettrica vengono convenzionalmente rivalutati equiparando 1 kWh (= 860 kcal di energia elettrica) a 2.200 kcal di energia chimica dei combustibili. Pertanto, l’equivalente termico dell’energia elettrica è pari a

$$2200 \frac{\text{kcal}}{\text{kWh}} = \frac{2200}{860} \frac{\text{kcal}}{\text{kcal}_{et}} = 2,558$$

e tale assunzione conduce ad un rendimento convenzionale di trasformazione

$$\eta = \frac{\text{energia elettrica ottenuta}}{\text{energia fornita dal combustibile}} = \frac{860}{2200} \cong 0,39 = 39\% \quad (2.1)$$

più o meno uguale all’efficienza media della produzione termoelettrica in Italia (al netto dei consumi del sistema elettrico e delle perdite di distribuzione). Un’unità di energia elettrica equivale, pertanto, a circa 2,56 unità di energia chimica dei combustibili poiché, per produrla, si devono consumare mediamente 2,56 unità di combustibile fossile. Da un punto di vista teorico, questo approccio non è corretto perché, come si è visto nel Capitolo 1, l’energia chimica dei combustibili è potenzialmente trasformabile in lavoro con rendimento pressoché unitario. Sul piano pratico, tuttavia, bisogna riconoscere che, allo stadio attuale di sviluppo tecnologico, la combustione è l’unico processo disponibile in scala industriale per estrarre energia chimica dai combustibili.

Contributi dell’energia elettrica. Nella colonna “energia elettrica” sono contabilizzati i soli contributi dell’energia elettrica importata ed esportata, valorizzati in

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

ragione di 2.200 kcal per 1 kWh. Il totale corrisponde, quindi, al saldo estero (che, come si è detto più volte, viene considerato fonte primaria). Nella colonna “energie rinnovabili”, invece, sono contabilizzati i contributi dei combustibili derivati dalle biomasse, valorizzati in base ai rispettivi poteri calorifici, ed i contributi dell’energia elettrica prodotta a partire da fonti rinnovabili (come le fonti idrauliche, geotermiche, eoliche e solari fotovoltaiche) valorizzati in ragione di 2.200 kcal per 1 kWh.

Rifiuti industriali e urbani. La Direttiva 2009/28/CE (recepita, come si è detto, dall’IEA), stabilisce che la frazione biodegradabile dei rifiuti sia considerata “biomassa” e, di conseguenza, venga contabilizzata come energia rinnovabile. In mancanza di dati più precisi, la frazione biodegradabile viene contabilizzata in ragione del 50% del totale dei rifiuti, mentre la restante frazione non biodegradabile, se inviata agli inceneritori, viene contabilizzata come combustibile solido.

Impieghi. Gli impieghi di fonti primarie sono i consumi finali e, nelle statistiche, sono valutati direttamente. Nei bilanci, gli impieghi di carbone, gas naturale, petrolio ed energie rinnovabili sono calcolati come

$$\text{impieghi} = \text{fabbisogni} - \text{trasformazioni en. elt.} - \text{consumi e perdite}$$

poiché, per arrivare agli impieghi, occorre sottrarre dai fabbisogni il valore assoluto delle quantità inviate alla trasformazione in energia elettrica ed il valore assoluto dei consumi e delle perdite del settore energetico di pertinenza. Nei bilanci, gli impieghi di energia elettrica sono, invece, calcolati come

$$\text{impieghi} = \text{saldo estero} + \text{trasformazioni en. elt.} - \text{consumi e perdite.}$$

poiché, in questo caso, le quantità di fonti combustibili inviate alla trasformazione danno luogo ad un contributo positivo. Per arrivare agli impieghi di energia elettrica occorre, quindi, aggiungere al saldo estero (contabilizzato come fabbisogno) il valore positivo delle quantità inviate alla trasformazione e sottrarre il valore assoluto dei consumi e delle perdite del settore elettrico.

Per quanto riguarda la natura merceologica dei contributi che compaiono nella riga “Impieghi”, va osservato che le prime quattro colonne (carbone, gas naturale, petrolio e rinnovabili) si riferiscono ai consumi netti di prodotti combustibili, mentre la colonna “energia elettrica” si riferisce ai consumi netti totali di energia elettrica espressi in Mtep “non valorizzati”, ovvero valutati in ragione di 860 kcal per 1 kWh.

Gli impieghi non valorizzati di energia elettrica sono desunti dalle statistiche elettriche. In tali statistiche, l’unità di misura utilizzata è il terawattora (pari a 10^9 chilowattora) e, quindi, non è inutile ricordare che

$$1 \text{ TWh} = 10^9 \text{ kWh} = 860 \cdot 10^9 \text{ kcal}_{elt} = 0,086 \text{ Mtep}_{elt}$$

o, se si vuole

$$1 \text{ Mtep}_{elt} = 10^6 \cdot 10^7 \text{ kcal}_{elt} = \frac{10^{13}}{860 \cdot 10^9} \text{ TWh} = \frac{1}{0,086} \text{ TWh} \cong 11,63 \text{ TWh}$$

con buona approssimazione.

La mancata valorizzazione dei consumi netti di energia elettrica fa sì che nella riga degli “Impieghi” non si distingua tra le diverse qualità delle energie consumate. Nella riga dei “Fabbisogni”, al contrario, si tiene conto della diversa qualità delle energie consumate poiché, nei calcoli, i contributi dell’energia elettrica sono valorizzati in ragione di 2.200 kcal per 1 kWh.

Consumi e perdite del settore energetico. Nell’utilizzo dei combustibili, consumi e perdite sono connessi al trattamento delle materie prime per renderle adatte all’impiego. Ad esempio, il petrolio viene trasformato nelle raffinerie, il carbon fossile viene macinato finemente per facilitare la successiva combustione o viene trasformato in coke destinato all’industria siderurgica, ed anche le biomasse solide sono, generalmente, sminuzzate ed, eventualmente, compattate in “pellets” prima della combustione. Persino il gas naturale deve essere trasportato e distribuito in maniera capillare ad un gran numero di utenze, dando luogo a consumi e perdite energetiche nelle reti di distribuzione.

Nel caso dell’energia elettrica, oltre alle perdite di distribuzione nella rete elettrica, si hanno le perdite di trasformazione in energia elettrica. Le perdite di trasformazione in energia elettrica sono “vere” per i combustibili inviati alle centrali termoelettriche, nelle quali il rendimento di conversione è sempre inferiore ad uno, ma sono solo “virtuali” per l’energia elettrica derivante dal saldo estero e per l’energia elettrica derivante dalle fonti idrauliche, geotermiche, eoliche e solari fotovoltaiche. Le perdite virtuali scaturiscono dal fatto che, nella voce “Impieghi”, non si distingue tra le diverse qualità delle energie consumate. Di conseguenza, l’energia elettrica derivante dalle importazioni nette e l’energia elettrica derivante dalle fonti idrauliche, geotermiche, eoliche e solari fotovoltaiche vengono contabilizzate in ragione di 860 kcal_{elt} per 1 kWh (e non più in ragione di 2.200 kcal/kWh come nella riga dei Fabbisogni), con una perdita virtuale di (2200 - 860 =)1.340 kcal/kWh. Ciò premesso, si può notare che, a livello di bilancio, i consumi e le perdite riferite all’energia elettrica possono venire stimate scrivendo in maniera diversa la relazione per gli impieghi esplicitata in precedenza

$$\text{consumi e perdite} = \text{saldo estero} + \text{trasformazioni en. elt.} - \text{impieghi}$$

dove le “trasformazioni” comprendono, come si è detto, sia le operazioni vere sia quelle virtuali, mentre gli impieghi sono valutati direttamente attraverso le statistiche elettriche.

Trasformazioni in energia elettrica. Come si è detto, gran parte o, comunque, frazioni consistenti dei combustibili fossili tradizionali (carbone, gas naturale e pe-

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

trolio) sono effettivamente impiegati per alimentare le centrali termoelettriche ed, in un certo senso, durante la trasformazione in energia elettrica “scompaiono” fisicamente come combustibili, dando luogo alle perdite di conversione contabilizzate con il segno negativo.

Per le “energie rinnovabili”, invece, la voce “trasformazioni in energia elettrica” è data dalla somma delle quantità di:

- combustibili, derivati dalle biomasse, che sono effettivamente inviati alle centrali termoelettriche;
- energia elettrica prodotta a partire da fonti idrauliche, geotermiche, eoliche, e solari fotovoltaiche, che viene trasformata solo virtualmente in modo da riottenere 860 kcal di energia elettrica “non valorizzata” per 2.200 kcal di energia elettrica “valorizzata in precedenza”.

Nella colonna “energia elettrica”, infine, alla voce “trasformazioni in energia elettrica” si riporta, con il segno cambiato, la somma dei contributi negativi che appaiono nelle quattro colonne precedenti.

Consumi di energia primaria per la produzione di energia elettrica. I consumi di energia primaria per la produzione di energia elettrica non compaiono esplicitamente nella Tabella 2.1. Tuttavia essi si ottengono facilmente sommando il saldo elettrico con l'estero (che compare nella riga dei “Fabbisogni”) e le quantità, prese in valore assoluto, di carbone, gas naturale, petrolio e fonti rinnovabili trasformate in energia elettrica (desunte, appunto, dalla riga “Trasformazioni in energia elettrica”).

Esempio 2.1 *Con riferimento alla Tabella 2.1, si esplicitino le valutazioni delle voci: “Trasformazioni in energia elettrica”, “Consumi e perdite del settore elettrico” ed “Impieghi di energia elettrica”.*

Soluzione

Nel 2008 sono state “trasformate” nelle centrali termoelettriche: 11,7 Mtep di carbone, 28,3 Mtep di gas naturale e 5,9 Mtep di prodotti petroliferi. Inoltre 13,9 Mtep di fonti rinnovabili hanno subito trasformazioni vere (nel caso dei combustibili derivati dalle biomasse) o virtuali (nel caso di energia idroelettrica, geotermoelettrica o solare fotovoltaica). Pertanto, il totale delle trasformazioni è dato da

$$11,7 + 28,3 + 5,9 + 13,9 = 59,8 \text{ Mtep}$$

Ancora, nel 2008 il saldo estero di energia elettrica (contabilizzato come fabbisogno), è stato pari a 8,7 Mtep mentre, dal bilancio dell'energia elettrica riportato nel Paragrafo 2.5, si ha che gli impieghi di energia elettrica sono stati pari a 316,7 TWh, ovvero $(316,7 \cdot 0,086 =) 27,2$ Mtep. Di conseguenza risulta anche

2.2. BILANCIO ENERGETICO ITALIANO

$$\begin{aligned} \text{consumi e perdite} &= \text{saldo estero} + \text{trasformazioni en. elt.} - \text{impieghi} \\ &= 8,7 + 59,8 - 27,2 = 41,3 \text{ Mtep} \end{aligned}$$

Ovviamente, dalla relazione precedente si deduce anche

$$\begin{aligned} \text{impieghi} &= \text{saldo estero} + \text{trasformazioni en. elt.} - \text{consumi e perdite} \\ &= 8,7 + 59,8 - 41,3 = 27,2 \text{ Mtep} \end{aligned}$$

Esempio 2.2 *Con riferimento ai dati in Tabella 2.1, si valuti il consumo di energie primarie per la produzione di energia elettrica.*

Soluzione

Nel 2008, per l'energia elettrica si sono avuti: 8,7 Mtep di saldo estero e 59,8 Mtep di energia primaria trasformata in energia elettrica (suddivise, come si è detto in: 11,7 Mtep di carbone, 28,3 Mtep di gas naturale, 5,9 Mtep di prodotti petroliferi e 13,9 Mtep di fonti rinnovabili). Pertanto il consumo di energia primaria imputabile alla produzione di energia elettrica è stato pari a

$$E_{elt} = 8,7 + 59,8 = 68,5 \text{ Mtep}$$

a fronte di un fabbisogno totale di energia primaria: $E = 192,1$ Mtep. Pertanto il rapporto: E_{elt}/E , che nel Paragrafo 2.2.3 sarà definito indice di penetrazione dell'energia elettrica ed indicato con il simbolo ϕ , è stato pari al 37,5%.

2.2.1 Fabbisogni ed impieghi attuali

Per quanto riguarda i fabbisogni, ovvero i consumi interni lordi, dalla Tabella 2.1 si evince come la produzione italiana sia marginale per tutte le fonti, tranne che per il gas naturale e le energie rinnovabili. In totale, infatti, la produzione interna copre il 15,5% circa del fabbisogno complessivo. Pertanto, la dipendenza dell'Italia dall'estero non può certamente essere corretta nel breve-medio termine.

Sono interessanti anche i dati relativi al bilancio dei prodotti petroliferi: evidentemente l'Italia ha una capacità di raffinazione superiore al fabbisogno nazionale, poiché esporta quantità non trascurabili di derivati del petrolio, mentre importa quasi tutto il petrolio greggio utilizzato. Un altro dato importante è il rapporto tra consumi finali lordi di energia da fonti rinnovabili e consumi finali lordi di energia da tutte le fonti. Tale rapporto è dell'ordine dell'8,8%, a fronte dell'obiettivo del 17% nel 2020 fissato per l'Italia dalla Direttiva 2009/28/CE. Nel breve-medio termine, quindi, non vi sono alternative all'incentivazione delle fonti rinnovabili.

Per quanto riguarda gli impieghi, ovvero i consumi finali netti, la Tabella 2.1 evidenzia come la maggior parte del carbone ed un'aliquota considerevole di gas naturale siano destinate alle centrali termoelettriche mentre, a causa degli attuali livelli

del prezzo del petrolio, solo un'aliquota marginale di olio combustibile venga inviata alle centrali termoelettriche.

Per quanto riguarda, invece, la ripartizione dei consumi finali di combustibili, la Tabella 2.1 evidenzia come il carbone venga utilizzato direttamente nel solo settore industriale-siderurgico, mentre il gas naturale trovi diversi impieghi diretti sia nella produzione di calore per il riscaldamento domestico sia nei processi industriali. I prodotti petroliferi, adeguatamente trasformati, vengono utilizzati, essenzialmente, nella trazione automobilistica (sotto forma di benzina, gasolio ed, in misura minore, GPL ovvero gas di petrolio liquefatto). Non sono, tuttavia, trascurabili gli impieghi di olio combustibile e gasolio per la produzione di calore di processo (nell'industria e nell'agricoltura), e gli impieghi (in costante diminuzione) di gasolio e GPL per il riscaldamento ambientale, oltre che gli usi non energetici nell'industria chimica. Per i derivati del petrolio, è da notare anche la voce "bunkeraggi" con la quale si contraddistinguono i rifornimenti di combustibile ad aerei e navi. Il nome "bunker", infatti, è il termine inglese utilizzato sia per l'olio combustibile destinato alla propulsione navale ("bunker oil"), sia per i contenitori nei quali il "bunker oil" è immagazzinato (i "bunker tanks" delle imbarcazioni, ed i "bunkers" nei siti portuali).

Un'ulteriore osservazione importante riguarda la riga "Trasporti", nella quale si vede come, alla colonna "Rinnovabili", il contributo dei biocarburanti risulti essere la frazione $0,6/44,7 = 0,013 = 1,3\%$ del totale dei carburanti, a fronte dell'obiettivo del 10% nel 2020 fissato dalla Direttiva 2009/28/CE. Data la distanza dall'obiettivo, appare indifferibile un impegno significativo verso una maggiore diffusione dei biocarburanti nella trazione stradale.

Infine, nonostante la limitazione concettuale rappresentata dalla mancata valorizzazione dei consumi elettrici, può essere interessante visualizzare la ripartizione percentuale degli impieghi finali nei diversi settori di attività. A tale scopo, dividendo i totali delle varie voci per il totale degli impieghi (143,3 Mtep) si ottiene la rappresentazione di Fig. 2.2 dove, sotto la voce "Altri", si sono raggruppati: Agricoltura, Usi non energetici e Bunkeraggi. Come si può vedere, gli Usi Civili ed i Trasporti sono responsabili, ciascuno, del 31% degli impieghi, seguiti dall'Industria con il 27%. Poiché molti usi industriali sono, nel breve termine, quasi incompressibili, ogni politica volta a limitare od a razionalizzare i consumi energetici dovrà occuparsi, in via prioritaria, dei trasporti e degli usi civili.

2.2.2 Evoluzione dei fabbisogni energetici

La Tabella 2.1 fotografa la ripartizione attuale dei fabbisogni, o consumi lordi, tra le diverse fonti primarie. D'altra parte, è interessante anche vedere quale sia stato, negli anni, il percorso per giungere a questa ripartizione. Questa informazione è for-

2.2. BILANCIO ENERGETICO ITALIANO

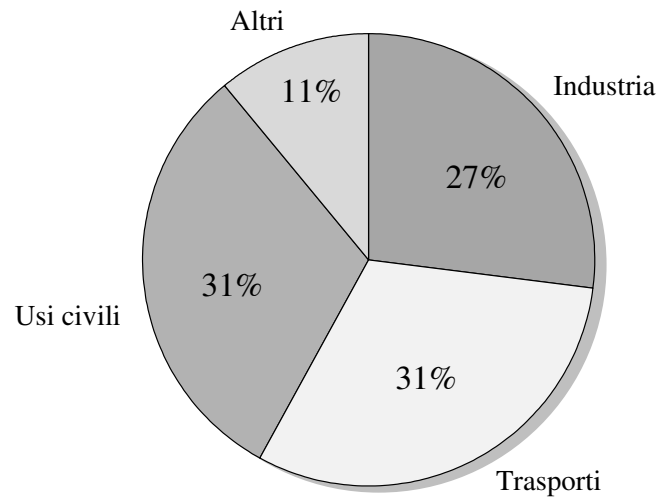


Figura 2.2: Impieghi di energia primaria in Italia nel 2008 suddivisi per settore di attività [elaborazione su dati ENEA].

nita dalla Fig. 2.3, dove è illustrata l'evoluzione dei fabbisogni di energie primarie nel periodo 1994-2008. Come si può vedere, dopo il massimo registrato nel 2005, i fabbisogni totali hanno assunto un andamento discendente, correlato in parte alla crisi economica ed in parte al costante miglioramento dell'efficienza energetica.

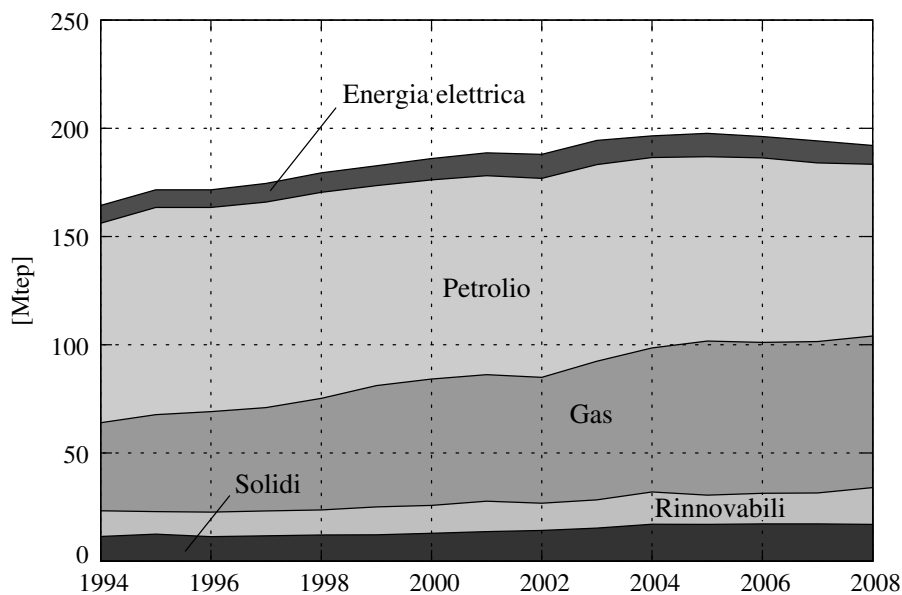


Figura 2.3: Andamento nel tempo dei fabbisogni di energie primarie [elaborazione su dati ENEA].

Per quanto riguarda la ripartizione, i fabbisogni di petrolio sono in costante diminuzione, mentre quelli di gas naturale sono in costante aumento (per la verità, meno pronunciato negli ultimi anni). I fabbisogni di combustibili solidi sono in leggera ma costante crescita, mentre quelli di energia elettrica importata, dopo i picchi dei primi anni duemila, sono in lieve calo. Infine, va notata la decisa tendenza all'aumento nei consumi di energie rinnovabili a partire dal 2007.

L'aumento nei consumi di energie rinnovabili è ben evidenziato anche dall'evoluzione del rapporto tra consumi finali lordi di energia da fonti rinnovabili e consumi finali lordi di energia da tutte le fonti, illustrata nella Fig. 2.4. L'aumento di importanza delle energie rinnovabili, sia assoluto sia relativo, fa ben sperare per il futuro anche perché, indubbiamente, è collegato a politiche di incentivazione che si stanno dimostrando molto efficaci.

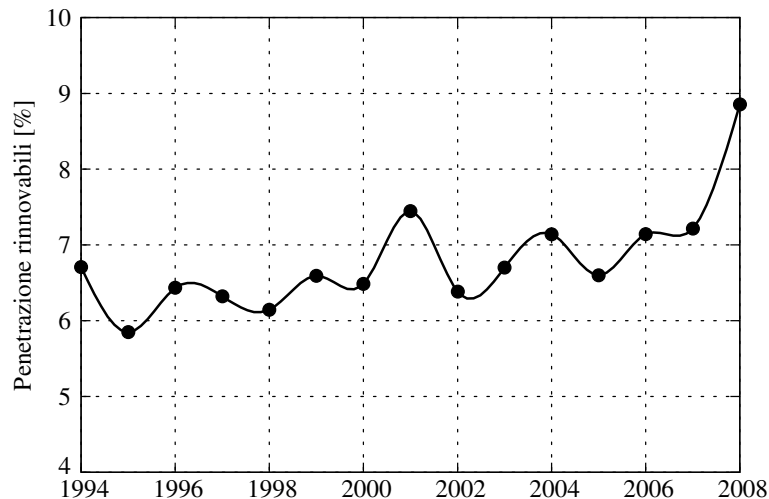


Figura 2.4: Andamento nel tempo del rapporto tra consumi finali lordi di energia da fonti rinnovabili e consumi finali lordi di energia da tutte le fonti [elaborazione su dati ENEA].

2.2.3 Indice di penetrazione dell'energia elettrica

Il soddisfacimento della domanda di energia elettrica è ormai diventato un problema nel problema, data l'importanza ed, in molti casi, la riconosciuta insostituibilità di questa fonte. La crescita del fabbisogno elettrico, oltre che in assoluto anche rispetto al fabbisogno totale di energia primaria, ha contribuito a far crescere l'indice di penetrazione dell'energia elettrica definibile come

$$\phi = \frac{\text{energia primaria per la produzione di energia elettrica}}{\text{fabbisogno totale di energia primaria}} \quad (2.2)$$

Nella (2.2) il denominatore è dato dal totale dei fabbisogni, mentre il numeratore è calcolato a partire dalla Tabella 2.1, sommando il saldo elettrico (che compare nella riga dei “Fabbisogni”) e le quantità, prese in valore assoluto, di: carbone, gas naturale, petrolio e rinnovabili trasformate in energia elettrica (desunte, appunto, dalla riga “Trasformazioni in energia elettrica”). Procedendo in questo modo, nell’Esempio 2.2 si era ottenuto: $\phi = 37,5$ per il 2008. Analogamente, estendendo l’indagine al periodo 1963-2008, si giunge all’andamento di ϕ illustrato in Fig. 2.5, dove si fa riferimento all’anno 1963 (in cui, per la cronaca, si era avuto $\phi = 24,1$).

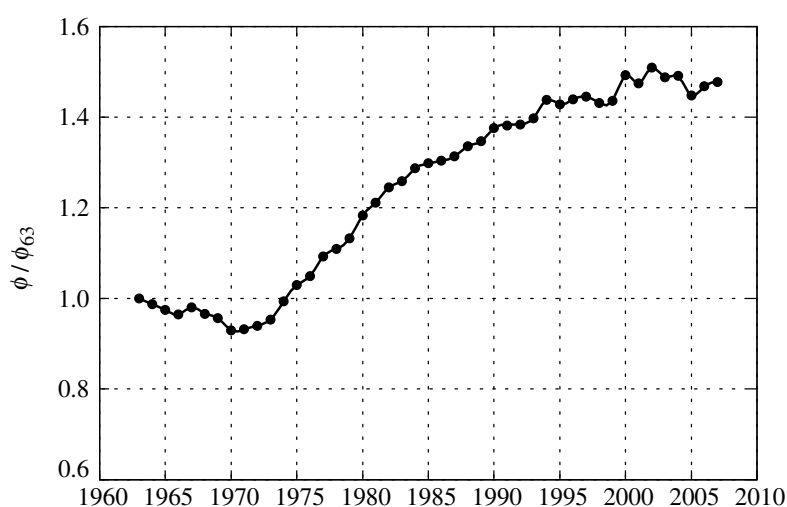


Figura 2.5: Andamento nel tempo dell’indice di penetrazione dell’energia elettrica ϕ , riferito a ϕ_{63} [elaborazione su dati TERNA].

Per sua natura, l’indice ϕ può essere utilizzato nella previsione dei fabbisogni di energia primaria destinati alla produzione di energia elettrica. A questo proposito, tuttavia, conviene far riferimento al parametro correlato

$$\frac{\phi}{1 - \phi} = \frac{\text{energia primaria per la produzione di energia elettrica}}{\text{energia primaria per tutti gli altri usi}} \quad (2.3)$$

che si presta ad essere espresso mediante un’equazione logistica. Ad esempio, l’equazione logistica ricavata sulla base dei dati statistici per il periodo 1963-2008 può venire espressa come

$$\log \frac{\phi}{1 - \phi} = 0,00768853 \vartheta - 15,63768422 \quad (2.4)$$

La curva logistica (2.4) è riportata nella Fig. 2.6, dove il tempo storico ϑ compare in ascisse, mentre il rapporto $\phi/(1 - \phi)$ appare sull’asse delle ordinate in scala logarit-

mica. Come si vede, la curva logistica può fornire indicazioni abbastanza attendibili sull'evoluzione di ϕ anche se, evidentemente, la sua validità non è garantita troppo al di fuori del periodo utilizzato per la determinazione di pendenza ed intercetta.

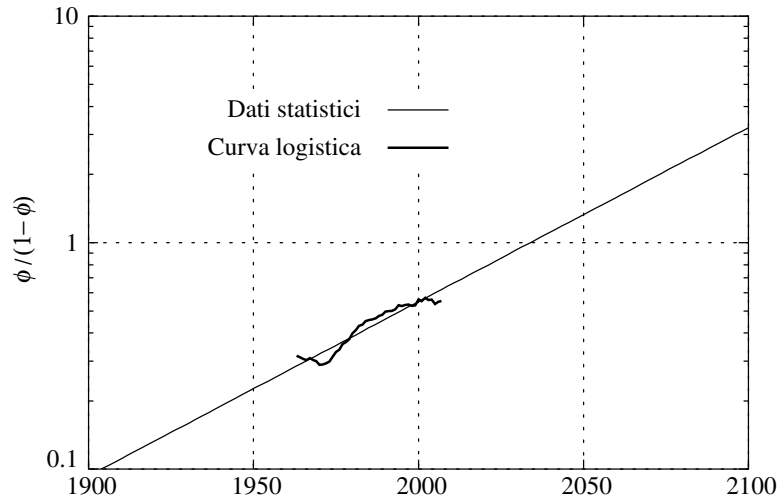


Figura 2.6: Curva logistica dell'indice di penetrazione dell'energia elettrica confrontata con i dati statistici disponibili [elaborazione su dati TERNA].

2.2.4 Intensità energetica

L'intensità energetica, definita come rapporto tra il fabbisogno totale di energia primaria ed il prodotto interno lordo di una nazione

$$I = \frac{E}{PIL} \quad (2.5)$$

è un indice di efficienza energetica, inversamente proporzionale alla capacità di produrre ricchezza consumando relativamente poca energia. In termini dimensionali, l'efficienza energetica si valuta in tonnellate equivalenti di petrolio per milione di euro ma, stante la molteplicità delle definizioni date al prodotto interno lordo, è di gran lunga preferibile fare ricorso a grandezze adimensionalizzate. A questo proposito, facendo riferimento, ad esempio, al 1980 in cui si è avuto: $E_{80} = 147$ Mtep e $PIL_{80} = 803 \cdot 10^9$ €, ovvero $E_{80}/PIL_{80} = 183$ tep/(M€), si ottengono gli andamenti illustrati in Fig. 2.7 dove, evidentemente, si ha

$$\frac{I}{I_{80}} = \frac{E/E_{80}}{PIL/PIL_{80}} \quad (2.6)$$

Come si vede, nel periodo 1980-2008 sono cresciuti sia i fabbisogni energetici sia

il prodotto interno lordo, ma l'intensità energetica è diminuita grazie al fatto che la crescita del *PIL* è stata più rapida della crescita del fabbisogno *E*.

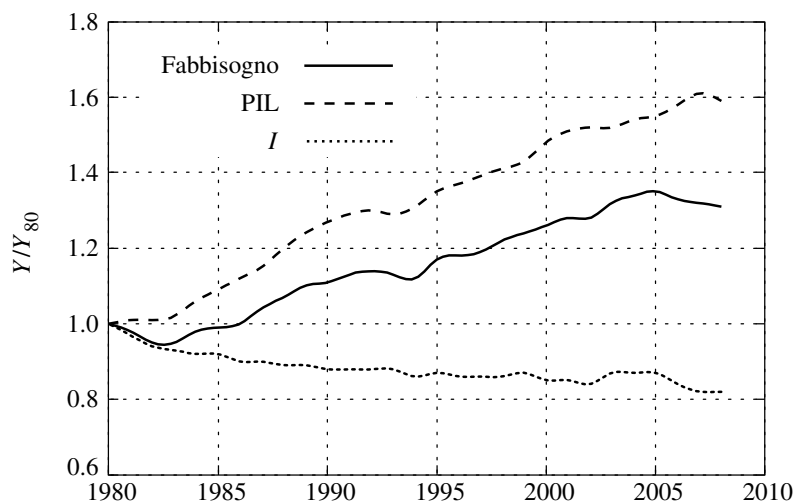


Figura 2.7: Fabbisogni di energia, prodotto interno lordo ed intensità energetica in Italia riferite all'anno 1980 [elaborazione su dati TERNA ed IMF].

2.3 IL CONTESTO INTERNAZIONALE

In precedenza si era rilevato come la produzione interna italiana copra il 15,5% appena del fabbisogno energetico complessivo. Di conseguenza, l'Italia dovrà reperire sui mercati internazionali la maggior parte dell'energia consumata, almeno nel breve e medio termine. In questa situazione, è evidente come il contesto internazionale sia importante per l'Italia costretta, per far fronte ai consumi interni, a muoversi sui mercati internazionali in concorrenza con tutti gli altri Paesi importatori. In un'epoca di globalizzazione poi, i mercati risentono dei fabbisogni mondiali di energia e, quindi, a tali fabbisogni occorre fare riferimento. I fabbisogni mondiali sono noti in base a statistiche aggiornate anno per anno e, nel periodo 1990-2007, hanno avuto l'andamento illustrato nella Fig. 2.8.

Come si può vedere, la crescita del fabbisogno mondiale di energie primarie si è accentuata negli ultimi anni, con l'entrata in scena di Cina ed India. Tale crescita ha riguardato, in particolare, i consumi di combustibili fossili: in primo luogo il petrolio, seguito dal carbone e dal gas naturale. Poiché le fonti fossili non sono inesauribili, è importante anche stimare, sia in termini di riserve sia in termini di risorse, le quantità di questi combustibili non ancora estratte. A questo proposito si ricorda che, secondo

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

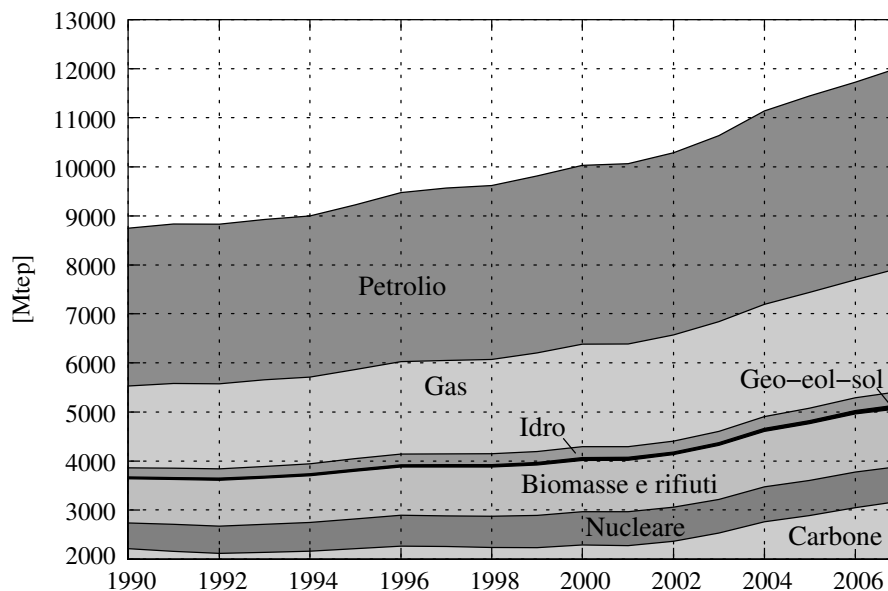


Figura 2.8: Andamento nel tempo dei fabbisogni mondiali di energie primarie [elaborazione su dati IEA ed ENEA].

la definizione più utilizzata, costituiscono:

- riserve le quantità di materiale grezzo la cui esistenza è accertata e che possono essere estratte con tecnologie disponibili ed a condizioni economiche convenienti, mentre sono
- risorse le quantità note, o ragionevolmente supposte, di materiale che potranno essere estratte con tecnologie prevedibili, anche a costi superiori alla soglia di convenienza attuale.

Ciò premesso, una prima indicazione sulle disponibilità future, intese come possibilità oggettive di soddisfare i fabbisogni, si può ricavare dalla Tabella 2.2, nella quale si riportano le stime aggiornate dei fabbisogni e delle riserve per le principali fonti fossili, nonché i valori dei rispettivi rapporti. Come si vede le riserve accertate potrebbero già garantire la copertura delle domande di petrolio e gas naturale per diverse decine d'anni, e la copertura della domanda di carbone per quasi due secoli. I problemi della disponibilità, quindi, non derivano tanto dall'esaurimento di riserve e risorse, ma da difficoltà di natura ecologica, politica ed economica.

Per quanto riguarda le difficoltà di natura ecologica si può osservare che il problema del carbone, ad esempio, è l'accettabilità di una fonte ad elevato impatto ambientale.

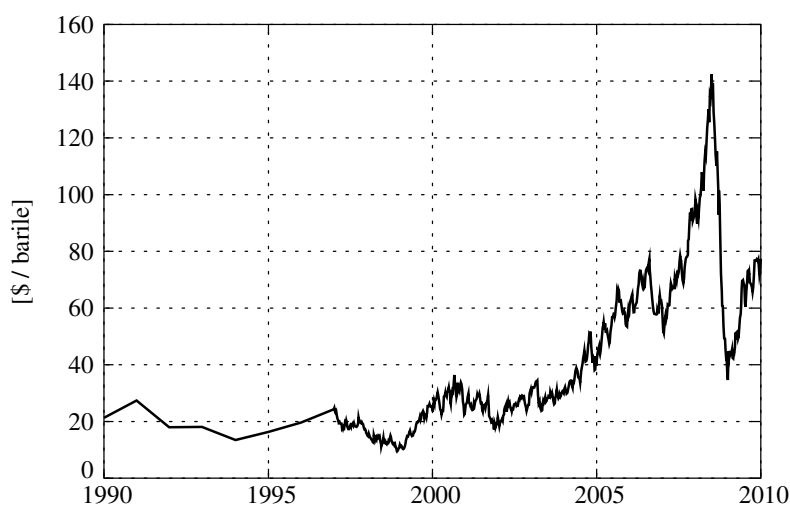
Tabella 2.2: Fabbisogni mondiali e riserve per le principali fonti fossili (Mtep).

Fonte	Fabbisogni (2007)	Riserve (2008)	Riserve/Fabbisogni (anni)
carbone	3.186	578.000	181
gas naturale	2.408	145.000	60
petrolio	4.029	181.000	45
TOTALE	9.623	904.000	94

Inoltre occorre rilevare che, sull'impiego di tutti i combustibili fossili, grava la pesante ipoteca costituita dalle emissioni di anidride carbonica e dai mutamenti climatici ad esse collegati.

Per quanto riguarda le difficoltà di natura politica, si può osservare che, negli ultimi anni, le forniture di petrolio e gas naturale sono state sempre influenzate dalle situazioni di tensione internazionale e, frequentemente, sono state addirittura utilizzate come strumenti di pressione volti ad affermare la volontà dei Paesi esportatori.

Sul piano economico, infine, si può osservare che le speculazioni collegate alla progressiva finanziarizzazione dei mercati energetici hanno esasperato le oscillazioni di prezzo collegate alle normali variazioni di domanda ed offerta. Emblematica, a questo proposito, è stata l'evoluzione del prezzo del petrolio, illustrata in Fig. 2.9. Come si vede, il prezzo del petrolio, dopo aver superato i 140 \$/barile nel luglio 2008, è successivamente calato sotto i 40 \$/barile nel dicembre 2008 (con l'acuirsi della crisi economica collegata alla crisi finanziaria), per poi attestarsi su livelli compresi tra 60 e 80 \$/barile.

**Figura 2.9:** Andamento nel tempo dei prezzi del Brent espressi in \$/barile [elaborazione su dati DOE].

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

Storicamente, le variazioni nel prezzo del petrolio si sono sempre trasmesse, sia pure con un certo ritardo, anche al carbone ed al gas naturale. (Il prezzo del gas naturale, tra l'altro, è indicizzato a quello del petrolio in molti contratti). Ciò si è puntualmente verificato anche negli ultimi anni, come dimostrato dagli andamenti nel tempo degli indici di prezzo di petrolio, gas naturale e carbone riportati in Fig. 2.10. In particolare, tutti gli indici hanno fatto registrare un picco nel 2008 (al culmine della speculazione finanziaria) ed una caduta nel 2009 (a causa della riduzione di domanda dovuta alla crisi economica).

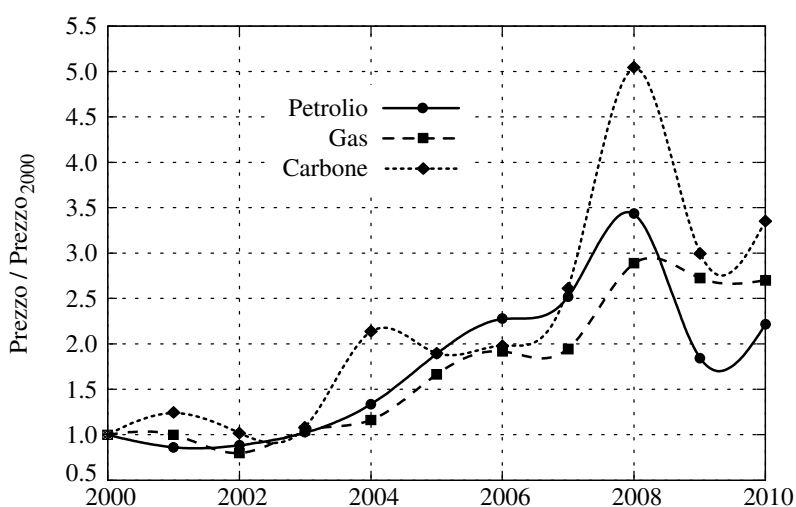


Figura 2.10: Andamento degli indici adimensionali di prezzo delle fonti energetiche fossili nel periodo 2000-2010 (riferiti all'anno 2000) [elaborazione su dati IMF].

2.4 PREVISIONE DEI FABBISOGNI DI ENERGIE PRIMARIE

Nei paragrafi precedenti si sono illustrati gli andamenti nel tempo dei fabbisogni di energie primarie nei contesti italiano e mondiale, evidenziando due tendenze ben precise: appiattimento dei consumi italiani e costante crescita dei consumi mondiali. Non sarebbe, tuttavia, corretto stimare i fabbisogni futuri sulla base di una semplice estrapolazione dei fabbisogni passati. I fabbisogni dipendono, infatti, da fattori ben precisi che vanno esplicitati per giungere ad una stima affidabile.

In prima approssimazione, i fabbisogni complessivi di un gruppo omogeneo di persone si possono stimare per mezzo di espressioni monomie del tipo

2.4. PREVISIONE DEI FABBISOGNI DI ENERGIE PRIMARIE

$$\frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0} \frac{PIL}{PIL_0} \frac{F}{F_0} \frac{\bar{\eta}_0}{\bar{\eta}} \quad (2.7)$$

dove il pedice 0 denota i valori di riferimento mentre, per quel che riguarda gli altri simboli, si ha che: E è il fabbisogno annuale di energia primaria, C è un fattore geografico-climatico adimensionale, PIL è il prodotto interno lordo, F è un fattore sociale adimensionale ed $\bar{\eta}$ è l'efficienza globale media. Naturalmente, le variabili che compaiono nel secondo membro della (2.7) non sono indipendenti tra loro, ma i legami tra di esse non sono così forti da togliere validità alla metodologia di previsione.

I valori assunti dal fattore geografico-climatico C dipendono dalle necessità di consumare più o meno energia per il riscaldamento ed i trasporti ed, infatti, assumono valori dell'ordine di:

- $C = 0,75$ per i Paesi caldi e densamente popolati;
- $C = 1$ per i Paesi temperati con densità media di popolazione;
- $C = 1,5$ per i Paesi freddi e scarsamente popolati.

Il fattore sociale F è esprimibile in funzione del rapporto tra prodotto totale G e prodotto agricolo G_a

$$F = 1 - \exp \left[-0,08 \left(\frac{G}{G_a} \right)^2 \right] \quad (2.8)$$

Pertanto, esso è prossimo ad 1 per le economie industriali e vicino a 0 per le economie agricole. Si hanno, infatti, corrispondenze del tipo

- società primitiva: $G_a = G \Rightarrow F \cong 0,08$
- società greco/romana: $G_a = (2/3) G \Rightarrow F \cong 0,165$
- Italia 1920: $G_a = (1/2) G \Rightarrow F \cong 0,27$
- Italia 1939: $G_a = 0,28 G \Rightarrow F \cong 0,64$
- Italia 1990: $G_a = 0,10 G \Rightarrow F \cong 1,00$

La stima dell'efficienza globale media $\bar{\eta}$ non è agevole nel caso generale, ma è possibile in alcune situazioni particolari per le quali si dispone di indicazioni attendibili. La prima di queste situazioni è la valutazione dei consumi energetici planetari, dove $\bar{\eta}$ può essere stimata mediante l'equazione logistica empirica

$$\log \frac{\bar{\eta}}{1 - \bar{\eta}} = 0,006419 \vartheta - 13,40 \quad (2.9)$$

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

Tale equazione è diagrammata nella Fig. 2.11, dove il tempo storico ϑ compare in ascisse mentre il rapporto $\bar{\eta}/(1 - \bar{\eta})$ appare sull'asse delle ordinate in scala logaritmica. Dalla curva logistica dell'efficienza mondiale media si ha, ad esempio: $\bar{\eta} \cong 7\%$ per $\vartheta = 1913$ e $\bar{\eta} \cong 50\%$ per $\vartheta = 2088$.

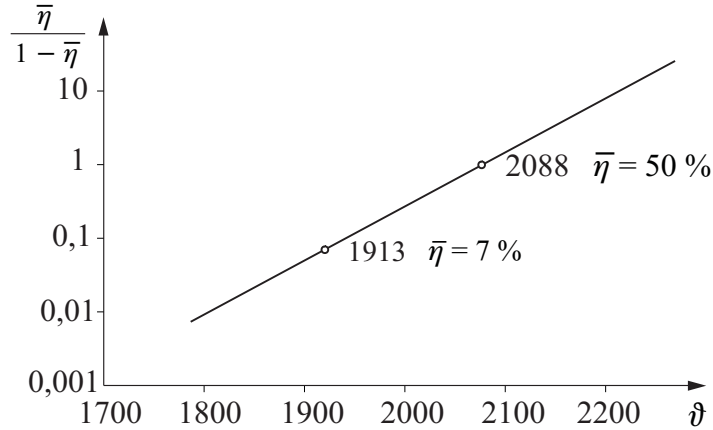


Figura 2.11: Curva logistica dell'efficienza mondiale media $\bar{\eta}$.

Un'altra situazione in cui è possibile stimare $\bar{\eta}$, è la valutazione dei consumi energetici di una nazione industrializzata e demograficamente stabile come l'Italia. In tale contesto, è ragionevole assumere: $C = \text{cost}$ ed $F = 1$. Pertanto, con riferimento anche alla definizione (2.6), è possibile scrivere la (2.7) nella forma

$$\frac{E/E_0}{PIL/PIL_0} = \frac{I}{I_0} = \frac{\bar{\eta}_0}{\bar{\eta}} \quad (2.10)$$

evidenziando che, per nazioni industrializzate e demograficamente stabili, sussiste una proporzionalità inversa tra intensità energetica I ed efficienza globale media $\bar{\eta}$.

In alternativa alla valutazione dei fabbisogni, talvolta si è interessati a valutare l'incremento annuale dei fabbisogni. A tale fine, basta derivare entrambi i membri della (2.7) e poi dividere membro a membro per la (2.7) stessa. Si ha così

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta C}{C} + \frac{\Delta(PIL)}{PIL} + \frac{\Delta F}{F} - \frac{\Delta \bar{\eta}}{\bar{\eta}} \quad (2.11)$$

dove al numeratore compaiono gli incrementi, mentre al denominatore compaiono i valori caratteristici dell'anno di riferimento. Le procedure seguite nei calcoli sono chiarite negli esempi sotto riportati.

2.4. PREVISIONE DEI FABBISOGNI DI ENERGIE PRIMARIE

Esempio 2.3 Si ricalcoli l'incremento relativo del fabbisogno mondiale totale di energie primaria tra il 1990 ed il 2007.

Soluzione

In questo caso l'Eq. (2.7) fornisce

$$\frac{E_{2007}}{E_{1990}} = \frac{C_{2007}}{C_{1990}} \frac{PIL_{2007}}{PIL_{1990}} \frac{F_{2007}}{F_{1990}} \frac{\bar{\eta}_{1990}}{\bar{\eta}_{2007}}$$

e si possono assumere i valori seguenti

- $C_{1990} = 0,95$ e $C_{2007} = 0,90$ (a causa dell'addensamento della popolazione nella fascia tropicale);
- $PIL_{2007}/PIL_{1990} = 1,7$ (ovvero un aumento medio del 3% del prodotto interno lordo globale);
- $F_{1990} = 0,40$ e $F_{2007} = 0,42$ (a causa dell'aumento di importanza del prodotto totale rispetto al prodotto agricolo).

Successivamente, dall'equazione logistica (2.9) si ottiene $\bar{\eta} = 0,19$ ponendo $\vartheta = 1990$, ed $\bar{\eta} = 0,23$ ponendo $\vartheta = 2007$. Di conseguenza risulta

$$\frac{E_{2007}}{E_{1990}} = \frac{C_{2007}}{C_{1990}} \frac{PIL_{2007}}{PIL_{1990}} \frac{F_{2007}}{F_{1990}} \frac{\bar{\eta}_{1990}}{\bar{\eta}_{2007}} = \frac{0,90}{0,95} \cdot 1,7 \cdot \frac{0,42}{0,40} \cdot \frac{0,19}{0,23} = 1,40$$

a fronte dei riscontri statistici ufficiali: $E_{1990} = 8.751$ Mtep ed $E_{2007} = 12.029$ Mtep, corrispondenti a: $E_{2007}/E_{1990} = 12029/8751 = 1,37$.

Esempio 2.4 Si ricalcoli l'aumento percentuale del fabbisogno energetico italiano tra il 2007 ed il 2008.

Soluzione

In questo caso, si usa l'Eq. (2.11) scritta nella forma

$$\frac{\Delta E}{E} = \frac{\Delta C}{C} + \frac{\Delta(PIL)}{PIL} + \frac{\Delta F}{F} - \frac{\Delta \bar{\eta}}{\bar{\eta}}$$

e si possono assumere i valori seguenti

- $\Delta C = 0$ poiché il fattore geografico-climatico non cambia nel breve termine,
- $\Delta F = 0$ poiché la struttura italiana è già caratterizzata da un fattore sociale $F = 1$ e

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

- $\Delta\bar{\eta} = 0$ poiché la scarsa propensione ad investire ha certamente rallentato il processo di aumento dell'efficienza energetica.

Inoltre, dalle statistiche si ha: $E_{2007} = 194,2$ Mtep, $PIL_{2007} = 1290,0 \cdot 10^9$ €, e $PIL_{2008} = 1276,6 \cdot 10^9$ €. Di conseguenza si ottiene

$$\frac{\Delta E}{E} = 0 + \frac{\Delta(1276,6 - 1290)}{1290,0} + 0 - 0 = -0,01 = -1\%$$

Per contro, dalle statistiche ufficiali si ha: $E_{2008} = 192,1$ e quindi $\Delta E/E = (192,1 - 194,2)/192,1 = -0,01 = -1\%$, confermando la validità della metodologia di stima utilizzata.

2.5 BILANCIO ELETTRICO ITALIANO

Come si è già detto, il bilancio dell'energia elettrica ha acquistato un rilievo almeno pari al bilancio dell'energia riferito alle fonti primarie data l'importanza ed, in molti casi, la riconosciuta insostituibilità dell'energia elettrica. Di pari passo con l'aumento assoluto e relativo dei consumi elettrici, a livello di Unione Europea si è andata affermando la tendenza ad incentivare il ricorso alle energie rinnovabili anche per la produzione di energia elettrica. Le statistiche riguardanti l'energia elettrica, come le statistiche riguardanti i consumi di energie primarie, devono, di conseguenza, distinguere tra consumi di energia da fonti rinnovabili e consumi da tutte le altre fonti (si vedano, ad esempio, il Regolamento CE 1099/2008 e la Direttiva 2009/28/CE).

Nel seguito di questo paragrafo si cercherà di fornire gli strumenti per la comprensione dei nuovi bilanci elettrici, partendo dalle definizioni storiche dei parametri di produzione e consumo, qui richiamate per comodità:

- **produzione lorda**, somma delle quantità di energia elettrica prodotte da tutti gli impianti di generazione “misurate ai morsetti dei generatori elettrici”;
- **produzione netta**, somma delle quantità di energia elettrica prodotte dagli impianti di generazione “misurate all'uscita dagli impianti” (e, quindi, depurate dei consumi di energia elettrica per far funzionare i servizi ausiliari degli impianti stessi);
- **saldo estero** che, per un Paese importatore come il nostro, è dato dalla differenza positiva tra importazioni ed esportazioni (l'energia elettrica non può, infatti, essere accumulata e quindi non si hanno “scorte”);

- **consumo per i pompaggi**, somma delle quantità di energia elettrica consumate dagli impianti di pompaggio per trasferire l'acqua da valle a monte;
- **richiesta di rete** calcolata come

$$\text{richiesta di rete} = \text{produzione netta} + \text{saldo estero} - \text{consumo pompaggi}$$

ovvero come

$$\begin{aligned} \text{richiesta di rete} &= (\text{produzione lorda} - \text{consumo ausiliari}) \\ &+ \text{saldo estero} - \text{consumo pompaggi} \end{aligned}$$

- **perdite di rete**, somma delle perdite di trasporto e trasformazione nella rete che distribuisce l'energia elettrica;
- **impieghi o consumi finali** misurati direttamente e riportati in bilancio come

$$\text{impieghi} = \text{richiesta di rete} - \text{perdite di rete}$$

Purtroppo, sulla base delle sole definizioni storiche non è possibile distinguere tra energia elettrica prodotta da fonti rinnovabili ed energia elettrica prodotta da tutte le altre fonti. I problemi riguardano le corrette attribuzioni dell'energia prodotta nelle centrali termoelettriche che utilizzano biocombustibili e frazioni organiche dei rifiuti, e dell'energia elettrica prodotta negli impianti di pompaggio.

Nel primo caso la soluzione è ovvia: l'energia elettrica prodotta dalle centrali che utilizzano biocombustibili e frazioni organiche dei rifiuti va contabilizzata tra le energie rinnovabili e va distinta dall'energia elettrica prodotta nelle centrali "tradizionali" che utilizzano combustibili fossili.

Nel secondo caso bisogna tener conto del fatto che, negli impianti di pompaggio, l'energia elettrica è prodotta durante la fase di funzionamento come turbina, ed è, indubbiamente, di tipo idroelettrico, ma non può essere classificata come "energia rinnovabile" in quanto non deriva da apporti naturali. Solo l'energia idroelettrica da apporti naturali può, infatti, essere collocata tra le energie rinnovabili e, nelle statistiche, occorre distinguere tra energia idroelettrica da apporti naturali ed energia idroelettrica da impianti di pompaggio (mentre le vecchie statistiche contabilizzavano come "energia idroelettrica" sia quella da apporti naturali sia quella da impianti di pompaggio). Nei nuovi bilanci, la produzione lorda di energia elettrica deve allora essere calcolata come somma di tre voci separate:

$$\begin{aligned} \text{produzione lorda} &= \text{produzione termoelettrica tradizionale} \\ &+ \text{produzione da fonti rinnovabili} + \text{produzione da impianti di pompaggio} \end{aligned}$$

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

A questo punto non si deve dimenticare che, negli impianti di pompaggio, l'energia idroelettrica viene prodotta a spese di un quantitativo (maggiore) di energia elettrica proveniente dalla rete. Il pompaggio, infatti, non aumenta la produzione complessiva ma, semplicemente, ottimizza le risorse di rete mettendo a disposizione durante il giorno (quando i prezzi sono più alti), una parte dell'energia elettrica prelevata durante la notte (quando i prezzi sono più bassi). In questa nuova ottica, si colloca il parametro statistico "consumo interno lordo" o *CIL*, introdotto dalla Direttiva 2009/28/CE. Tale parametro è definito come

$$CIL = \text{produzione termoelettrica tradizionale} \\ + \text{produzione da fonti rinnovabili} + \text{saldo estero}$$

ovvero come:

$$CIL = \text{produzione lorda} \\ - \text{produzione da impianti di pompaggio} + \text{saldo estero}$$

Per esemplificare quanto detto, la Tabella 2.3 mostra, disaggregati, i parametri nazionali di produzione ed esplicita, attraverso somme per righe, i calcoli di produzione lorda, produzione netta, richiesta di rete e *CIL*. In armonia con la Direttiva 2009/28/CE, i fabbisogni sono ora rappresentati dal *CIL* e, da questo punto di vista, si può dire che il saldo estero copre l'11,2% del *CIL*, la produzione termoelettrica tradizionale copre il 71,9% del *CIL*, e le energie rinnovabili coprono il restante 16,8% del *CIL*.

Tabella 2.3: Calcolo di produzione lorda, produzione netta, richiesta di rete e consumo interno lordo (*CIL*) di energia elettrica in Italia, espressi in terawattora (1 TWh = 10⁹ kWh).

2008	Termoelt. tradiz.	Rinn.	Pomp. prod.	Pomp. cons.	Saldo estero	Ausil. cons.	Totale
valori	253,1	59,2	5,6	-7,5	39,6	-12,4	
produzione lorda	253,1	59,2	5,6				317,9
produzione netta	253,1	59,2	5,6			-12,4	305,5
richiesta di rete	253,1	59,2	5,6	-7,5	39,6	-12,4	337,6
<i>CIL</i>	253,1	59,2			39,6		351,9

Vista l'incidenza della produzione termoelettrica tradizionale, nella Tabella 2.4 si riportano i dati di produzione disaggregati per fonte: carbone, gas naturale, derivati del petrolio ed "altri" (dove con "altri" si intendono, essenzialmente, i rifiuti non biodegradabili ed i gas di sintesi non commercializzabili prodotti in acciaierie, altiforni, cokerie, e raffinerie). Dalla tabella emerge che il gas naturale è il combustibile

2.5. BILANCIO ELETTRICO ITALIANO

più utilizzato (68,4%), seguito dal carbone (17,3%), mentre i derivati del petrolio hanno ormai assunto un ruolo marginale (7,2%), sostanzialmente uguale a quello dei combustibili di varia origine raggruppati sotto la voce “altri” (7,1%).

Tabella 2.4: Dati disaggregati per fonte sulla produzione termoelettrica lorda tradizionale in Italia, espressi in terawattora (1 TWh = 10⁹ kWh) ed in percentuale.

2008	u.m.	Carbone	Gas naturale	Petrolio	Altri	Totale
Termoelet. tradiz.	[TWh]	43,7	173,0	18,3	18,1	253,1
	[%]	17,3	68,4	7,2	7,1	100,0

Come si è già osservato, a livello di Unione Europea si è andata affermando la tendenza ad incentivare il ricorso alle fonti rinnovabili per la produzione di energia elettrica. Nella Tabella 2.5, si riportano i dati disaggregati sulla produzione elettrica lorda da fonti rinnovabili, distinguendo tra le voci: idroelettrica da apporti naturali, eolica, fotovoltaica, geotermica, termoelettrica da biocombustibili e da rifiuti biodegradabili. Per le voci riguardanti le produzioni idroelettriche ed eoliche si riportano due valori diversi: quello reale, relativo all'anno, e quello “normalizzato”, ovvero ricalcolato per attenuare gli effetti delle variazioni climatiche. A tale scopo, la Direttiva 2009/28/CE prevede l'utilizzo, ove disponibili, di medie ponderate sui 15 anni precedenti per l'energia idroelettrica, e sui quattro anni precedenti per l'energia eolica. Infine, combinando il dato sul *CIL* di Tabella 2.3 con i dati sulle produzioni totali di Tabella 2.5, si ricavano anche i valori dei due rapporti:

- (totale rinnovabili reale)/*CIL* = 0,186 = 18,6%
- (totale rinnovabili normalizzato)/*CIL* = 0,194 = 19,4%

che contraddistinguono la diffusione della produzione elettrica da fonti rinnovabili. Tali rapporti possono essere confrontati con l'obiettivo nazionale del 22% per il 2010,

Tabella 2.5: Dati disaggregati sulla produzione elettrica lorda da fonti rinnovabili in Italia, espressi in terawattora (1 TWh = 10⁹ kWh) ed in percentuale.

2008	u.m.	Idraul.	Eol.	Fotov.	Geoterm. e rif. biodeg.	Biocomb.	Totale
Valori reali	[TWh]	40,0	6,4	0,2	5,6	7,1	59,2
	[%]	67,6	10,8	0,3	9,4	11,9	100,0
Valori norm.	[TWh]	41,2	7,7	0,2	5,6	7,1	61,8
	[%]	66,6	12,5	0,3	9,1	11,5	100,0

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

che era stato fissato dalla Direttiva 2001/77/CE. Va notato, tuttavia, che l'obiettivo del 22% ha solo interesse teorico in quanto, sul piano normativo, la 2001/77/CE è stata superata dalla 2009/28/CE. (Nella 2009/28/CE, come si è detto, sono considerati tutti i consumi di energia, e non solo quelli elettrici, fissando l'obiettivo del 17% nel 2020 per il rapporto tra consumi di energia da fonti rinnovabili e consumi di energia da tutte le fonti).

I dati sulla produzione costituiscono il punto di partenza per la stesura del bilancio nazionale dell'energia elettrica riportato nella Tabella 2.6 con riferimento al 2008. Il bilancio, pur basato sulle definizioni tradizionali, illustra chiaramente il percorso compiuto dall'energia elettrica per arrivare agli utenti finali. Come si può evincere dalla tabella, l'energia elettrica prodotta dalle centrali viene consumata in parte dagli ausiliari delle centrali. Successivamente, la produzione netta nazionale viene integrata dal saldo estero, mentre un'aliquota non trascurabile viene consumata dai pompaggi. Infine, prima di poter essere impiegata, l'energia elettrica immessa nella rete subisce le perdite di trasmissione e distribuzione. Dal punto di vista degli impieghi, la tabella evidenzia che gli impieghi industriali sono largamente dominanti, seguiti dagli impieghi nel terziario e da quelli domestici, mentre gli impieghi agricoli rappresentano una percentuale molto ridotta del totale.

Tabella 2.6: Bilancio elettrico italiano con dati espressi in terawattora (1 TWh = 10⁹ kWh) ed in percentuale.

2008	[TWh]	[%] richiesta rete	[%] impieghi
Produzione lorda	317,9	94,2	
Consumo servizi ausiliari	-12,4	-3,7	
Produzione netta	305,5	90,5	
Saldo estero netto	39,6	11,7	
Consumo pompaggi	-7,5	-2,2	
Richiesta sulla rete	337,6	100,0	
Perdita di rete	-20,9	-6,2	
Impieghi	316,7	93,8	100,0
· agricoli	5,7		1,8
· industriali	150,1		47,4
· terziario	93,1		29,4
· domestici	67,8		21,4

2.5.1 Evoluzione del CIL

Nel paragrafo precedente si sono forniti i dati attuali su produzione e consumi elettrici lordi in Italia: ripartiti per tipologie in Tabella 2.3, disaggregati per fonti utilizzate

2.5. BILANCIO ELETTRICO ITALIANO

nella produzione termoelettrica tradizionale in Tabella 2.4 e disaggregati per fonti utilizzate nella produzione con energie rinnovabili in Tabella 2.5. In questo paragrafo ci si propone di illustrare quale sia stato, negli ultimi anni, il percorso per giungere alle ripartizioni riportate nelle tabelle precedenti.

L'informazione sull'andamento *CIL* nel periodo 1995-2008 è fornita dalla Fig. 2.12. Come si può vedere, all'aumento dei consumi lordi di energia elettrica si è fatto fronte, essenzialmente, incrementando di molto la produzione termoelettrica tradizionale ed, in misura minore, incrementando il ricorso ad energie rinnovabili.

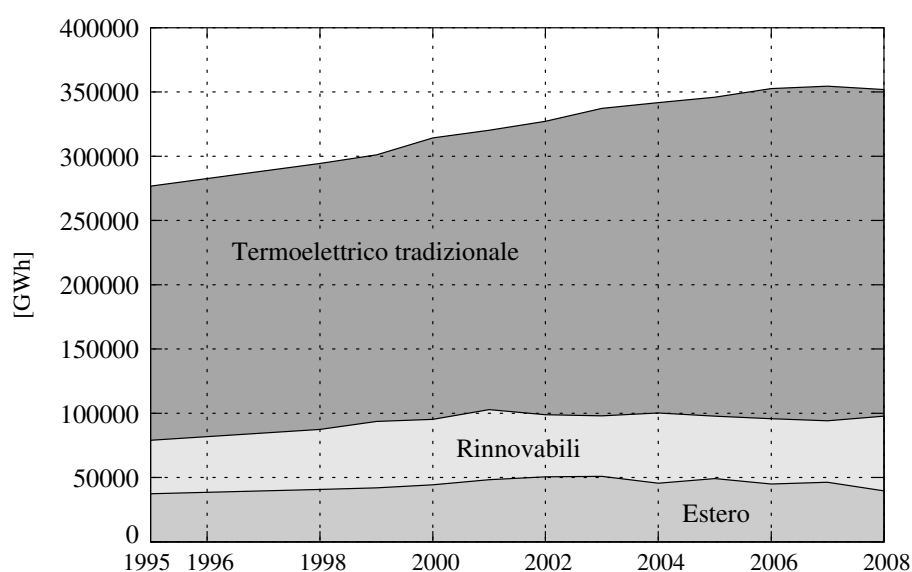


Figura 2.12: Andamento nel tempo dei consumi lordi di energia elettrica in Italia: singole fonti e totale (corrispondente al *CIL*) [elaborazione su dati ENEA, TERNA, AEEG e GSE].

A sua volta, come illustrato nella Fig. 2.13, l'aumento nella produzione termoelettrica tradizionale è stato ottenuto incrementando di molto il ricorso al gas naturale ed, in misura minore, incrementando il ricorso al carbone. Un altro aspetto interessante, ben documentato dalla Fig. 2.13, è l'inarrestabile declino del ricorso ai prodotti petroliferi, non più convenienti economicamente, nella produzione di energia elettrica.

Per quanto riguarda il rapporto tra produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili e *CIL*, illustrato in Fig. 2.14, è interessante rilevare l'andamento tendenzialmente discendente dal 1999 al 2007. Tale andamento è dovuto al fatto che, fino al 2007, il ricorso alle energie rinnovabili è aumentato meno del *CIL* essendo fortemente dipendente dalla produzione idroelettrica (ovvero da una fonte che ormai è

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

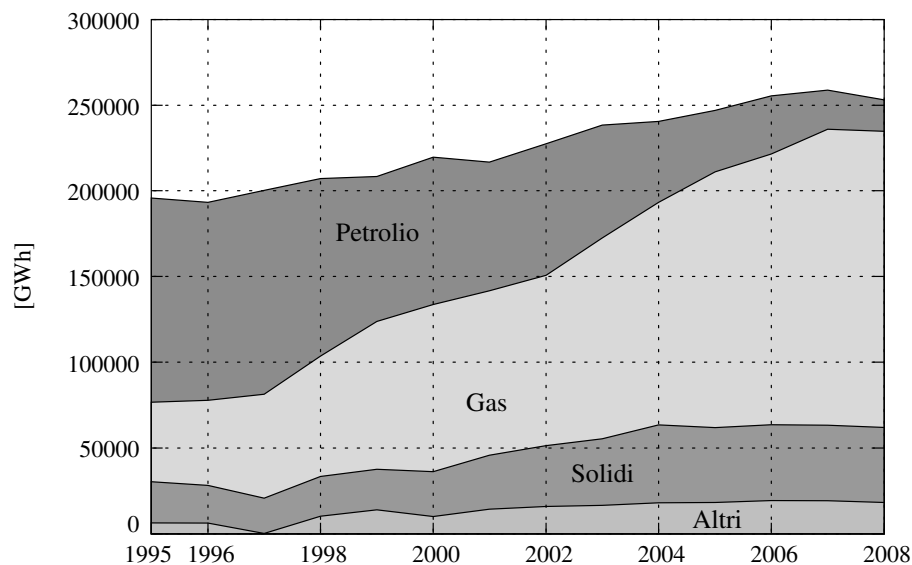


Figura 2.13: Andamento nel tempo del ricorso alle diverse fonti nella produzione termoelettrica tradizionale [elaborazione su dati TERNA ed AEEG].

quasi completamente sfruttata, almeno nell'ambito di quella che è la tolleranza ecologica attuale). L'aumento del rapporto tra il 2007 ed il 2008 è dovuto, invece, al calo dei consumi elettrici, motivato dalla crisi economica, ed alle crescite contemporanee dell'eolico e dei biocombustibili, rese possibili dalle incentivazioni.

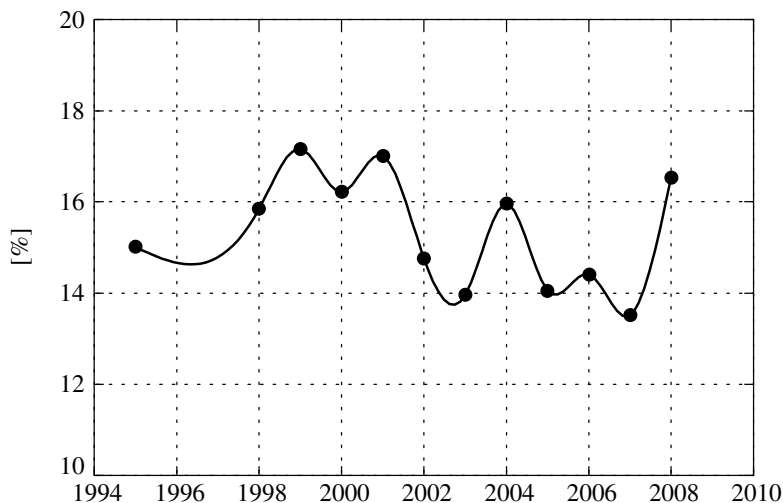


Figura 2.14: Andamento nel tempo del rapporto tra produzione lorda di energia elettrica da fonti rinnovabili e CIL [elaborazione su dati ENEA, TERNA, AEEG e GSE].

L'incidenza dominante dell'idroelettricità sulla produzione di energie rinnovabili, è sottolineata anche dalla Fig. 2.15, nella quale si vede che le oscillazioni nella produzione elettrica da fonti rinnovabili sono legate alle oscillazioni della produzione idroelettrica. Per quanto riguarda la ripartizione tra le fonti rinnovabili vanno, tuttavia, segnalati gli aumenti delle produzioni eolica e da biomasse. Infine appare interessante, anche se non è ancora statisticamente significativo, il deciso aumento, negli ultimi due anni, dell'utilizzo di energia solare fotovoltaica.

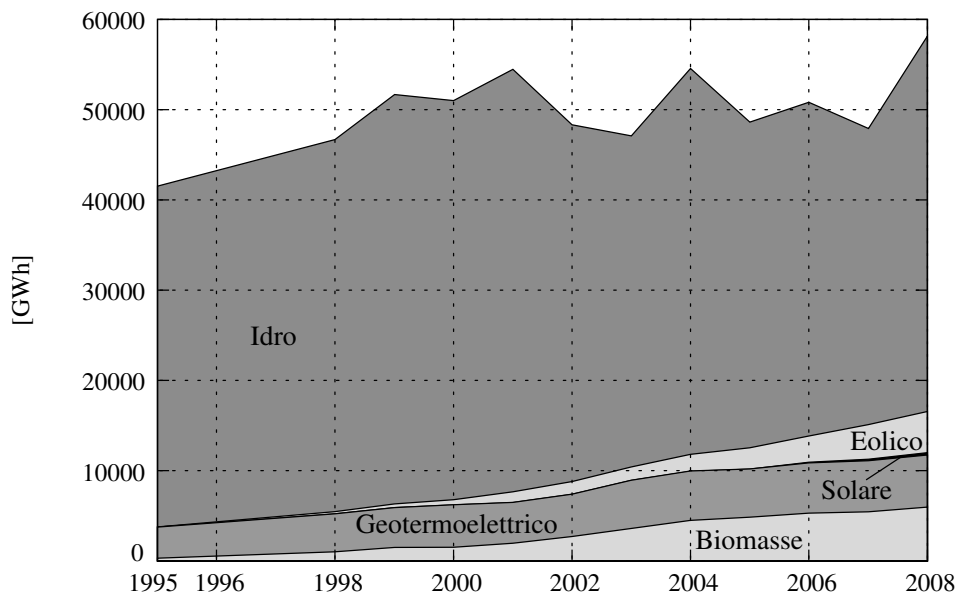


Figura 2.15: Andamento nel tempo del ricorso alle diverse fonti nella produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili [elaborazione su dati ENEA, TERNA, AEEG e GSE].

2.6 CONCLUSIONI

In questo capitolo si è descritto il sistema energetico italiano collocandolo nel contesto internazionale. In particolare

- Si è discussa la schematizzazione del sistema energetico nazionale illustrando, in tale contesto, le definizioni di: fonti primarie, fabbisogni (ovvero consumi finali lordi), fonti secondarie, vettori energetici ed impieghi (ovvero consumi finali netti).
- Si è discussa in dettaglio la nuova struttura del bilancio energetico italiano, introdotta su sollecitazione dell'Unione Europea per distinguere tra consumi

2. SISTEMA ENERGETICO ITALIANO E CONTESTO INTERNAZIONALE

finali lordi di energia da fonti rinnovabili e consumi di energia da tutte le fonti.

- Dopo aver “fotografato” nel bilancio energetico la situazione attuale, si è illustrata l’evoluzione nel tempo dei fabbisogni di fonti primarie, evidenziando l’andamento del rapporto tra consumi finali lordi di energia da fonti rinnovabili e consumi finali lordi di energia da tutte le fonti. Tale rapporto, pur in netta crescita negli ultimi due anni, è ancora inferiore al 9% e, quindi, ben lontano dall’obiettivo del 17% nel 2020 fissato per l’Italia dalla Direttiva 2009/28/CE.
- Si è introdotto l’indice di penetrazione dell’energia elettrica, definito come rapporto tra il consumo di energia primaria per la produzione di energia elettrica ed il consumo totale di energia primaria.
- Si è definita l’intensità energetica come rapporto tra il fabbisogno totale di energia primaria ed il prodotto interno lordo.
- Si è mostrato come per un Paese importatore netto di energia come il nostro, il contesto internazionale abbia grande rilevanza sia per quel che riguarda la disponibilità di fonti primarie sia, soprattutto, per quel che riguarda l’evoluzione dei prezzi delle fonti primarie stesse.
- Si è illustrata una metodologia di previsione dei fabbisogni di fonti primarie, a partire dai fattori che più li influenzano.
- Si è discussa la nuova struttura del bilancio elettrico italiano evidenziando, anche in questo caso, le modifiche apportate ai bilanci tradizionali per consentire la distinzione tra consumi di energia elettrica da fonti rinnovabili e consumi di energia elettrica da tutte le fonti.
- Nel contesto del nuovo bilancio, si è discussa la definizione di *CIL*, o consumo interno lordo di energia elettrica, che è il nuovo parametro statistico imposto dal Regolamento CE 1099/2008 e dalla Direttiva 2009/28/CE.
- Dopo aver fotografato con i bilanci la situazione attuale, si è illustrata l’evoluzione nel tempo dei consumi lordi di energia elettrica. Si sono così presentati gli andamenti nel tempo del *CIL* e delle sue componenti: produzione termoelettrica tradizionale, saldo estero ed energia elettrica da fonti rinnovabili, mostrando anche l’andamento del rapporto tra consumi di energia da fonti rinnovabili e *CIL*.

Capitolo 3

Combustibili fossili

3.1 RUOLO DELLA COMBUSTIONE

Si definiscono fossili i combustibili formati, nel corso delle ere geologiche, dalla trasformazione anaerobica di sostanze organiche sia vegetali sia animali. Gran parte del carbone, ad esempio, si è formata a partire da biomasse vegetali, fra i 280 ed i 345 milioni di anni fa nel periodo detto, appunto, Carbonifero. Il clima particolarmente caldo ed umido del Carbonifero aveva, infatti, favorito l'instaurarsi di grandi zone paludose nelle quali una vegetazione molto ricca depositava di continuo materia organica. I depositi sommersi di materia organica, che l'acqua preservava dall'ossidazione, si ricoprirono di sedimenti e si compattarono, subendo anche una contemporanea trasformazione anaerobica per l'azione di funghi e batteri. Tutti questi processi condussero ad una progressiva riduzione del contenuto in ossigeno ed azoto nei depositi e, di conseguenza, ad un arricchimento del contenuto in carbonio. Nel tempo si arrivò alla formazione di torba e, successivamente, di lignite, litantrace ed antracite. Anche il petrolio ed il gas naturale derivano, come si è detto, dalla trasformazione anaerobica di sostanze organiche. Essi si sono, però, formati su fondali marini o lacustri, a partire da depositi sedimentati di microrganismi sia vegetali sia animali, in un periodo compreso tra i 10 ed i 160 milioni di anni fa.

Stante i lunghissimi tempi e gli irripetibili meccanismi di formazione, è giocoforza classificare i combustibili fossili come "fonti non rinnovabili" dell'energia potenziale chimica accumulata nel loro interno. Per liberare tale energia sono indispensabili, allo stato attuale dello sviluppo tecnologico, i processi di combustione. L'impiego alternativo di metodologie basate, ad esempio, sull'uso generalizzato di celle a combustibile non è ancora industrialmente maturo. Anche nei prossimi anni, quindi, gran parte dei combustibili fossili sarà bruciata per estrarre il "potere calorifico" dei com-

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

bustibili stessi. Di conseguenza, nel testo si illustreranno le proprietà chimico-fisiche dei combustibili tradizionali facendo riferimento, essenzialmente, alle caratteristiche che maggiormente ne influenzano l'impiego nei processi di combustione.

Successivamente, nel quadro di un uso sempre più efficace delle risorse naturali, si discuteranno le metodologie di analisi dei cicli di vita dei combustibili fossili al fine di determinare i valori complessivi dell'efficienza energetica e dell'impatto ambientale. L'efficienza energetica delle singole fasi delle filiere dei combustibili verrà caratterizzata da un rendimento o, meglio, da una perdita (che, ovviamente, coinciderà con il complemento all'unità del rendimento). L'impatto ambientale, invece, verrà caratterizzato in termini di emissioni *GHG* (GreenHouse Gases), ovvero di emissioni di gas che contribuiscono all'effetto serra, espresse in grammi di anidride carbonica equivalente per megajoule di energia contenuta nel prodotto finale. La valutazione delle perdite energetiche di filiera costituirà, quindi, un prezioso complemento alle analisi di bilancio energetico che sono state discusse nel Capitolo 2, mentre la valutazione delle emissioni *GHG* si collegherà alle analisi dell'inquinamento che verranno illustrate nel Capitolo 4.

Verranno delineati, infine, gli indirizzi di ricerca e sperimentazione volti alla messa a punto di nuove tecnologie di utilizzo per i combustibili "sporchi", primo fra tutti il carbone. Tra i processi di combustione "pulita" si prenderà in esame la combustione a letto fluido mentre, come alternativa, si considererà la trasformazione del carbone in combustibili a più basso impatto ambientale attraverso i processi di distillazione e, soprattutto, di gassificazione.

3.2 IL PETROLIO

Il petrolio greggio si presenta come un liquido viscoso, più o meno colorato. Esso è costituito da una miscela di idrocarburi aromatici con piccole percentuali di sostanze diverse come acqua, composti ossigenati, azotati e solforati, oltre ad impurità varie quali, ad esempio, la sabbia. Il valore commerciale "a bocca di pozzo" del greggio è determinato, fondamentalmente, da tre parametri: il costo del trasporto dal luogo d'origine, la densità ed il tenore di zolfo. Il valore aumenta, evidentemente, al diminuire dei costi di trasporto, ma aumenta anche al diminuire della densità perché una bassa densità garantisce una prevalenza di idrocarburi leggeri e, quindi, una miglior resa in distillati di pregio. Il valore, infine, aumenta al diminuire della percentuale di zolfo perché lo zolfo tende ad avvelenare i catalizzatori di raffinazione e ad accumularsi in alcuni prodotti, come gli oli combustibili.

Nel petrolio greggio si possono avere idrocarburi appartenenti a più serie diverse. Con riferimento alla Fig. 3.1 si distinguono, ad esempio, idrocarburi:

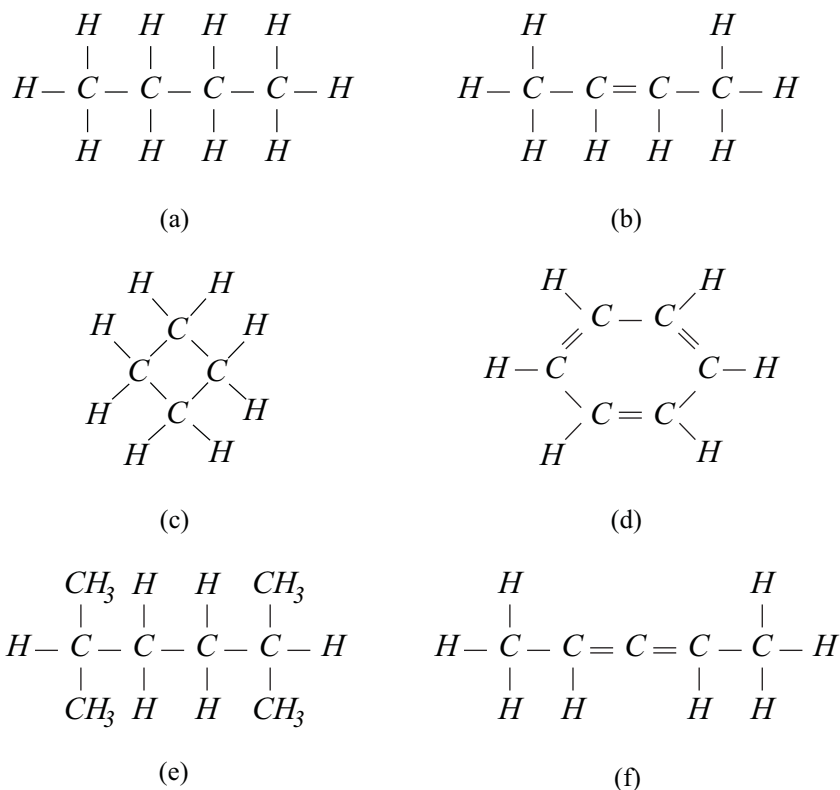


Figura 3.1: Struttura molecolare delle principali serie di idrocarburi: (a) paraffina lineare C_nH_{2n+2} ; (b) olefina non satura C_nH_{2n} ; (c) naftene saturo C_nH_{2n} ; (d) benzene non saturo C_nH_{2n-6} ; (e) isoottano saturo ramificato C_nH_{2n+2} ; (f) olefina non satura C_nH_{2n-2} .

- (a) paraffinici saturi a catena lineare (C_nH_{2n+2});
- (b) olefinici non saturi (C_nH_{2n}), con un doppio legame tra due atomi di carbonio contigui;
- (c) naftenici saturi o cicloparaffine (C_nH_{2n}), a struttura ciclica con legami semplici;
- (d) aromatici non saturi della serie benzenica (C_nH_{2n-6}), con struttura ad anello;
- (e) paraffinici saturi ramificati (C_nH_{2n+2}), simili ai paraffinici del gruppo (a) ma con uno o più atomi d'idrogeno sostituiti dal radicale metile (CH_3);
- (f) olefinici non saturi (C_nH_{2n-2}), simili agli olefinici del gruppo (b) ma con due doppi legami fra tre atomi di carbonio contigui.

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

Negli idrocarburi saturi gli atomi di carbonio non hanno doppi legami, mentre negli idrocarburi insaturi due o più atomi di carbonio contigui sono uniti da un doppio, o triplo, legame. Due idrocarburi che hanno lo stesso numero di atomi di carbonio e idrogeno ma struttura diversa, si definiscono isomeri. Così sono isomeri gli idrocarburi olefinici (b) e naftenici (c), caratterizzati dalla stessa composizione C_nH_{2n} . Analogamente, sono isomeri gli idrocarburi paraffinici lineari (a) e ramificati (e), caratterizzati dalla stessa composizione C_nH_{2n+2} . Due isomeri molto noti, caratterizzati dalla composizione C_8H_{18} , sono il normal-ottano a catena lineare, e l'isottano a catena ramificata. Essi presentano comportamenti alla combustione del tutto diversi in quanto gli idrocarburi a catena lineare bruciano istantaneamente, mentre quelli a catena ramificata bruciano più lentamente, aumentando il potere antidetonante delle benzine. In conseguenza di tale caratteristica, il "numero di ottano" delle benzine è definito come il parametro n che caratterizza il potere antidetonante di una miscela costituita da n parti su 100 di isottano e da $(100 - n)$ parti di normal-eptano (C_7H_{16}), un idrocarburo a catena lineare facilmente infiammabile.

3.2.1 La filiera del petrolio

In un Paese come il nostro, molto povero di risorse petrolifere, gran parte del petrolio greggio proviene da importazioni. Il petrolio greggio viene inviato direttamente alle raffinerie, od ai depositi a servizio delle raffinerie stesse. Nelle raffinerie, il greggio è sottoposto ad una serie di trattamenti, illustrati nel seguito, che danno luogo ai prodotti finali destinati al consumo ed alle materie prime per l'industria petrolchimica. I prodotti finali vengono inviati direttamente agli utenti, od ai depositi costituiti presso i grossisti. I prodotti semiraffinati, destinati alle lavorazioni industriali "non energetiche", vengono inviati alle industrie petrolchimiche per le produzioni di fertilizzanti, materie plastiche, gomma sintetica, fibre e pesticidi. Alla fine delle lavorazioni, tuttavia, le industrie petrolchimiche rimandano alle raffinerie le frazioni residue ancora suscettibili di sfruttamento energetico. Seguendo il percorso del petrolio dall'estrazione agli impieghi, si giunge a schematizzare la "filiera" italiana come indicato in Fig. 3.2.

Per quantificare le analisi energetiche ed ambientali del ciclo di vita del petrolio e dei principali prodotti petroliferi, è opportuno fare riferimento ad alcune ipotesi rappresentative della situazione nazionale. Pertanto, si può assumere che il petrolio greggio, di buona qualità, arrivi per mare ad un porto italiano, sede di raffineria, dopo un viaggio di 1.500 km, e che la distribuzione dei prodotti di raffineria alle utenze avvenga con autocisterne che, mediamente, percorrono 150 km. In queste ipotesi, seguendo le indicazioni di letteratura e facendo riferimento ai tre più importanti pro-

dotti di raffineria: benzina, gasolio e nafta vergine (la materia prima per l'industria petrolchimica), si arriva alla Tabella 3.1.

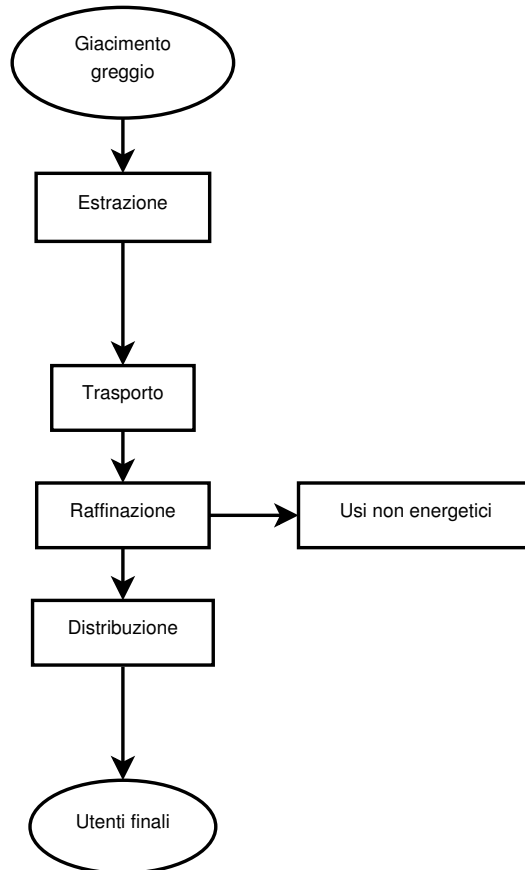


Figura 3.2: La filiera del petrolio in Italia.

Come si vede, la filiera e la relativa tabella comprendono: a monte della raffinazione, l'estrazione e, per il greggio importato, anche il trasporto (con petroliere) dal luogo di origine ai porti sede di raffinerie ed, a valle della raffinazione, la distribuzione (con autoscisterne) dei prodotti finiti. (Al contrario, nel bilancio energetico italiano, sintetizzato in Tabella 2.1, le fasi di estrazione, trasporto e distribuzione non contribuivano alla voce "consumi e perdite del settore energetico", poiché si era implicitamente partiti dal petrolio, estratto od importato, già disponibile nel punto di arrivo, mentre i consumi e le perdite di distribuzione erano state censite nella voce "trasporti", considerata negli "Impieghi"). Per quanto riguarda i valori riportati in Tabella 3.1, si può osservare che l'efficienza energetica delle varie fasi è caratterizzata

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

da rendimenti η o, meglio, da perdite $\epsilon = (1 - \eta)$, espresse in percentuale dell'energia contenuta nel combustibile fossile di partenza. L'impatto ambientale delle varie fasi è, invece, caratterizzato in termini di emissioni *GHG*, ovvero di gas che danno luogo all'effetto serra (GreenHouse Gases), espresse in grammi di anidride carbonica equivalente per megajoule di energia contenuta nel prodotto finale [gCO_2/MJ].

Tabella 3.1: Filiera del petrolio: le perdite energetiche ϵ sono riferite all'energia contenuta nel greggio, mentre le emissioni *GHG* sono riferite all'energia contenuta nel prodotto finale.

Prodotto	Benzina		Gasolio		Nafta vergine	
	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO_2/MJ]	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO_2/MJ]	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO_2/MJ]
estrazione del greggio	2,4	3,7	2,4	3,7	2,4	3,7
trasporto del greggio	1,0	0,9	1,0	0,9	1,0	0,9
raffinazione	8,6	7,4	5,4	3,6	4,5	3,5
distribuzione finale	1,7	1,1	1,7	1,1	1,7	1,1
TOTALI	13,7	13,1	10,5	9,3	9,6	9,2

L'analisi energetica della filiera completa stima perdite totali comprese tra il 9,5% per la nafta vergine ed il 13,6% per la benzina mentre, per la sola fase di raffinazione, stima perdite comprese tra il 4,5% della nafta vergine e l'8,6% della benzina. Le perdite di raffinazione sono ben correlate alla voce "consumi e perdite del settore energetico" relativa al petrolio in Tabella 2.1 dove, infatti, si deduceva il rapporto percentuale: $(5,4 \text{ Mtep}) / (79,4 \text{ Mtep})$, ovvero 6,8% tra consumi e perdite del settore e consumo lordo totale di petrolio. Le emissioni *GHG* massime sono quelle relative alla benzina, mentre le emissioni minime sono quelle relative alla nafta vergine. Nell'ambito dei prodotti tradizionalmente utilizzati nell'autotrazione, le emissioni della benzina ($13,1 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$) risultano di oltre il 40% superiori alle emissioni del gasolio ($9,3 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$), a causa del maggior impatto della fase di raffinazione.

3.2.2 Raffinazione del petrolio

Le tecniche di raffinazione più usate prevedono la distillazione frazionata del greggio, schematizzata nella Fig. 3.3, ed una serie di interventi complementari successivi destinati ad aumentare la resa in frazioni pregiate.

Durante la distillazione frazionata il petrolio greggio, riscaldato fino ad una temperatura di circa $360 \text{ }^\circ\text{C}$, viene fatto entrare a pressione atmosferica nella colonna di distillazione vera e propria. Alla temperatura di ingresso ed alla pressione atmosferica, solo una frazione del totale non è vaporizzata e viene estratta dal basso come

residuo. La parte vaporizzata sale nella zona alta della colonna e, man mano che si raffredda, deposita per condensazione le varie frazioni di idrocarburi. Dalla zona più alta (e, quindi, più fredda), fuoriesce la frazione gassosa mentre, scendendo nella colonna, si separano, in ordine crescente di temperatura e densità, le frazioni leggera, leggero-media, media e pesante. Dall Tabella 3.2 si evince che le diverse frazioni, o “tagli”, ottenute dal processo di distillazione sono caratterizzate da un numero diverso di atomi di carbonio, da diverse densità medie e, soprattutto, da diverse “curve di distillazione”, cioè da diversi intervalli di temperature di ebollizione a pressione ambiente.

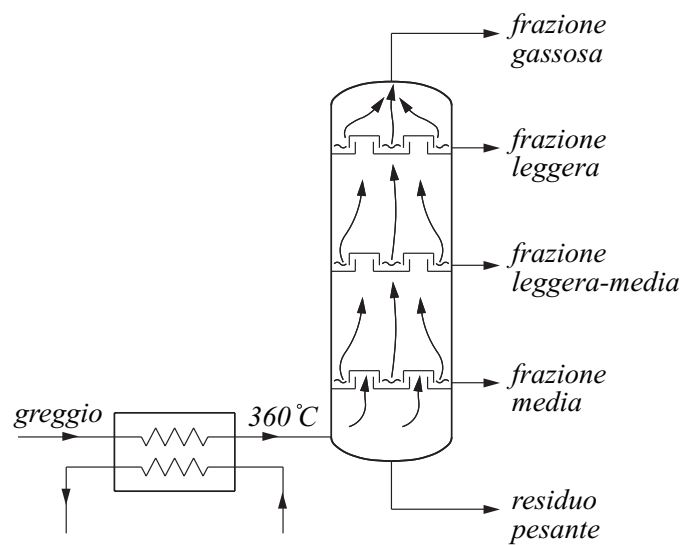


Figura 3.3: Schematizzazione del processo di distillazione frazionata.

Dalle diverse frazioni derivano numerosi “prodotti petroliferi” che, generalmente, sono noti con i loro nomi commerciali. La frazione gassosa, ad esempio, è costituita, essenzialmente, da metano CH_4 , incondensabile a temperatura ambiente, e da propano C_3H_8 e butano C_4H_{10} che, a temperatura ambiente, possono essere condensati

Tabella 3.2: Frazioni petrolifere ottenute dal processo di distillazione.

Taglio	Distillato p_{atm}	Atomi carbonio	Densità [kg/dm ³]	$t_{eboll}(p_{atm})$ [°C]
frazione gassosa	gassoso	$\text{C}_1\text{-C}_4$	variabile	< 60
benzine	leggero	$\text{C}_5\text{-C}_{10}$	0,70-0,78	40-200
cherosene	leggero-medio	$\text{C}_{10}\text{-C}_{16}$	0,78-0,84	170-280
gasolio	medio	$\text{C}_{14}\text{-C}_{20}$	0,82-0,90	210-360
residuo	pesante	> C_{20}	0,92-0,99	300-600

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

(ovvero liquefatti) aumentando la pressione per essere poi commercializzati come GPL (Gas di Petrolio Liquefatti). Dai distillati leggeri (o benzine in senso lato), si arriva alle benzine per autotrazione, alla “nafta vergine” (utilizzata come materia prima nell’industria petrolchimica), ed al “carboturbo” (un carburante usato nelle turbine aeronautiche). Dai distillati leggero-medi si ottiene il cherosene (utilizzato soprattutto nelle turbine terrestri), mentre dai distillati medi si ottiene il gasolio (impiegato nei motori Diesel e negli impianti di riscaldamento). Dalle frazioni pesanti, più o meno mescolate con gasolio, si ottengono gli oli combustibili, mentre dal residuo di lavorazione degli oli combustibili si ottengono alcuni prodotti destinati ad usi non energetici (come, ad esempio, i lubrificanti e gli asfalti). Per quanto riguarda gli oli combustibili, si può osservare che essi sono tanto più pregiati quanto minore è la loro viscosità (cioè, in pratica, quanto maggiore è il loro contenuto in gasolio). Pertanto, si usa distinguere tra oli combustibili

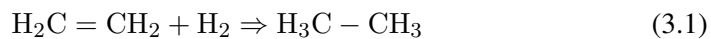
- fluidissimi: con viscosità a 50 °C inferiore a 3 °E,
- fluidi: con viscosità a 50 °C compresa tra 3 e 5 °E,
- semifluidi: con viscosità a 50 °C compresa tra 5 e 7 °E e
- densi: con viscosità a 50 °C maggiore di 7 °E.

(In queste definizioni la viscosità, misurata in gradi engler [°E], rappresenta il rapporto tra i tempi di efflusso dal viscosimetro di Engler di 200 g del liquido nelle condizioni di prova e di un ugual volume di acqua alla temperatura di 20 °C). Poiché lo zolfo si concentra nei residui di distillazione, il tenore di zolfo negli oli combustibili aumenta con il ridursi del contenuto in gasolio e, quindi, tende ad essere tanto maggiore quanto maggiore è la viscosità. Negli oli combustibili ad alto tenore di zolfo (ATZ), la percentuale di zolfo è inferiore al 3% negli oli fluidissimi, fluidi e semifluidi, ed inferiore al 4% negli oli “densi” (ovvero molto viscosi). Tuttavia va rilevato che in Italia, come in tutta l’Unione Europea, non vengono più commercializzati gli oli combustibili ATZ. Di conseguenza, attualmente, sono disponibili soltanto oli combustibili, sia fluidi sia densi, indicati col nome di BTZ e caratterizzati da un tenore di zolfo “basso”, cioè inferiore all’1%.

Al netto di perdite e consumi, la distillazione conduce a rese in frazioni leggere dell’ordine del 15-20%, ed a rese in frazioni medie dell’ordine del 30-50%. Per migliorare la resa nelle frazioni leggere pregiate, si ricorre ai processi di pirolisi o piroscissione, in inglese “cracking”. (Come si vedrà meglio nel Paragrafo 3.4.3, per pirolisi si intende il processo di rottura termica, in assenza di ossidante, delle molecole complesse). Nella raffinazione del petrolio il cracking rompe le molecole più complesse:

- per sola azione termica (cracking termico, che ha luogo a temperature dell'ordine di 480 °C),
- per azione del riscaldamento, a temperature più ridotte ma in presenza di catalizzatori (cracking catalitico).

Per indirizzare il cracking verso gli idrocarburi caratterizzati da un rapporto H/C più alto, si può operare in presenza di idrogeno (idrogenazione). In questo modo i legami multipli degli idrocarburi insaturi vengono rotti e risaturati con idrogeno. Così, ad esempio, è possibile passare da etilene C₂H₄, insaturo a doppio legame, ad etano C₂H₆, saturo a semplice legame, attraverso la reazione



scritta evidenziando i legami strutturali. Per aumentare la resa in benzine si possono poi far combinare tra loro, in presenza di catalizzatore, anche le frazioni gassose che si liberano durante il cracking, ottenendo idrocarburi che restano liquidi a temperatura e pressione ambiente (alchilazione). Infine, per aumentare il potere antidetonante delle benzine, è possibile modificare la struttura molecolare degli idrocarburi paraffinici che le compongono, passando da catene lineari a catene ramificate (reforming).

3.2.3 Utilizzazione energetica dei prodotti petroliferi

I parametri più importanti per l'utilizzazione energetica dei prodotti petroliferi sono i poteri calorifici superiore H_s ed inferiore H_i in quanto, come si è detto, l'utilizzazione energetica comporta, nella maggior parte dei casi, un qualche processo di combustione. Dalla Tabella 3.3 si rileva che i valori dei poteri calorifici dei prodotti petroliferi sono compresi in intervalli piuttosto ristretti, in conseguenza di una relativamente modesta variabilità nella composizione massica. Si può, tuttavia, osservare che la differenza ($H_s - H_i$) aumenta al diminuire della densità, in quanto è proporzionale al contenuto in idrogeno.

In funzione del settore di impiego, le combustioni dei prodotti petroliferi possono aver luogo in bruciatori od in motori, secondo modalità descritte sommariamente nel seguito.

Combustione nei bruciatori

I bruciatori svolgono, essenzialmente, due compiti: da un lato provvedono alla polverizzazione del combustibile (atomizzazione), dall'altro assicurano l'intimo mescolamento del combustibile con l'aria comburente. I bruciatori devono, inoltre, mantenere la fiamma stabile nel tempo con una configurazione idonea alle caratteristiche

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

Tabella 3.3: Prodotti petroliferi con valori tipici di composizione (in frazioni di massa) e poteri calorifici (in MJ/kg).

Prodotto	[C]	[H]	[S]	[O + N]	H_i	H_s
GPL	0,821	0,179	–	–	45,7	49,8
benzina auto	0,855	0,144	0,001	–	44,0	46,9
carboturbo	0,859	0,140	0,001	–	43,8	46,8
cherosene	0,863	0,136	0,001	–	43,5	46,5
gasolio	0,863	0,127	0,003	0,007	42,9	45,7
OC fluidissimo	0,862	0,123	0,01	0,005	41,9	44,6
OC denso	0,870	0,110	0,01	0,010	41,1	43,5
petrolio greggio	0,83-0,87	0,11-0,15	0,01-0,02	0-0,03	41,9	44,8

della camera di combustione. Gli atomizzatori, che sono i componenti più importanti dei bruciatori, possono essere di tipo meccanico o pneumatico. Negli atomizzatori meccanici il combustibile viene nebulizzato facendolo passare attraverso un ugello di diametro ridotto, oppure lanciandolo contro un disco rotante ad alta velocità. Negli atomizzatori pneumatici, invece, il combustibile arriva a bassa pressione ad appositi orifizi lambiti esternamente dal fluido nebulizzante, costituito da vapore d'acqua od aria. All'uscita dagli orifizi, il combustibile entra in contatto con il fluido nebulizzante ad alta velocità, e viene così suddiviso in goccioline minute.

Combustione nei motori

Nei motori a ciclo Otto l'accensione è comandata da una scintilla, mentre nei motori a ciclo Diesel l'accensione è prodotta dall'aumento di temperatura causato da una compressione adiabatica. I carburanti da utilizzare nelle due categorie di motori devono avere, quindi, caratteristiche assai diverse tra di loro.

Nei motori a ciclo Otto si utilizzano benzine con un numero di ottano (e, di conseguenza, un potere antidetonante) abbastanza elevato, in modo da evitare fenomeni di autoaccensione anche in presenza di rapporti di compressione volumetrici relativamente alti (dell'ordine di 8,5 nei motori attuali). Storicamente, l'aumento del numero di ottano è stato ottenuto con l'aggiunta di particolari additivi, quali il piombo tetraetile. Attualmente, per evitare la presenza di piombo nella benzina, si preferisce aumentare il potere antidetonante modificando la composizione mediante l'aggiunta di idrocarburi aromatici e di alcoli, come l'etanolo od il metanolo (benzina verde o benzina senza piombo).

Nei motori a ciclo Diesel si utilizzano, invece, gasoli con buona capacità di autoaccensione. Il gasolio viene introdotto, già atomizzato, nella camera di combustione (od in una precamera) durante una fase del ciclo nella quale si sono raggiunte tem-

perature sufficienti ad innescare l'autoaccensione. La capacità di autoaccensione, si valuta in base al numero di cetano, dal nome dell'idrocarburo omonimo (cetano o normal-esadecano $C_{16}H_{34}$) che è facilmente infiammabile. Il numero di cetano dei gasoli veniva definito come il parametro n che caratterizza la capacità di autoaccensione di una miscela costituita da n parti su 100 di cetano e da $(100 - n)$ parti di alfa-metilnaftalene ($C_{11}H_{10}$), un idrocarburo aromatico che ha pessime doti di accendibilità (e, quindi, un "numero di cetano" pari a zero). Successivamente, a causa del costo e della pericolosità del metilnaftalene, il numero di cetano è stato ridefinito a partire da una miscela costituita da m parti su 100 di cetano e da $(100 - m)$ parti di eptametilnonano, un isomero del cetano difficilmente infiammabile e di facile reperibilità. Tuttavia, per garantire la sovrapposibilità con le misure precedenti, alla nuova miscela è stato assegnato il numero di cetano

$$n = m + 0,15(100 - m) \quad (3.2)$$

in quanto, nella vecchia scala, il "numero di cetano" dell'eptametilnonano risultava uguale a 15.

3.3 IL GAS NATURALE

Il gas naturale è comunemente chiamato metano perché, come si vede dalla Tabella 3.4, il metano (CH_4) ne è il componente principale. Oltre al metano, il gas naturale contiene anche etano (C_2H_6) ed "altri idrocarburi" quali il propano (C_3H_8) ed il butano (C_4H_{10}), oltre ad anidride carbonica (CO_2), azoto (N_2), e diversi "altri gas" tra cui l'idrogeno solforato (H_2S).

Tabella 3.4: Composizioni volumetriche percentuali e poteri calorifici, in megajoule per metro cubo standard (MJ/Sm^3), del gas naturale di diverse provenienze. [Fonte SNAM Rete Gas]

Composizione	CH_4	C_2H_6	altri idrocarb.	CO_2	N_2	altri gas	H_s	H_i
Italia	99,53	0,06	0,03	0,03	0,35	–	37,7	33,9
Russia	97,50	1,06	0,45	0,15	0,83	0,01	38,0	34,3
Nord Europa	90,32	4,62	1,33	1,37	2,33	0,03	38,6	34,86
Algeria	87,92	6,95	1,77	0,97	2,29	0,10	39,7	35,8
Libia	85,28	6,80	2,95	1,44	3,42	0,11	39,9	36,0
Rigassificato	90,05	7,82	1,24	–	0,84	0,05	40,4	35,6
Metano puro	100,00	–	–	–	–	–	37,7	34,0

Il metano è meno denso dell'aria: nelle condizioni definite "standard" nell'industria del gas, ovvero alla temperatura di $15\text{ }^\circ\text{C}$ ed alla pressione di 101.325 Pa , ha una

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

densità di $0,678 \text{ kg/Sm}^3$, molto minore della densità dell'aria secca che, in analoghe condizioni, è pari a $1,225 \text{ kg/m}^3$. Il metano puro è incolore, inodore e non tossico ed è caratterizzato da valori molto bassi della temperatura critica ($-82,6 \text{ }^\circ\text{C}$) e del punto di liquefazione a pressione atmosferica ($-161,5 \text{ }^\circ\text{C}$). Il gas naturale, in quanto composto prevalentemente di metano, ha proprietà termodinamiche simili al metano, con una temperatura critica di circa $-82 \text{ }^\circ\text{C}$ ed una temperatura di liquefazione a pressione atmosferica di circa $-160 \text{ }^\circ\text{C}$. A causa del basso valore della temperatura critica ($-82 \text{ }^\circ\text{C}$, come si è detto), non si può avere gas naturale liquido a temperatura ambiente e, di conseguenza, il gas naturale per la trazione automobilistica deve essere immagazzinato nelle bombole in forma gassosa. Inoltre, a causa del basso valore della temperatura di liquefazione a pressione atmosferica ($-160 \text{ }^\circ\text{C}$, come si è detto), il trasporto del gas naturale liquefatto è abbastanza difficoltoso ed è limitato, in pratica, al solo trasporto marittimo. Le navi "metaniere" sono dotate di serbatoi molto ben coibentati e fanno scalo in porti forniti di apparecchiature sofisticate per la liquefazione (in partenza) e la rigassificazione (in arrivo). La difficoltà del trasporto in forma liquida spiega perché la maggior parte del gas naturale importato in Italia provenga da gasdotti che si estendono per migliaia di chilometri e che, nel caso del gas importato dall'Algeria e dalla Libia, attraversano persino tratti di mare.

La quantità di energia liberata dalla combustione del gas naturale dipende dalla composizione, e questa può variare sensibilmente con la regione geografica di origine (come mostrato in Tabella 3.4). Il gas naturale distribuito dalla rete nazionale è una miscela di gas di provenienza nazionale ed importati dai Paesi esteri citati in Tabella 3.4. Esso ha un potere calorico inferiore medio, valutato su basi statistiche, pari a circa $34,5 \text{ MJ/Sm}^3$.

La rete nazionale dei gasdotti è riportata in Fig. 3.4 con riferimento al 31 ottobre 2010. Il gas naturale estratto in Italia entra nella rete nazionale (o primaria) direttamente dai campi di coltivazione, o dai centri di raccolta e trattamento a servizio dei campi stessi. Il gas naturale importato entra dai punti di consegna dei gasdotti provenienti dalla Russia (Tarvisio e Gorizia), dal Nord Europa (Passo Gries), dall'Algeria (Mazara del Vallo), dalla Libia (Gela), e dai terminali di rigassificazione di Panigaglia e Porto Viro. Nel 2008 la produzione italiana di gas naturale (7,7 Mtep) ha coperto l'11% del fabbisogno totale (70 Mtep), mentre il restante 89% è stato coperto dalle importazioni attraverso i già citati punti di consegna di Passo Gries (18,3%), Tarvisio e Gorizia (28,8%), Mazara del Vallo (28,9%), Gela (11,6%), ed il terminale di rigassificazione di Panigaglia (1,8%). (Il terminale di rigassificazione di Porto Viro è entrato in funzione nel 2009 e, di conseguenza, non ha contribuito alla copertura dei consumi nel 2008).

La rete primaria trasporta il gas naturale ad una pressione maggiore di $0,5 \text{ MPa}$ e, come si può evincere anche dalla Fig. 3.4, serve tutto il territorio nazionale (con

3.3. IL GAS NATURALE

RETE NAZIONALE DEI GASDOTTI

ai sensi dell'art. 9 DLGS 164/2000 - D.M. 21/10/2010

Situazione a Ottobre 2010

0 20 40 60 80 100 km

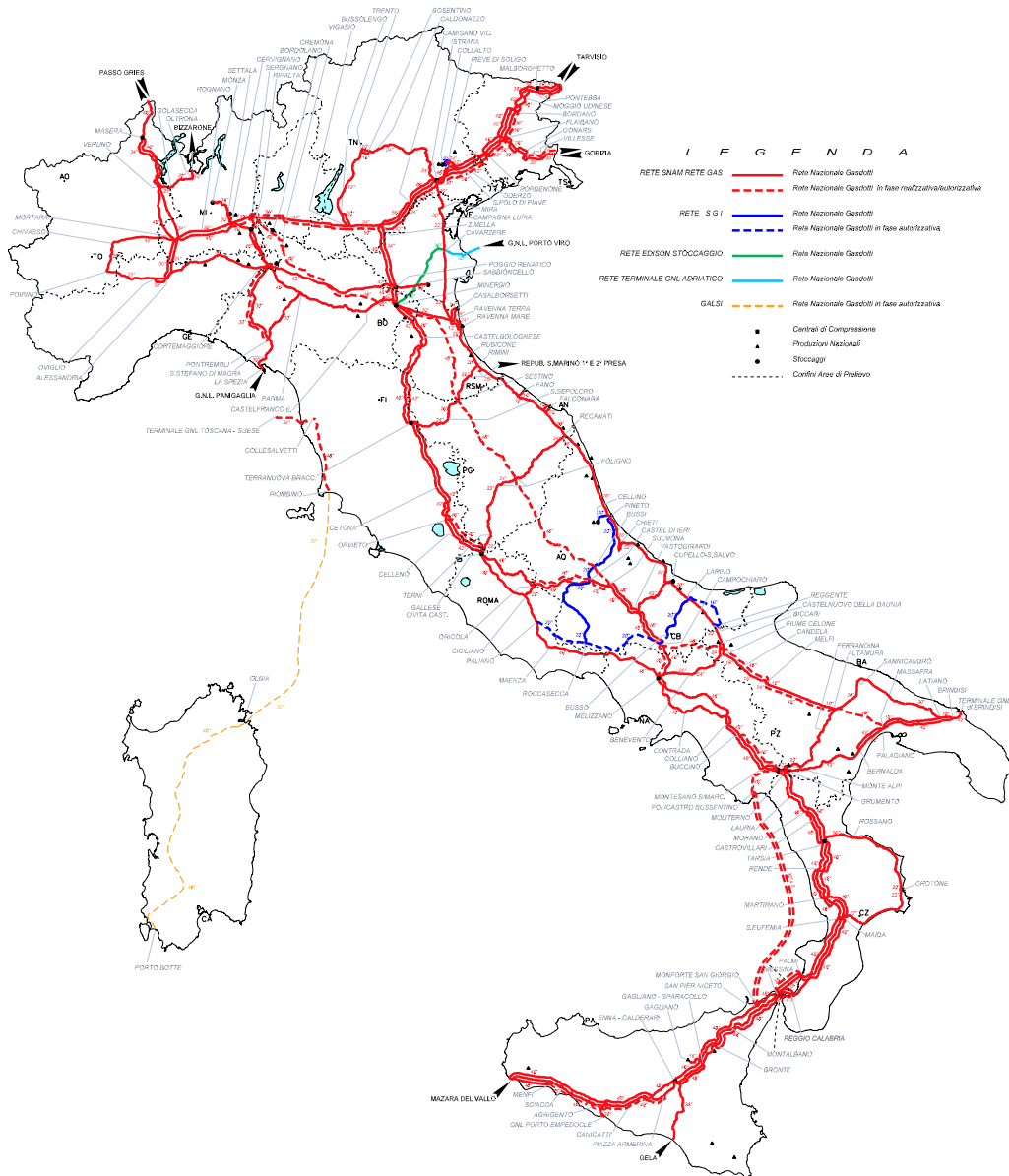


Figura 3.4: Mappa dei gasdotti. [Fonte SNAM Rete Gas]

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

l'esclusione della Sardegna dove viene distribuito GPL). La rete primaria deve essere gestita, ovvero monitorata e controllata a distanza, per mantenere entro limiti ragionevoli le oscillazioni della pressione, pur in presenza di variazioni giornaliere e stagionali della domanda ed a fronte di estrazioni ed importazioni che hanno preferibilmente luogo in continuo. Il servizio di gestione della rete viene definito "dispacciamento" e si estrinseca attraverso il controllo, coordinato dal centro di San Donato Milanese, di numerose centraline di compressione e decompressione, ed il contemporaneo utilizzo, come "volani", degli stoccaggi di gas. Gli stoccaggi sono, tipicamente, dei vecchi giacimenti di gas naturale esauriti, od in via di esaurimento, che possono essere di nuovo riempiti e poi svuotati secondo le esigenze. (A livello nazionale la capacità di stoccaggio è pari a circa 28 miliardi di metri cubi ed è concentrata in Lombardia ed Emilia Romagna). L'utilizzo del gas contenuto nei campi di stoccaggio è, tuttavia, soggetto a regole ben precise in quanto le modulazioni necessarie a compensare le variazioni della domanda non devono intaccare le riserve strategiche, tenute a disposizione del Ministero delle Attività Produttive.

La distribuzione del gas naturale agli utenti finali ha luogo attraverso le reti di trasporto regionali (o secondarie), alimentate dalla rete primaria e diffuse in maniera capillare su tutto il territorio. I grossi utenti industriali e termoelettrici e le aziende di distribuzione civile sono allacciati direttamente alla rete primaria ad "alta pressione" (maggiore di 0,5 MPa). Le aziende di distribuzione civile, a loro volta, provvedono alle forniture locale tramite reti a "pressione media" compresa tra 0,5 MPa e 4 kPa, e reti a "bassa pressione" (minore di 4 kPa). Le utenze principali (come ospedali, medie e piccole industrie, alcune scuole e così via) sono generalmente allacciate alla rete a media pressione, mentre gli utenti normali sono sempre serviti dalla rete a bassa pressione.

La quota di gas naturale, rispetto ai fabbisogni totali italiani di energia primaria è stata pari a $(70,0/192,1 =)$ 36% nel 2008 e, come evidenziato dalla Fig. 2.3 è cresciuta ad un tasso dell'1,8% tra il 2003 ed il 2008, principalmente a scapito del petrolio. Per il futuro, si prevedono tassi di crescita ancora maggiori per effetto, soprattutto, del crescente utilizzo del gas naturale nella generazione termoelettrica con cicli combinati. Per contro, la produzione nazionale di gas naturale, diminuita del 4% tra il 2007 ed il 2008, è destinata a ridursi ulteriormente proseguendo un trend iniziato a partire dai primi anni '90. Da allora, infatti, il progressivo esaurimento delle risorse esistenti non è più compensato da nuove attività di estrazione, in quanto tali attività sono viste come causa di fenomeni di subsidenza del suolo. Per far fronte al costante aumento dei fabbisogni è necessario, quindi, incrementare le importazioni. Ciò si può fare aumentando il numero e la capacità dei gasdotti, ma a prezzo di investimenti sempre più ingenti e con la prospettiva di ulteriori irrigidimenti nella scelta dei Paesi fornitori. L'alternativa, che sembra godere di grande favore, è quella

di aumentare il numero dei rigassificatori. Al rigassificatore “storico” di Panigaglia ed a quello di Porto Viro (RO), entrato in funzione nel 2009, dovrebbero aggiungersi nei prossimi anni diversi altri rigassificatori, attualmente in fase di autorizzazione o di avanzata progettazione.

3.3.1 La filiera del gas naturale

Il ciclo di vita del gas naturale consumato in Italia è schematizzato nella “filiera” rappresentata in Fig. 3.5. Come si vede, la filiera si articola in diverse fasi, con due cammini diversi in corrispondenza al trasporto dai luoghi di origine ai punti di immissione nella rete primaria nazionale. Le prime due fasi sono comuni ai due percorsi e consistono in

- estrazione dai pozzi ed invio all’impianto di trattamento;
- trattamento per la separazione, totale o parziale, di sostanze indesiderate (come acqua, acido solfidrico, anidride carbonica ed azoto), al fine di raggiungere la composizione stabilita contrattualmente.

Successivamente si hanno, in alternativa, le fasi di

- trasporto in metanodotto fino al punto di immissione nella rete primaria nazionale, ovvero
- liquefazione, trasporto in nave metaniera fino al terminale di rigassificazione, rigassificazione ed immissione nella rete primaria nazionale.

Nella rete primaria nazionale i percorsi si ricongiungono e si hanno le fasi di

- trasporto nella rete primaria e stoccaggio;
- distribuzione nella rete secondaria e vendita.

Per quantificare l’analisi energetica ed ambientale del ciclo di vita, si può far riferimento ad alcune ipotesi rappresentative della situazione nazionale. Per arrivare al punto di consegna in Italia si possono, così, assumere percorrenze medie del gas di 2.000 km nei gasdotti esteri od, in alternativa, di 10.000 km in nave metaniera. Dal punto di immissione nella rete nazionale al punto di consegna finale si può poi assumere un percorso medio di 600 km. In queste ipotesi, seguendo le indicazioni di letteratura, si arriva alla Tabella 3.5.

Come si vede, la filiera e la relativa tabella comprendono numerose fasi a monte del “trasporto nei gasdotti nazionali”. (Al contrario, nel bilancio energetico italiano, sintetizzato in Tabella 2.1, si era implicitamente partiti dal gas naturale, estratto od

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

importato, già disponibile nei punti di immissione nella rete primaria). Anche per il gas naturale, in armonia con quanto fatto per il petrolio, l'efficienza energetica delle varie fasi del ciclo di vita è caratterizzata da perdite ϵ , espresse in percentuale dell'energia contenuta nel combustibile fossile di partenza. Analogamente, l'impatto am-

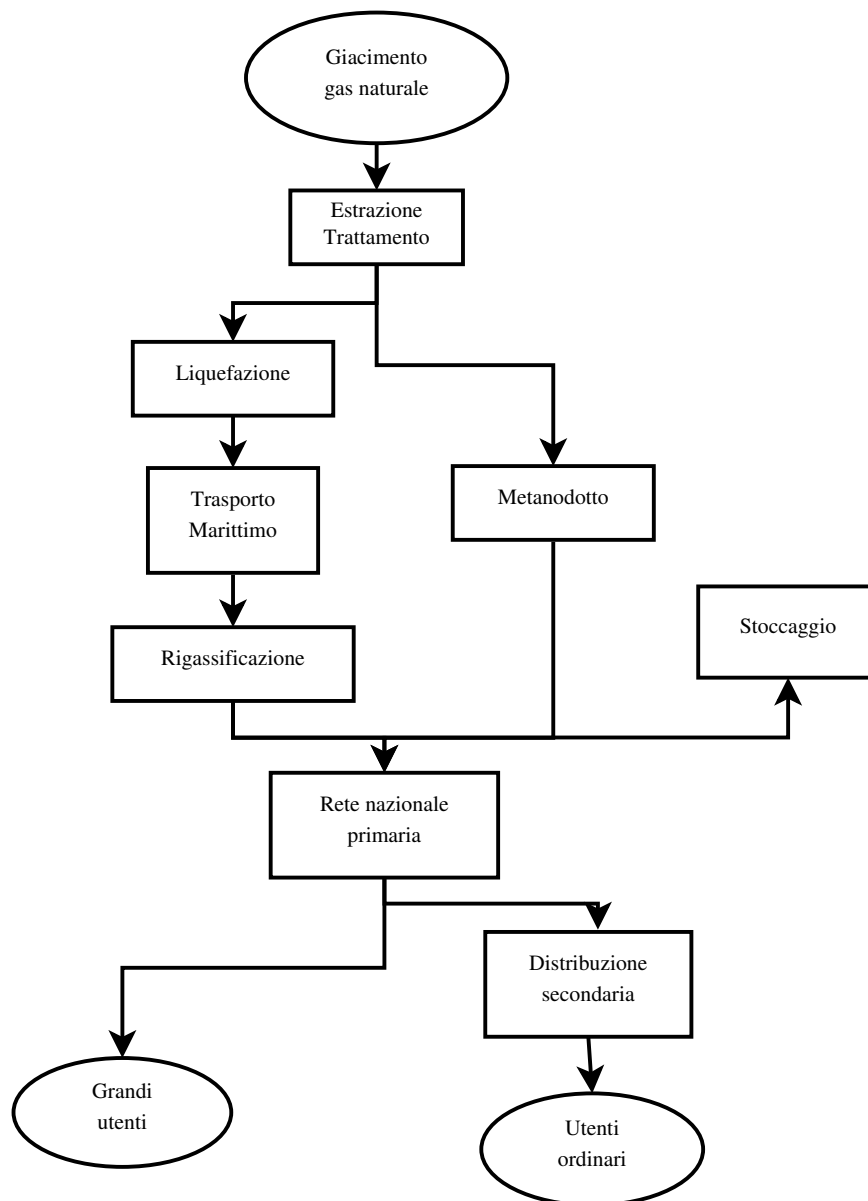


Figura 3.5: La filiera del gas naturale in Italia.

bientale delle varie fasi è ancora caratterizzato in termini di emissioni *GHG*, espresse in grammi di anidride carbonica equivalente per megajoule di energia contenuta nel prodotto finale [gCO_2/MJ].

L'analisi energetica della filiera completa stima perdite totali del 9,2% per il trasporto in gasdotti e del 21,7% per il trasporto in metaniera. Le perdite relative al trasporto in gasdotti nazionali (1,7%) sono, ovviamente, quelle della voce "consumi e perdite del settore energetico" relativa al gas naturale in Tabella 2.1 dove, infatti, si aveva: $(1,2 \text{ Mtep})/(70,0 \text{ Mtep})$, ovvero 1,7%. Invece, per quanto riguarda le emissioni *GHG*, si ha che l'analisi di impatto ambientale della filiera completa stima emissioni equivalenti di $5,6 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il gas compresso e di $24,2 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il gas liquefatto. Valori così elevati sono dovuti al fatto che le perdite di gas naturale (inevitabili durante la liquefazione, il trasporto e la rigassificazione), sono convertite in emissioni di anidride carbonica equivalente utilizzando un coefficiente moltiplicativo 21. Come si vedrà meglio nel Capitolo 4, infatti, il metano ha un indice di effetto serra che è 21 volte superiore a quello dell'anidride carbonica.

Tabella 3.5: Filiera del gas naturale: le perdite energetiche ϵ sono riferite all'energia contenuta nel combustibile di partenza, mentre le emissioni *GHG* sono riferite all'energia contenuta nel prodotto finale.

Gas naturale	Compresso		Liquefatto	
	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO_2/MJ]	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO_2/MJ]
estrazione	1,5	1,2	1,5	1,2
trattamento	1,5	1,6	1,5	1,6
gasdotto internazionale	4,5	1,4	—	—
liquefazione	—	—	9,0	2,1
nave metaniera	—	—	7,0	15,8
rigassificazione	—	—	1,0	2,1
gasdotto nazionale	1,7	1,4	1,7	1,4
TOTALI	9,2	5,6	21,7	24,2

3.3.2 Il mercato del gas naturale

Il Decreto Legislativo 164/00 (Decreto Letta) ha dato il via al processo di liberalizzazione del mercato del gas naturale in Italia, stabilendo nuove regole per favorire la concorrenza nelle fasi di: importazione ed estrazione, trasporto nella rete primaria, dispacciamento e stoccaggio, distribuzione nella rete secondaria e vendita.

In primo luogo il Decreto consente a tutti gli operatori le attività di importazione ed estrazione, una volta che il Ministero per le Attività Produttive abbia accertato

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

l'esistenza di adeguati requisiti tecnici. Il Decreto definisce poi "servizi di pubblica utilità" il trasporto, il dispacciamento e lo stoccaggio del gas naturale. Di conseguenza, le aziende operanti in questi settori devono garantire la connessione alla rete primaria a tutte le aziende interessate ad effettuare la distribuzione secondaria. Infine, il Decreto stabilisce che la distribuzione secondaria e la vendita del gas siano affidate a società separate. La distribuzione deve, pertanto, essere limitata al servizio di trasporto del gas all'utente finale, comprensivo di gestione e manutenzione della rete secondaria, e non deve includere l'attività commerciale di vendita e fatturazione del gas agli utenti finali.

Dall'1 gennaio 2003 tutti i clienti, anche i piccoli consumatori, sono considerati "idonei" a scegliere il proprio fornitore tra le diverse aziende commerciali di vendita, senza per questo dover modificare il proprio impianto. (Come si è detto, chi vende il gas al consumatore finale è un soggetto giuridico diverso da chi lo distribuisce. Il cliente finale, quindi, non compra più il gas dall'impresa che lo distribuisce ma dall'azienda che lo vende. Il distributore effettua solo il trasporto del gas per conto dell'azienda di vendita ed è obbligato ad offrire condizioni identiche a tutti i venditori).

A conclusione del paragrafo si può osservare che gli effetti della liberalizzazione nel settore del gas naturale si sono rivelati decisamente più modesti di quelli registrati a seguito della analoga liberalizzazione nel settore elettrico (discussa nel Capitolo 5). In particolare, a causa della mancanza di un mercato all'ingrosso per il gas naturale, la separazione societaria tra distribuzione e vendita non è bastata a generare una vera competizione per la conquista del cliente finale. In molti comuni, infatti, ben pochi clienti hanno cambiato fornitore, con il risultato di avere come operativa la sola azienda di vendita corrispondente al ramo commerciale della vecchia azienda distributrice. Per porre rimedio a questo stato di cose, la Legge 99/2009 ha esteso al settore del gas naturale l'organizzazione già in vigore per il settore elettrico, ampliando le competenze del Gestore del Mercato Elettrico e dell'Acquirente Unico per il mercato elettrico (due società pubbliche di cui si tratterà nel Capitolo 5). A seguito della Legge 99/2009, in particolare

- il Gestore del Mercato Elettrico ha cambiato nome in Gestore dei Mercati Energetici, mantenendo l'acronimo GME ma proiettandosi verso una realtà aziendale che lo vedrà impegnato nell'organizzazione del mercato del gas naturale (Borsa del Gas), mentre
- la società Acquirente Unico non ha cambiato nome, ma ha visto estendere al settore del gas naturale le sue competenze a tutela dei piccoli consumatori che non acquisteranno sul mercato libero.

3.3.3 La tariffa di fornitura del gas naturale

Un numero abbastanza ridotto di grandi utenze opera sul mercato libero dove le tariffe sono stabilite tra le parti attraverso una contrattazione bilaterale, mentre la maggioranza delle utenze afferisce al mercato tutelato. I criteri di determinazione del prezzo di vendita sul mercato tutelato sono individuati dall’Autorità per l’Energia Elettrica e il Gas, in modo da arrivare ad un “prezzo massimo al netto delle imposte”. Tali criteri prevedono l’applicazione di una tariffa di fornitura binaria rappresentabile mediante un’equazione del tipo

$$T = T_f + t_v V \quad (3.3)$$

dove T , espressa in euro/anno [€/a], è la tariffa annuale che viene rateizzata in più periodi di fatturazione, T_f , ancora espressa in €/a, è la componente fissa della tariffa, e t_v , espresso in €/Sm³, è il coefficiente moltiplicativo del consumo annuale V , a sua volta espresso in metri cubi standard per anno [Sm³/a].

La quota fissa compensa gli oneri che sussistono anche in assenza di consumi, e viene calcolata come

$$T_f = T_d + T_a \quad (3.4)$$

dove T_d compensa gli oneri legati alla possibilità del cliente di accedere alla rete di distribuzione, e T_a compensa gli oneri legati alla gestione amministrativa del cliente stesso da parte dell’organizzazione di vendita.

Il coefficiente della quota variabile, viene calcolato come somma di diversi addendi

$$t_v = (td)_i + (ta)_i + (tt)_i + (ts) + (tc) + (tv)_i \quad (3.5)$$

ciascuno destinato a compensare una quota di costo unitario del gas. Così si ha:

- $(td)_i$ legato all’effettivo impegno della rete di distribuzione, differenziato per fasce di consumo in modo da diminuire con l’aumento del consumo stesso;
- $(ta)_i$ destinato a compensare gli oneri accessori affrontati dal sistema gas per fini sociali;
- $(tt)_i$ legato al trasporto del gas sulla rete;
- (ts) legato allo stoccaggio del gas;
- (tc) legato alla commercializzazione del gas sul mercato all’ingrosso;
- $(tv)_i$ legato al profitto riconosciuto per la vendita del gas al dettaglio.

I coefficienti non contrassegnati dal pedice sono definiti a livello nazionale, mentre quelli con il pedice i sono definiti per l’ambito tariffario i -esimo, cioè per l’insieme di

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

località servite dal medesimo impianto di distribuzione secondaria, o da più impianti associati.

La tariffa sopra definita non comprende il carico fiscale e, quindi, per arrivare al prezzo finale occorre aggiungere imposta di consumo ed addizionale regionale (entrambe proporzionali al consumo ed espresse in €/Sm³), oltre all'IVA applicata sull'importo complessivo (incluse l'imposta di consumo e l'addizionale regionale).

Per avere indicazioni quantitative sull'incidenza delle voci discusse ai punti precedenti, si può fare riferimento alla composizione del prezzo medio nazionale pagato dai clienti finali e riportato in Tabella 3.6.

Tabella 3.6: Composizione media del prezzo del gas naturale pagato dal cliente finale. [Fonte AEEG]

Distribuzione	Trasporto	Stoccaggio	Costo gas	Vendita	Imposte	Totale
11,3%	4,6%	1,5%	36,9%	3,6%	42,2%	100%

Per l'eventuale passaggio dalla tariffa espressa in €/Sm³, ed indicata per chiarezza col simbolo T_{SM} , alla tariffa T_{GJ} , espressa in €/GJ, si può utilizzare la formula di conversione

$$T_{SM} = \rho^* \frac{H_s^*}{1000} T_{GJ} \quad (3.6)$$

dove H_s^* è il potere calorifico superiore contrattuale, espresso in MJ/kg, e ρ^* è la densità convenzionale, espressa in kg/m³ e valutata in base alla quota altimetrica ed alla zona climatica di appartenenza di ciascun comune.

Esempio 3.1 *Con riferimento alle condizioni di mercato tutelato vigenti a Udine nel 2009, si calcoli l'importo della bolletta annuale per un cliente domestico che, in un anno, consuma 3.000 Sm³ ed utilizza il gas per riscaldamento e cottura cibi.*

Soluzione

Con riferimento alle condizioni economiche di fornitura praticate da AMGA Energia e Sevizi di Udine, si può procedere nella maniera seguente.

La quota fissa è pari a:

$$T_f = T_d + T_a = 23,27 + 36,82 = 60,09 \text{ €}$$

Il coefficiente $(td)_i$, relativo alla distribuzione del gas, è calcolato a partire dagli scaglioni: 0-120, 121-480, 481-1560 e 1561-5000 Sm³, ciascuno preso con la rispettiva

aliquota: 0,00936; 0,104879; 0,084121 e 0,079721 €/Sm³. Si ha quindi:

$$(td) = [0,00936(120 - 0) + 0,104879(480 - 120) + 0,084121(1560 - 480) + 0,079721(3000 - 1560)]/3000 = 0,081540 \text{ €/Sm}^3$$

Con $(ta)_i = 0,002396$, $(tt)_i = 0,031112$, $(ts) = 0,010368$, $(tc) = 0,225560$, e $(tv)_i = 0,004800$, tutti espressi in €/Sm³, la somma dei coefficienti legati alla quota variabile fornisce:

$$t_v = (td)_i + (ta)_i + (tt)_i + (ts) + (tc) + (tv)_i = 0,081540 + 0,002396 + 0,031112 + 0,010368 + 0,225560 + 0,004800 = 0,355776 \text{ €/Sm}^3$$

Pertanto, l'importo di tariffa è pari a

$$T = T_f + t_v V = 60,09 + 0,355776 \cdot 3000 = 1.127,4 \text{ €}$$

Con riferimento alle aliquote di accisa in vigore per gli scaglioni: 0-120, 121-480, 481-1560 e 1561-3000 Sm³, che sono, rispettivamente: 0,0044; 0,175; 0,170 e 0,186 €/Sm³, l'imposta di consumo è pari a

$$I_c = 0,0044 \cdot (120 - 0) + 0,175 \cdot (480 - 120) + 0,170(1560 - 480) + 0,186 \cdot (3000 - 1560) = 515,0 \text{ €}$$

mentre in Friuli Venezia Giulia non si applica l'addizionale regionale. Si ha quindi

$$T + I_c = 1127,4 + 515,0 = 1.642,4 \text{ €}$$

L'aliquota IVA è del 10% fino a 480 Sm³ e del 20% sulla parte eccedente, per cui si ha

$$\text{IVA} = \left(0,10 \frac{480}{3000} + 0,20 \frac{3000 - 480}{3000} \right) = 0,184$$

e, finalmente, si ottiene

$$\text{TOTALE} = (1 + \text{IVA})(T + I_c) = 1,184 \cdot 1642,4 = 1944,6 \text{ €}$$

per il totale annuale in bolletta.

3.3.4 Utilizzazione energetica del gas naturale

L'impiego energetico del gas naturale è sostanzialmente limitato ai processi di combustione in caldaie e camere di combustione. Nelle caldaie si impiegano bruciatori che vengono definiti atmosferici quando l'aria comburente affluisce per tiraggio naturale, o pressurizzati quando l'aria comburente è convogliata per mezzo di un

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

ventilatore. Nelle camere di combustione dei cicli con turbina a gas si impiegano, invece, combustori che si distinguono dai bruciatori per le più elevate potenze specifiche e le più alte pressioni di funzionamento. Molto meno diffuso, anche se in via di espansione, è l'impiego del gas naturale nei motori a combustione interna.

Per quanto riguarda le utenze finali, il gas naturale trova larghissimo favore sia nel settore civile sia in quello industriale. Tale favore è dovuto alla facilità d'uso, al ridotto impatto ambientale ed all'assenza di costi diretti di stoccaggio per le utenze. In costante aumento è anche l'utilizzo del gas naturale per la produzione di energia elettrica in centrali a ciclo combinato ed impianti di cogenerazione con turbina a gas.

3.4 IL CARBONE

Come si è osservato nel paragrafo introduttivo, il termine "carbone" designa un combustibile formato da resti vegetali fossili. Dal punto di vista geologico i carboni fossili si distinguono in:

- **Torba**, che è il carbon fossile più recente, costituito da resti vegetali prevalentemente palustri. Ha un aspetto spugnoso ed un tenore di umidità molto elevato.
- **Lignite**, nome che indica vari tipi di carbon fossile, alcuni più simili alla torba altri al litantrace. Contiene tracce visibili di vegetali ed, a contatto con l'aria, tende a polverizzarsi ed a liberare materie volatili. Per questo motivo presenta rischi di autoaccensione ed è, quindi, di difficile stoccaggio e trasporto.
- **Litantrace**, di formazione abbastanza antica, è disponibile in due varietà: il sub-bituminoso ed il bituminoso. Il litantrace sub-bituminoso è di colore nero, ha un aspetto legnoso e si polverizza abbastanza lentamente a contatto con l'aria. Viene impiegato direttamente nelle centrali termoelettriche e, per questo motivo, prende anche il nome di "carbone da vapore". Il litantrace bituminoso è di colore variabile dal grigio scuro al nero ed, al contrario del sub-bituminoso, a contatto con l'aria si decompone facilmente. Quando ha un basso contenuto di impurità, il litantrace bituminoso può essere usato per produrre coke per le acciaierie e, per questo motivo, prende anche il nome di "carbone metallurgico".
- **Antracite**, di più antica formazione, è il carbon fossile con il più alto contenuto in carbonio. Duro e di colore nero brillante, ha scarsa tendenza all'autoaccensione. Poiché ingloba una ridotta percentuale di umidità e di sostanze volatili, brucia senza produrre molto fumo.

Le composizioni indicative ed i poteri calorifici dei carboni sono riportati nella Tabella 3.7. La qualità dei carboni fossili è tanto migliore quanto maggiore è il contenuto di carbonio e quanto minori sono i contenuti di umidità, minerali non combustibili (che danno luogo a ceneri), e zolfo. Con l'età di formazione (e, quindi, passando da torba, a lignite e, successivamente, a litantrace e antracite), cresce il contenuto di carbonio, mentre decrescono i contenuti di umidità e minerali non combustibili. Le percentuali di zolfo, invece, sono variabili a seconda del giacimento ma, per legge, i carboni utilizzati in Italia devono avere un contenuto di zolfo inferiore all'1%. Per quanto riguarda le sostanze volatili, infine, si ha che queste sono presenti in frazioni di massa maggiori od eguali al 12% in torba, lignite e litantrace, ed in frazioni inferiori al 12% nell'antracite.

Tabella 3.7: Carboni fossili con valori tipici di composizione (in frazioni di massa) e poteri calorifici (in MJ/kg)

Composizione	[C]	[H]	[O + N]	[S]	[H ₂ O]	[Ceneri]	H _s	H _i
torba	0,35	0,05	0,22	0,01	0,24	0,13	14,2	12,3
lignite	0,50	0,04	0,15	0,02	0,18	0,11	20,6	19,2
litantrace	0,78	0,04	0,06	0,01	0,04	0,07	32,4	31,5
antracite	0,85	0,03	0,037	0,01	0,02	0,06	31,5	31,0

3.4.1 La filiera del carbone

Il 97% del carbone consumato in Italia (16,5 su 17,0 Mtep) proviene da importazioni. Il carbone, estratto od importato, viene utilizzato per il 69% nelle centrali termoelettriche e per il 30% nell'industria siderurgica, mentre l'1% residuale è destinato ad usi non energetici. Nelle centrali termoelettriche il carbone viene macinato, ovvero trasformato in polverino adatto all'alimentazione pneumatica dei bruciatori. Nell'industria siderurgica il carbon fossile, dopo la trasformazione in coke, viene utilizzato per alimentare gli altiforni dove fornisce l'energia per il riscaldamento del minerale grezzo ed il carbonio necessario alla contemporanea riduzione degli ossidi di ferro. Seguendo il percorso del carbone dall'approvvigionamento agli impieghi si giunge a schematizzare la "filiera italiana" come indicato in Fig. 3.6.

Per quantificare un'analisi del ciclo di vita per il carbone, si può far riferimento ad alcune ipotesi rappresentative della situazione nazionale. Si può così assumere che il carbone arrivi per mare ad un porto italiano, sede di una centrale termoelettrica o di un'industria siderurgica, dopo un viaggio di 10.000 km. In queste ipotesi, seguendo le indicazioni di letteratura e facendo riferimento ai due più importanti prodotti finali: carbone da vapore e coke metallurgico, si arriva alla Tabella 3.8.

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

L'analisi energetica della filiera completa stima perdite totali comprese tra il 2,0% per il carbone da vapore ed il 14,5% per il coke metallurgico mentre, per le fasi di trasformazione che hanno luogo in Italia, stima perdite comprese tra il 0,5% per la trasformazione in polverino ed il 13,0% per la trasformazione in coke metallurgico. La media pesata di queste ultime perdite è compatibile con la voce in Tabella 2.1: "consumi e perdite del settore energetico" relativa al carbone dove, infatti si deduce il valore: $(0,8 \text{ Mtep}) / (17,0 \text{ Mtep})$, ovvero 4,7%. Per quanto riguarda le emissioni *GHG*, espresse in termini di anidride carbonica equivalente, l'analisi di impatto ambientale della filiera completa stima emissioni comprese tra i $9,5 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il carbone da vapore ed i $16,6 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il coke metallurgico. A questo proposito, si vuole sottolineare come nelle fasi di estrazione, trasporto e trasformazione, si abbiano anche perdite di metano che sono responsabili di buona parte delle emissioni equivalenti.

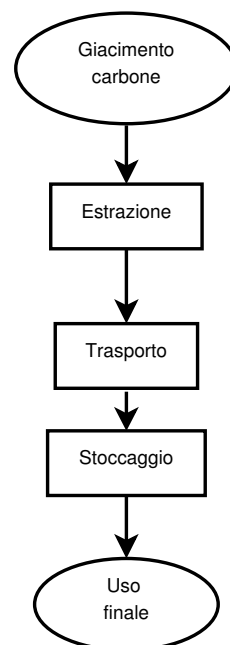


Figura 3.6: La filiera del carbone in Italia.

Tabella 3.8: Filiera del carbone: le perdite energetiche ϵ sono riferite all'energia contenuta nel prodotto estratto, mentre le emissioni *GHG* sono riferite all'energia contenuta nel prodotto finale.

Prodotto	Carbone da vapore		Coke metallurgico	
	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO ₂ /MJ]	ϵ [%]	<i>GHG</i> [gCO ₂ /MJ]
estrazione	0,5	2,5	0,5	2,5
trasporto	1,0	4,7	1,0	4,7
trasformazione in polverino	0,5	2,3	—	—
trasformazione in coke	—	—	13,0	9,4
TOTALI	2,0	9,5	14,5	16,6

3.4.2 Utilizzazione energetica del carbone

L'impiego del carbone come fonte energetica è condizionato dal suo stato solido e dalla presenza, in percentuali non trascurabili, di residui minerali che danno luogo a ceneri e zolfo. Lo stato solido rende difficile il trasporto ed influenza anche sfavorevolmente i processi di combustione, in quanto ostacola la miscelazione con l'aria, mentre il contenuto elevato di residui minerali e zolfo si traduce in combustioni "sporche" che richiedono impegnativi interventi di depurazione dei fumi. Per ovviare a tale difficoltà, fin dagli albori dell'epoca industriale si sono cercate alternative consistenti nella trasformazione del carbon fossile in gas combustibili attraverso processi di pirolisi o di vera e propria gassificazione. A questo proposito, è utile ricordare che

- **combustione diretta**, o tradizionale, è l'ossidazione completa del combustibile in quanto, la reazione avviene in presenza d'aria, od ossidante, in eccesso rispetto alla quantità stechiometrica;
- **pirolisi** o piroscissione o, secondo la definizione storica, distillazione, è la degradazione termica del combustibile in assenza d'aria, od ossidante, con emissione delle sostanze volatili ma senza la demolizione delle matrici carboniose ("char");
- **gassificazione**, è una ossidazione parziale in difetto d'aria, od ossidante, con emissione delle sostanze volatili, seguita dalla demolizione delle matrici carboniose e dal loro successivo passaggio in fase gassosa per reazione con opportuni agenti gassificanti.

L'applicazione pratica dei processi di combustione, pirolisi e gassificazione, verrà descritta nei paragrafi che seguono facendo riferimento, soprattutto, ai fondamenti chimico-fisici delle moderne tecnologie industriali.

3.4.3 Combustione del carbone

Come si è già osservato, per riportare a livelli accettabili l'impatto ambientale di combustioni "sporche" come quelle del carbone è necessario ricorrere a processi di depurazione dei fumi abbastanza spinti. La combustione tradizionale del carbone fossile è, di conseguenza, limitata a situazioni molto controllate del tipo di quelle che si possono realizzare, ad esempio, nei generatori di vapore delle centrali termoelettriche. Nelle combustioni tradizionali in piccoli impianti si preferisce, semmai, fare ricorso al coke ottenuto dalla distillazione del litantrace. Negli ultimi anni, in alternativa, è andata diffondendosi la combustione a letto fluido, che risolve numerosi problemi legati alle emissioni di inquinanti.

Combustione tradizionale

La combustione tradizionale del carbone comporta modalità diverse a seconda della pezzatura. Si distinguono infatti:

Combustione su griglia

per carbone in pezzi di dimensioni comprese tra 5 e 50 mm. La griglia sostiene il combustibile ed, al tempo stesso, consente all'aria comburente, che proviene dalla parte inferiore della camera di combustione, di raggiungere tutta la zona di reazione. Negli impianti medio-grandi, l'alimentazione della griglia è meccanica ed ha luogo con nastri trasportatori e coclee. Data la pezzatura abbastanza consistente del carbone, la miscelazione tra combustibile e comburente risulta difficile e, di conseguenza, si è costretti ad impiegare notevoli eccessi d'aria ai quali, generalmente, è affidato anche il compito di raffreddare la griglia.

Combustione in bruciatori

limitata al carbone finemente polverizzato che, comunemente, viene definito "polverino di carbone" in quanto ha dimensioni comprese tra 0,1 e 0,5 mm. Attraverso la polverizzazione si migliora notevolmente la miscelazione con il comburente e si rende possibile la riduzione dell'eccesso d'aria. Le camere di combustione ed i bruciatori sono simili a quelli impiegati per i combustibili liquidi ma, in generale, non sono intercambiabili con essi. Pertanto, quando si desidera godere di una certa flessibilità nell'approvvigionamento, si può fare ricorso alle miscele "carbone-olio combustibile", nelle quali il polverino viene combinato con quantità variabili di olio combustibile. Per trasportare il polverino di carbone mediante condotte del tutto simili ai tradizionali oleodotti viene adottata, invece, la miscelazione con l'acqua, in quanto percentuali di acqua fino al 30% sono compatibili con l'uso diretto nei bruciatori, senza richiedere una preventiva essiccazione. (Le miscele di polverino di carbone e di un liquido, come olio combustibile od acqua, sono indicate col termine anglosassone di "slurry").

Combustione a letto fluido

La combustione a letto fluido, schematizzata in Fig. 3.7, è assimilabile alla combustione su una griglia fortemente ventilata. Le particelle di carbone hanno dimensioni comprese tra 0,5 e 5 mm e, nel combustore, l'aria viene inviata sia alla base del letto, per mescolare e portare in sospensione le particelle, sia al di sopra del letto, per bruciare le particelle di carbone trascinate. Prima dell'uscita dei fumi dal combustore, le particelle rimaste in sospensione (perché non bruciate) vengono separate dalla corrente gassosa per mezzo di uno o più cicloni e riutilizzate per alimentare il letto fluido.

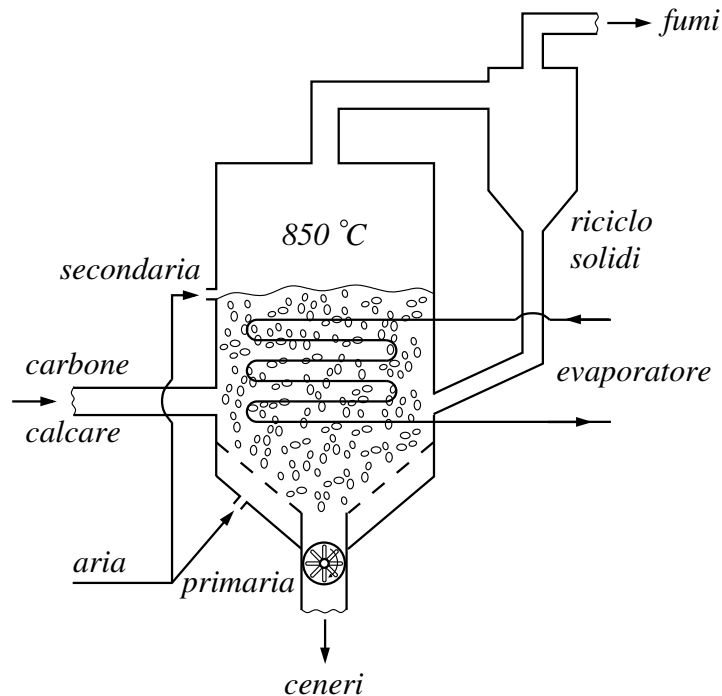
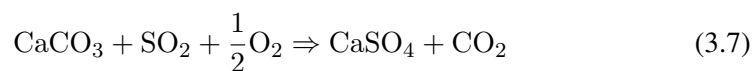


Figura 3.7: Schema funzionale di un combustore a letto fluido.

Le velocità di sostentamento delle particelle sono direttamente proporzionali al diametro delle particelle stesse, e sono comprese tra 1 m/s per le particelle di 0,5 mm e 10 m/s per le particelle di 5 mm. La velocità dell'aria primaria è, generalmente, dell'ordine dei 2 m/s, sufficiente a mescolare il letto fluido ma non a portare in sospensione le particelle più grandi. Di conseguenza, le particelle più grandi cominciano a bruciare in basso e vengono trascinate in alto solo quando la combustione ha sufficientemente ridotto le loro dimensioni.

I vantaggi del letto fluido sono considerevoli perché la forte agitazione consente di ridurre l'eccesso d'aria, mentre la dinamica della combustione consente di aggiungere al combustibile sostanze che fissano lo zolfo, diminuendone il trascinamento nei fumi. Molto diffusa è l'aggiunta di calcare (carbonato di calcio), in quanto consente di assorbire l'anidride solforosa che si genera durante la combustione del carbone, poiché la reazione



dà luogo alla formazione di gesso ed anidride carbonica. Inoltre, la presenza nel letto fluido dello scambiatore di calore mantiene la temperatura di fine combustione a valori intorno agli 850 °C in modo da non avere, praticamente, generazione di ossidi

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

di azoto.

Lo sfruttamento dei gas caldi e del vapore prodotti dalla combustione a letto fluido ha stimolato la realizzazione di impianti particolarmente interessanti nei quali, molto spesso, i combustori operano a pressione elevata. Una di queste soluzioni, con combustore in pressione e ciclo combinato gas-vapore, è illustrata schematicamente in Fig. 3.8. Nel ciclo a vapore l'acqua attraversa, dapprima, lo scambiatore/recuperatore alla temperatura più bassa, posto all'uscita della turbina a gas. Successivamente, evapora nello scambiatore/recuperatore del letto fluido ed, infine, si espande nella turbina a vapore per poi completare il ciclo Rankine nel condensatore. Nel ciclo a gas l'aria comburente, pressurizzata nel compressore, entra nel letto fluido pressurizzato che funge da camera di combustione per la turbina a gas e, prima di scaricarsi all'esterno, si raffredda nel già citato scambiatore/recuperatore.

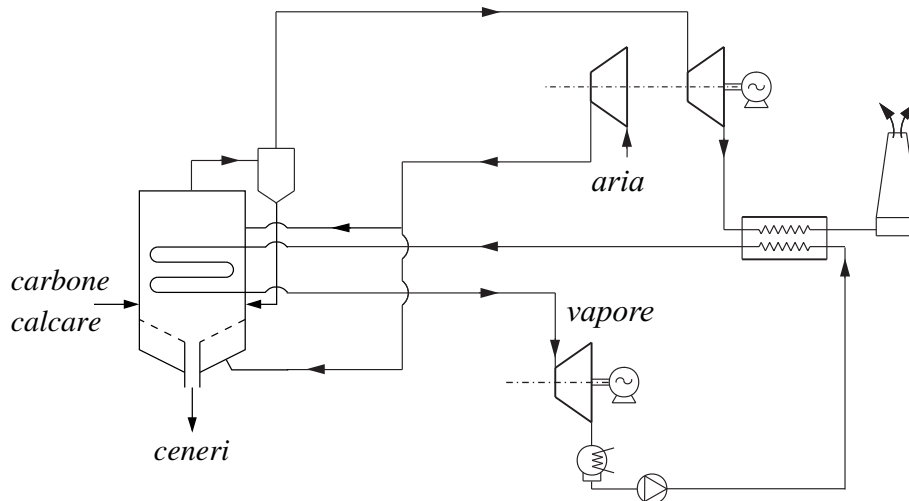


Figura 3.8: Impianto con combustore a letto fluido in pressione e ciclo combinato gas-vapore.

3.4.4 Distillazione del carbone

Per “distillazione” o, più esattamente, “pirolisi” del carbon fossile (che, generalmente, è litantrace), si intende il processo di degradazione strutturale conseguente al riscaldamento a temperature fino a 800-1000 °C, in assenza d'aria od ossidante. Tale processo separa la fase solida, o coke, da una fase gassosa grezza dalla quale si separano a loro volta, per condensazione, alcuni sottoprodotti di un certo interesse, lasciando come prodotto finale il gas combustibile noto col nome di “gas di cokeria”. Il combustibile solido ottenuto dalla distillazione prende il nome di “coke metallur-

gico” ed è utilizzato in prevalenza negli altiforni, mentre il gas di cokeria è utilizzato nelle vicinanze dei luoghi di distillazione per produrre calore di processo ed energia elettrica.

Dalla distillazione del litantrace derivano, oltre al coke ed al gas di cokeria, i sottoprodotti elencati in Tabella 3.9. Per il coke, la composizione massica tipica ed i poteri calorifici sono riportati in Tabella 3.10 mentre, per il gas da cokeria anidro, la composizione volumetrica tipica ed i poteri calorifici sono riportati in Tabella 3.11.

Tabella 3.9: Coke e sottoprodotti ottenuti in media dalla distillazione di 1.000 kg di litantrace.

Litantrace	1.000 kg
coke	700 kg
scorie di coke	45 kg
catrame grezzo	41 litri
acqua ammoniacale al 2%	114 litri
solfo d'ammonio	9 kg
benzolo grezzo	14 litri
gas di cokeria	340 Sm ³

Tabella 3.10: Coke: composizione tipica (in frazioni di massa) e poteri calorifici (in MJ/kg).

Composizione	[C]	[H]	[O + N]	[S]	H ₂ O	[Ceneri]	H _s	H _i
coke	0,85	0,01	0,03	0,01	0,025	0,075	30,5	30,2

Tabella 3.11: Gas di cokeria anidro: composizione tipica (in frazioni di volume) e poteri calorifici (in MJ/Sm³).

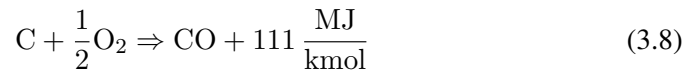
Comp. e pot. cal.	H ₂	CO	CO ₂	N ₂	CH ₄	Altri	H _s	H _i
gas di cokeria	0,55	0,06	0,02	0,05	0,30	0,02	19,5	17,3

3.4.5 Gassificazione del carbone

L'obiettivo dei processi di gassificazione del carbon fossile non è quello di ricavare combustibile solido (coke) e gas di cokeria, ma quello di produrre esclusivamente un gas di sintesi (Syngas), utilizzabile a scopi energetici o come materia prima per l'industria chimica. A questo fine, il carbone viene sottoposto ad ossidazione parziale in difetto di ossidante facendolo reagire con ossigeno (od aria) ed acqua in apparecchiature che prendono il nome di gassificatori.

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

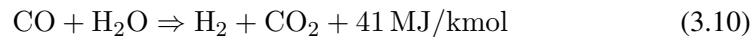
Il calore necessario alla gassificazione è fornito dalla reazione esotermica di ossidazione parziale



che coinvolge gli strati superficiali del carbone appena introdotto nel gassificatore e provoca un forte aumento di temperatura in tutto il solido. Di conseguenza, negli strati interni del solido si instaurano alcuni processi pirolitici a seguito dei quali si ha, dapprima, la separazione delle molecole di idrocarburi (300-500 °C) e, successivamente, il cracking delle molecole separate con la formazione di idrocarburi più leggeri. Pertanto, solo la matrice carboniosa (char) resta in fase solida ma, quando la temperatura raggiunge gli 800-1000 °C, anche la matrice si combina con l'ossigeno secondo la reazione esotermica (3.8), o con il vapor d'acqua secondo la reazione endotermica:



Il vapore d'acqua interviene anche sul bilanciamento tra i gas prodotti (ossido di carbonio ed idrogeno), attraverso la reazione esotermica:



La reazione (3.9) è comunemente nota con il nome di “steam reforming” (conversione mediante vapore), mentre la reazione (3.10) è comunemente nota con il nome di “shift” (spostamento). Si vuol osservare sin d'ora che analoghe reazioni di “reforming” e “shift” si incontreranno ai Paragrafi 14.3.1 e 14.3.2, nel contesto della produzione d'idrogeno.

All'uscita del gassificatore è necessario raffreddare il gas grezzo, ovviamente recuperando calore, prima di procedere alla sua depurazione, che deve aver luogo a temperature relativamente basse. Nella depurazione vengono rimosse le polveri, gli acidi solforati, con particolare riguardo all'acido solfidrico (H₂S), e le tracce di ammoniaca (NH₃) ed acido cianidrico (HCN). Le tecnologie utilizzate per il recupero termico e la depurazione sono analoghe a quelle che saranno descritte nei capitoli successivi con riferimento alle combustioni tradizionali.

Il gas di sintesi anidro depurato contiene, o meno, azoto a seconda che la gassificazione abbia avuto luogo con aria o con ossigeno. Nei processi di gassificazione con ossigeno, che sono i più diffusi, il gas di sintesi è, sostanzialmente, una miscela di CO, H₂ e CO₂, con una presenza di CH₄, residuo della pirolisi iniziale. La composizione finale è fortemente influenzata dal processo di gassificazione seguito e, quindi, dipende dalla tipologia di gassificatore utilizzato.

3.4.6 Principali tipologie di gassificatori

I moderni gassificatori del carbone sono riconducibili a tre classi principali:

- a letto fisso,
- a letto fluido ed
- a flusso trascinato.

I gassificatori a letto fisso, schematizzati in Fig. 3.9, sono alimentati con carbone introdotto dall'alto in pezzature comprese tra 5 e 50 mm. La corrente ossidante (costituita, generalmente, da una miscela di ossigeno e vapore d'acqua) viene inviata alla base della griglia ed attraversa il letto a velocità inferiori a quella di sostentamento del materiale appoggiato sulla griglia stessa. Con queste modalità operative, nel gassificatore si creano tre zone a temperatura diversa: una in alto, a temperature dell'ordine dei 600 °C, dove entra il carbone, una in basso, a temperature comprese tra i 300 ed i 500 °C, dove entra l'ossidante, ed una intermedia, a temperature dell'ordine dei 1.200 °C. La pirolisi ha luogo nella zona alta, mentre la gassificazione vera e propria avviene nella zona intermedia.

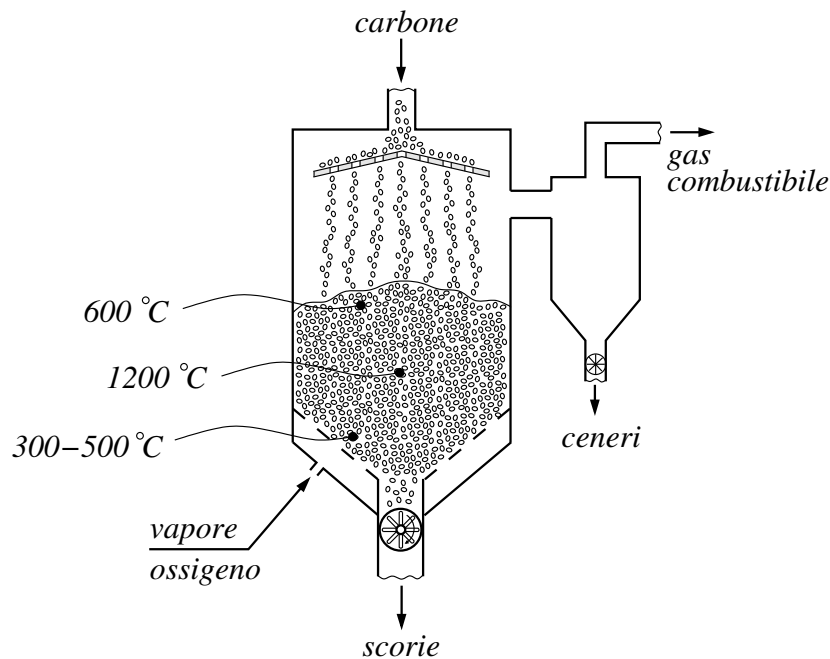


Figura 3.9: Schema funzionale di un gassificatore a letto fisso.

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

I gassificatori a letto fluido, schematizzati in Fig. 3.10, sono alimentati con particelle di carbone aventi dimensioni comprese tra 0,5 e 5 mm e, nella loro configurazione, ricordano i combustori a letto fluido illustrati in Fig. 3.7. In questo caso, tuttavia, l'ossidante è costituito da una miscela di ossigeno (in difetto) e vapore d'acqua, che viene ancora suddivisa in due correnti: primaria e secondaria. La corrente primaria viene introdotta alla base dello strato mentre la corrente secondaria viene introdotta sopra allo strato di carbone per gassificare le particelle solide trascinate in sospensione. Le particelle trascinate ma non gassificate vengono, comunque, separate per mezzo di uno o più cicloni, e riutilizzate per alimentare il letto fluido. Con queste modalità operative, nel gassificatore si creano due zone a temperatura diversa: una zona inferiore, a temperature comprese tra i 300 ed i 500 °C, in corrispondenza all'ingresso del carbone e dell'ossidante primario, ed una zona superiore, a temperature comprese tra gli 800 ed i 1.000 °C, in corrispondenza all'ingresso dell'ossidante secondario.

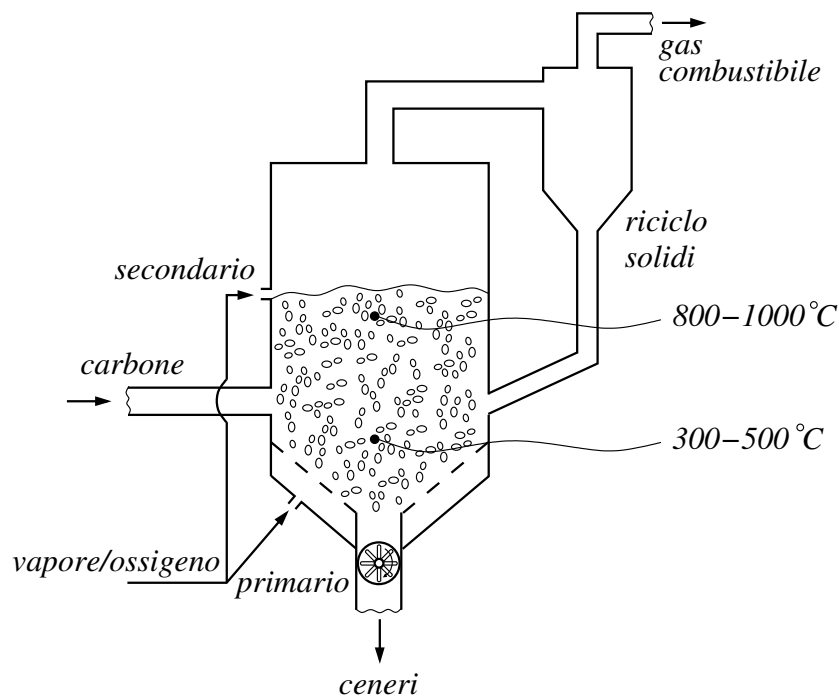


Figura 3.10: Schema funzionale di un gassificatore a letto fluido.

I gassificatori a flusso trascinato, schematizzati in Fig. 3.11, sono alimentati dall'alto con polverino di carbone avente dimensioni comprese tra 0,1 e 0,5 mm. Una volta introdotto, il polverino viene trasportato attraverso il gassificatore dalla corrente

ossidante costituita, anche in questo caso, da una miscela di ossigeno e vapore d'acqua. Per garantire un efficace trascinamento, la corrente ossidante ha una velocità di almeno un ordine di grandezza superiore alla velocità di sostentamento del polverino. Data la grande superficie complessiva di reazione, dovuta alle piccole dimensioni del polverino, le velocità di gassificazione sono molto grandi e, di conseguenza, il gas raggiunge molto rapidamente i valori operativi della temperatura, che sono compresi tra i 1300 ed i 1.500 °C. La temperatura del polverino, invece, aumenta progressivamente, passando da valori compresi tra i 300 ed i 500 °C nella zona di ingresso in alto, a valori molto prossimi alla temperatura del gas nella zona di uscita in basso.

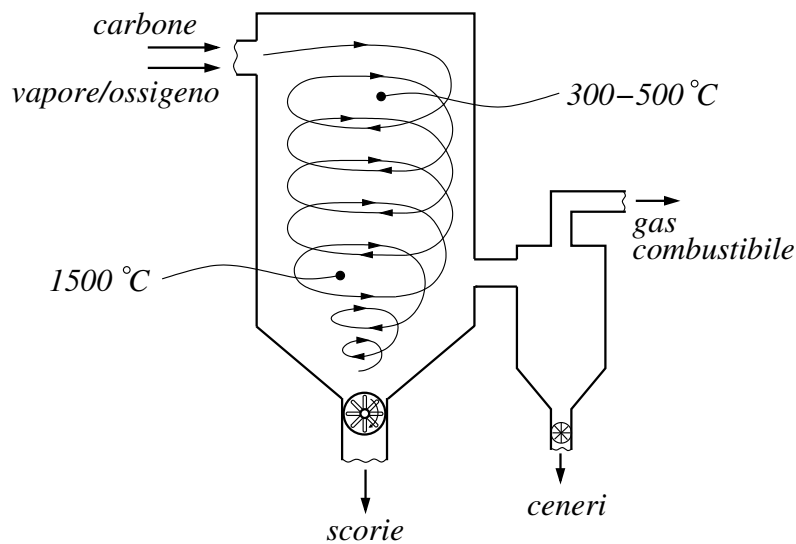


Figura 3.11: Schema funzionale di un gassificatore a flusso trascinato.

A causa delle diverse dimensioni del materiale trattato, i tempi di permanenza nelle tre classi di gassificatori assumono, a loro volta, valori diversi con ordini di grandezza pari, rispettivamente, a: 1 ora per i gassificatori a letto fisso, 1 minuto per i gassificatori a letto fluido, ed alcuni secondi (corrispondenti al tempo di attraversamento dell'apparecchiatura) per i gassificatori a flusso trascinato. Al diminuire del tempo di permanenza (e, quindi, del tempo disponibile per la gassificazione), aumentano, come si è visto, le temperature operative al fine di far crescere le velocità di gassificazione.

La composizione finale del gas di sintesi è fortemente influenzata dalla temperatura operativa in quanto, all'aumentare della temperatura, aumenta la frazione di ossido di carbonio, mentre si riducono la frazione di idrogeno e, soprattutto, la frazione di metano. Di conseguenza, la composizione tipica ed i poteri calorifici dei gas di

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

sintesi prodotti con i diversi gassificatori sono abbastanza diversi tra loro, come si può vedere dalla Tabella 3.12. La tabella fa riferimento al gas anidro depurato ottenuto con processi di gassificazione ad ossigeno e, quindi, va tenuto presente che i poteri calorifici si riducono, fino a dimezzarsi rispetto ai valori riportati, se la gassificazione avviene con aria anziché con ossigeno.

Tabella 3.12: Gas di sintesi anidro depurato ottenuto con processi di gassificazione ad ossigeno: composizione tipica (in frazioni di volume) e poteri calorifici (in MJ/Sm³).

Comp. e pot. cal.	H ₂	CO	CO ₂	CH ₄	Altri	H _s	H _i
letto fisso	0,45	0,15	0,29	0,10	0,01	11,4	10,2
letto fluido	0,35	0,40	0,20	0,04	0,01	11,0	10,1
flusso trascinato	0,30	0,60	0,09	–	0,01	11,2	10,6

Per valutare l'efficienza del processo di gassificazione del carbone si definiscono due diversi rendimenti, uno riferito al processo chimico di conversione e l'altro all'energia ottenuta. Il rendimento "chimico" viene definito come rapporto tra l'energia chimica contenuta nel gas di sintesi prodotto (considerato come una miscela di $j = 1, n$ gas combustibili) e l'energia chimica contenuta nel carbone in ingresso

$$\eta_{chim} = \frac{\sum_j (\dot{m} H_i)_j}{(\dot{m} H_i)_{carbone}} \quad (3.11)$$

Il rendimento di primo principio viene, invece, definito come rapporto tra energia ottenuta ed energia chimica fornita

$$\eta_I = \frac{\left[\sum_j (\dot{m} H_i)_j \right] + q}{(\dot{m} H_i)_{carbone}} \quad (3.12)$$

dove q rappresenta il flusso termico complessivamente recuperato dai fumi caldi.

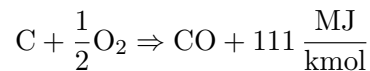
Nella produzione di gas di sintesi in moderni gassificatori del carbone, il rendimento chimico è compreso tra un minimo dell'ordine del 75% per i gassificatori a flusso trascinato ed un massimo dell'ordine dell'85% per i gassificatori a letto fisso. Il rendimento di primo principio, invece, supera quasi sempre il 90% grazie ai recuperi termici che, generalmente, sono molto spinti.

Esempio 3.2 Si faccia riferimento ad un processo ideale di gassificazione del carbone e, per semplicità, si assuma che il 50% del carbone reagisca con l'ossigeno secondo la reazione di ossidazione parziale (3.8), mentre il restante 50% reagisce con il vapore d'acqua secondo la reazione di "steam reforming" (3.9). Per tale processo,

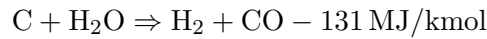
si valutino i massimi valori ottenibili per il rendimento chimico ed il rendimento di primo principio.

Soluzione

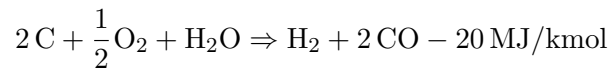
Con riferimento a due moli di carbone, si può scrivere che nell'ossidazione parziale di una mole (50%) si ottengono



mentre nello "steam reforming" dell'altra mole (50%) si ottengono



Complessivamente, sommando membro a membro le due reazioni precedenti, si ha



Pertanto, con riferimento al potere calorifico inferiore dell'idrogeno (242 MJ/kmol) ed ai poteri calorifici dell'ossido di carbonio (283 MJ/kmol) e del carbone (394 MJ/kmol), il rendimento chimico ideale è pari a

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2} + (\dot{m}H_i)_{\text{CO}}}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}} = \frac{242 + 2 \cdot 283 - 20}{2 \cdot 394} = 1 = 100\%$$

se i 20 MJ/kmol provengono dalla combustione del gas di sintesi, ovvero

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2} + (\dot{m}H_i)_{\text{CO}}}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}} = \frac{242 + 2 \cdot 283}{2 \cdot 394 + 20} = 1 = 100\%$$

se i 20 MJ/kmol provengono dalla combustione del carbone.

Il rendimento chimico del processo reale è, ovviamente, abbastanza inferiore perché le quantità di gas di sintesi, o di carbone, consumate nell'impianto sono maggiori di quelle minime teoriche, in quanto le reazioni devono aver luogo ad alta temperatura ed il gas di sintesi deve essere sottoposto a post-trattamenti molto costosi in termini energetici.

Per quanto riguarda, invece, il rendimento di primo principio

$$\eta_I = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2} + (\dot{m}H_i)_{\text{CO}} + q}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}}$$

si può solo osservare che viene incrementato più o meno, rispetto al rendimento chimico reale, con una più o meno attenta gestione dei recuperi termici q dai gas caldi all'uscita.

3.4.7 Il “Gas di Città”

Nel 1812, con la fondazione della “London Gas, Light and Coke Company” iniziò lo sfruttamento industriale della gassificazione del carbone. All’epoca, si era utilizzata la pirolisi del litantrace per ottenere coke, impiegato nel riscaldamento ambientale, e gas di cokeria, impiegato per l’illuminazione cittadina. Intorno al 1900, il diffondersi del benessere fece nascere la domanda di gas per il riscaldamento ambientale, la produzione di acqua sanitaria e la cottura dei cibi. In pochi anni si passò così alla produzione del “Gas di Città”, che veniva ottenuto attraverso processi discontinui basati, all’inizio, sulla sola pirolisi del litantrace ed, in tempi successivi, anche sulla gassificazione del coke residuale. In quest’ultimo caso, si utilizzava l’aria come ossidante e l’acqua liquida come ulteriore agente gassificante. Il gas ricavato veniva chiamato “gas d’aria” o “gas d’acqua” a seconda che, nel processo, prevalesse l’uso dell’aria (con la composizione finale spostata, di conseguenza, verso l’ossido di carbonio), o dell’acqua (con la composizione finale spostata, di conseguenza, verso l’idrogeno). Attesa la produzione discontinua, la distribuzione agli utenti veniva effettuata a partire da serbatoi a pressione costante e volume variabile: i così detti gasometri. (Attualmente, i gasometri sono quasi sempre in disuso ed, essendo spesso strutture esteticamente pregevoli, possono rappresentare dei monumenti di archeologia industriale).

A causa dell’impiego di aria come agente ossidante, i poteri calorifici del Gas di Città erano particolarmente bassi. Inoltre la forte presenza di ossido di carbonio, pericoloso per la salute, e di idrogeno, molto infiammabile, rendevano il gas distribuito un combustibile poco adatto all’impiego domestico. Dopo l’avvento della metanizzazione a partire dal 1960, le “Officine del Gas” cittadine furono, infatti, ben liete di trasformarsi in “Aziende del Gas” che, ora, si limitano alla distribuzione del gas naturale.

3.4.8 Impianti di frazionamento dell’aria

La produzione di ossigeno per i processi di gassificazione ha luogo in impianti di frazionamento dell’aria che, con termine anglosassone, vengono generalmente chiamati ASU (Air Separation Units). Gli impianti di frazionamento più diffusi si basano sulle tecnologie criogeniche di liquefazione dell’aria, seguite dalla distillazione frazionata dell’aria liquida per ottenere azoto e ossigeno.

Lo schema semplificato di un impianto di frazionamento criogenico è illustrato in Fig. 3.12 (a), mentre le trasformazioni seguite nell’impianto sono rappresentate sul diagramma (T, s) di Fig. 3.12 (b). L’aria atmosferica viene compressa da 1 a 2 (idealmente in maniera isoentropica) e poi raffreddata, a pressione costante in uno

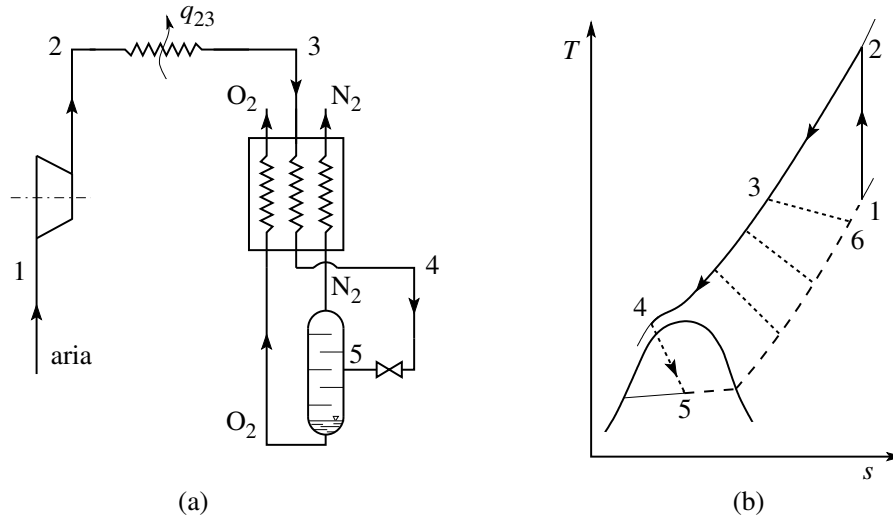


Figura 3.12: Impianto di frazionamento dell'aria: (a) schema funzionale e (b) rappresentazione delle trasformazioni sul diagramma (T,s) .

scambiatore aria-acqua, sino a tornare ad una temperatura 3 prossima a quella ambiente. Dallo stato 3, l'aria viene ancora raffreddata isobaricamente nello scambiatore rigenerativo in controcorrente, fino a raggiungere lo stato 4 e, successivamente, viene laminata fino allo stato 5, che si trova nella zona dei vapori saturi. In 5 l'aria è composta da una frazione gassosa ricca in azoto (che è il componente a maggior tensione di vapore) e da una frazione liquida ricca in ossigeno (che è il componente a minor tensione di vapore). La colonna di distillazione in 5 opera una separazione ulteriore tra ossigeno ed azoto, facendo uscire l'azoto in alto allo stato gassoso e l'ossigeno in basso allo stato liquido, entrambi con un elevato grado di purezza. L'ultima trasformazione, che sul diagramma va da 5 ad 1, è una trasformazione ideale (come le trasformazioni che “chiudono” i cicli aperti delle turbine a gas) in quanto azoto ed ossigeno sono, in realtà scaricati all'esterno in 5 e sostituiti con aria atmosferica aspirata in 1.

Dal punto di vista termodinamico, il ciclo di Fig 3.12 (b) è molto interessante. In primo luogo si può notare che sul diagramma (T,s) , all'interno della curva a campana, le isobare sono inclinate. L'aria, infatti, è una miscela non azeotropica di diversi gas (con prevalenza al 99% di azoto ed ossigeno) e, di conseguenza, evapora e condensa in un intervallo di temperature detto “glide”. Per quanto riguarda, invece, la messa a regime dell'impianto, si può osservare che, nella fase di partenza a caldo, la laminazione seguirà il percorso da 3 a 6. Successivamente, man mano che l'aria si raffredda, la laminazione seguirà i diversi percorsi ad entalpia costante rappresentati nella figura, fino ad arrivare, a regime, alla trasformazione che va da 4 a 5.

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

Soluzioni alternative più economiche per il frazionamento dell'aria, peraltro ancora in fase di sperimentazione, prevedono l'impiego di tubazioni a pareti semipermeabili secondo lo schema illustrato in Fig. 3.13. Le pareti semipermeabili si basano sulla proprietà dell'ossigeno di diffondere, attraverso le barriere, molto più velocemente dell'azoto. Di conseguenza, da una corrente di azoto e ossigeno fatta passare all'interno di un fascio di tubi a pareti semipermeabili, si può ricavare all'esterno una fase gassosa composta prevalentemente di ossigeno.

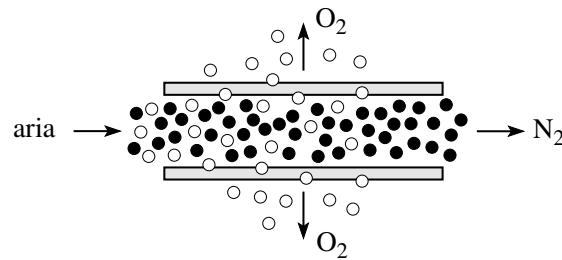


Figura 3.13: Impiego di tubazioni a pareti semipermeabili per la separazione dell'ossigeno dall'aria.

A conclusione del paragrafo è importante riepilogare i vantaggi e non tacere gli svantaggi che la gassificazione con ossigeno comporta rispetto alla omologa gassificazione con aria. I vantaggi principali sono collegati all'assenza di azoto nei fumi che consente di ottenere un gas di sintesi con potere calorifico e concentrazione di anidride carbonica più elevati. Poiché l'anidride carbonica viene catturata tanto più facilmente quanto maggiore è la sua concentrazione (che, ricordiamo, coincide con la frazione volumetrica e la pressione parziale) è evidente che la gassificazione con ossigeno riduce i costi dell'eventuale cattura di anidride carbonica.

Gli svantaggi dell'impiego di ossigeno sono l'assorbimento energetico degli impianti di frazionamento dell'aria, che riduce il rendimento complessivo dell'impianto di gassificazione e, soprattutto, i problemi di sicurezza che l'impiego dell'ossigeno comporta. Non si deve dimenticare, infatti, che l'ossigeno puro è un gas molto pericoloso, in grado di indurre combustioni spontanee ed esplosioni di sostanze come lubrificanti e particelle carboniose che, in aria, non sono facilmente infiammabili.

3.4.9 Impianti IGCC

Lo sfruttamento energetico del gas di sintesi, ha dato origine a diverse soluzioni impiantistiche che, generalmente, prevedono la gassificazione del carbone integrata con la produzione di energia elettrica mediante cicli combinati gas-vapore. Gli impianti nei quali un combustibile solido (il carbone in questo caso) viene trasformato in un gas di sintesi che alimenta un ciclo combinato, vengono detti impianti IGCC (Integra-

ted Gasification Combined Cycle). Gli impianti IGCC, oltre a consentire un utilizzo “pulito” dei combustibili “sporchi”, sono caratterizzati da rendimenti di conversione molto interessanti che, nel caso del carbone, raggiungono il 50%.

Nella schema di impianto IGCC, illustrato in Fig. 3.14, si distinguono chiaramente un gassificatore a letto fluido, del tipo schematizzato in Fig. 3.10, il ciclo a vapore ed il ciclo a gas. Nel ciclo a vapore la turbina è alimentata, in parallelo, dai due scambiatori/recuperatori posti all’uscita del gassificatore e della turbina a gas. I livelli di temperatura nei due scambiatori sono confrontabili ma, evidentemente, la portata di gas, e quindi la produzione di vapore, è più grande nello scambiatore all’uscita della turbina a gas. Il vapore prodotto si espande nella turbina a vapore e completa il ciclo nel condensatore. Nel ciclo a gas, l’aria comburente, pressurizzata nel compressore principale, alimenta la camera di combustione, sia in modo diretto sia dopo il passaggio nel gassificatore a letto fluido. (Il compressore “booster” a servizio del gassificatore fa fronte alle perdite di carico aggiuntive del circuito di gasificazione). All’uscita della camera di combustione i fumi si espandono nella turbina a gas e, prima di scaricarsi all’esterno, si raffreddano nello scambiatore/recuperatore del circuito “turbina a vapore”.

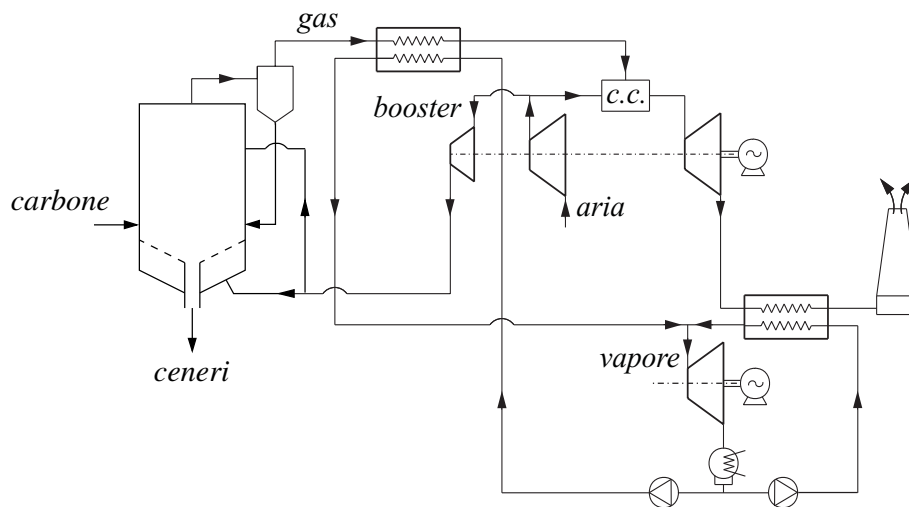


Figura 3.14: Utilizzo di un gassificatore a letto fluido.

3.4.10 Chimica del Syngas

Il gas di sintesi può essere convenientemente utilizzato anche come materia prima per alcuni processi chimici, tra i quali rivestono un particolare interesse quelli rivolti alla produzione di metano sintetico e di carburanti.

Idrogassificazione

Idrogassificazione significa: gassificazione con idrogeno, e consiste nel fare combinare tra loro, a temperature relativamente basse ed in presenza di catalizzatori, l'ossido di carbonio e l'idrogeno prodotti dal gassificatore. In questo modo si ha la reazione esotermica



ed il gas così ottenuto tende ad essere composto quasi esclusivamente da metano. Si vuol notare sin d'ora che la idrogassificazione è la reazione inversa dello "steam reforming" del metano che si incontrerà al Paragrafo 14.3.1 nel contesto della produzione di idrogeno.

Liquefazione

La liquefazione del carbone è un processo concettualmente simile alla idrogassificazione, in quanto si basa sull'aggiunta di idrogeno. Tuttavia, operando a pressioni e temperature elevate ed in presenza di catalizzatori, invece di metano e vapore d'acqua è possibile ottenere combustibili liquidi di composizione simile alle benzine ed ai gasoli. Tra i prodotti ottenibili dalla "liquefazione" del carbone è compreso anche il metanolo (formula di struttura: $\text{CH}_3\text{-OH}$), un alcol normalmente prodotto per trasformazione dal gas naturale. Va notato che, al momento attuale, la produzione di metanolo a partire dal carbone non è conveniente dal punto di vista economico, ma potrebbe rivelarsi, in futuro, un'alternativa ecologicamente corretta alla combustione diretta del carbone, soprattutto se attuata "a bocca di miniera" o, addirittura, dentro la miniera.

3.5 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono discusse le caratteristiche dei principali combustibili fossili: petrolio, gas naturale e carbone, soffermandosi sulle proprietà chimico-fisiche più rilevanti per il loro impiego energetico.

In particolare, con riferimento al petrolio:

- Si sono richiamate, brevemente, le caratteristiche chimiche dei principali idrocarburi presenti nel greggio.
- Si è presentata l'analisi, energetica ed ambientale, del ciclo di vita distinguendo tra le fasi di: estrazione, trasporto, raffinazione e distribuzione dei prodotti finiti.
- Si è descritto il processo di distillazione frazionata, illustrando le caratteristi-

che dei prodotti ottenuti direttamente: frazione gassosa, benzine, cherosene, gasolio e residuo, ed evidenziando poi le metodologie di pirolisi (o cracking) impiegate per migliorare la resa in frazioni leggere pregiate.

- Si sono illustrate le modalità di combustione dei prodotti petroliferi nei bruciatori e nei motori.

Con riferimento al gas naturale:

- Si sono richiamate le proprietà termofisiche del metano puro, mettendo in evidenza le differenze con il gas naturale di cui il metano è il principale componente.
- Si è illustrata la rete primaria italiana per il trasporto del gas naturale e le modalità del dispacciamento, ovvero di gestione della rete stessa.
- Si sono discusse le modalità di distribuzione del gas naturale agli utenti finali attraverso le reti secondarie, alimentate dalla rete primaria nazionale.
- Si è presentata l'analisi, energetica ed ambientale, del ciclo di vita distinguendo tra le fasi di: estrazione, trattamento, trasporto in gasdotto od in nave metaniera (con relative operazioni di liquefazione e rigassificazione), trasporto nella rete primaria e stoccaggio, distribuzione nella rete secondaria e vendita.
- Si è illustrato il mercato del gas naturale in Italia dopo la liberalizzazione.
- Si sono discusse le voci che compongono la tariffa del gas naturale.
- Si sono illustrate le modalità di combustione del gas naturale in caldaie e camere di combustione.

Con riferimento al carbone:

- Si sono illustrate le caratteristiche dei principali carboni fossili: torba, lignite, litantrace ed antracite.
- Si è presentata l'analisi, energetica ed ambientale, del ciclo di vita distinguendo tra le fasi di: estrazione, trasporto e trasformazione (in polverino per la combustione nelle centrali termoelettriche, od in coke per l'impiego nell'industria siderurgica).
- Si è notato come l'utilizzo del carbone, combustibile notoriamente "sporco", trovi molti ostacoli di natura ambientale che impongono la messa a punto di processi di combustione "puliti" od, in alternativa, il ricorso alla distillazione

3. COMBUSTIBILI FOSSILI

e, soprattutto, alla gassificazione per ottenere gas di sintesi a più basso impatto ambientale.

- Nel contesto della gassificazione, si sono esaminate le principali reazioni chimiche che hanno luogo nei gassificatori, e si sono illustrate le tipologie più diffuse di gassificatori.
- Si sono discusse le problematiche collegate alla produzione dell'ossigeno per la gassificazione ed all'utilizzazione energetica del gas di sintesi in impianti IGCC (ovvero Impianti Integrati di Gassificazione a Ciclo Combinato).
- Infine si sono presi in esame i processi di sfruttamento chimico del gas di sintesi, con particolare riguardo alla idrogassificazione ed alla liquefazione.

Combustione e rischi ambientali

4.1 FORME DI INQUINAMENTO

La liberazione dell'energia potenziale dei combustibili fossili durante i normali processi di combustione è collegabile, direttamente o indirettamente, a diverse forme di inquinamento. I rischi più gravi sono connessi all'inquinamento termico dell'ambiente ed all'inquinamento chimico dell'aria. A sua volta, l'inquinamento termico può essere diretto in quanto provocato dalla liberazione del potere calorifico dei combustibili, oppure indiretto in quanto dovuto alle emissioni di sostanze che interferiscono con i processi di assorbimento dell'energia solare. Analogamente, l'inquinamento chimico dell'aria può essere primario in quanto direttamente provocato dall'emissione di inquinanti prodotti nelle combustioni, o secondario in quanto dovuto alla formazione di sostanze inquinanti a seguito di reazioni chimiche che coinvolgono gli inquinanti primari. Infine, oltre all'inquinamento che comporta danni all'ambiente ed alle persone differiti nel tempo, l'utilizzazione dei combustibili può condurre ad incidenti, anche gravi, che comportano danni immediati.

4.2 INQUINAMENTO TERMICO DIRETTO

L'inquinamento termico diretto non può insorgere globalmente, ma solo a livello locale. Su scala planetaria, infatti, la produzione di calore antropico (ovvero aggiunto dall'uomo) è molto minore dell'assorbimento di calore solare. Su scala locale, invece, non è infrequente avere aumenti di temperatura sensibili nelle vicinanze di impianti a forte intensità energetica. Ad esempio, in fiumi, laghi e tratti di mare dove si riversano le acque di condensazione delle centrali termoelettriche, si possono facilmente avere differenze di temperatura dell'ordine di 8-10 K tra le zone di scarico e quelle limitrofe. Tuttavia, al contrario di quello che si credeva in passato, il calore

antropico non sembra responsabile dell'instaurarsi delle "isole di calore urbane". La spiegazione, oggi più accettata, delle differenze di temperatura tra città e campagna associa le isole di calore ai processi di urbanizzazione. L'urbanizzazione comporta, soprattutto, coefficienti di assorbimento della radiazione solare più elevati nelle aree edificate rispetto alle aree coperte da vegetazione. Inoltre, l'urbanizzazione è responsabile dell'assenza di evaporazione dalle superfici cementificate (che si traduce in una minor emissione di calore latente), e della maggiore capacità termica, per unità di area, delle zone costruite (che si traduce in una maggiore capacità di trattenere il calore accumulato).

Esempio 4.1 *Con riferimento alla Fig. 4.1 ed alle stime di seguito riportate:*

- *costante solare (cioè flusso termico specifico incidente su un piano ortogonale alla direzione del Sole), pari a 1.368 W/m^2 ;*
- *flusso termico specifico riflesso dalla Terra su un piano ortogonale alla direzione del Sole, pari a 424 W/m^2 ;*

si calcolino i valori medi planetari del flusso specifico solare incidente e del flusso specifico solare assorbito, riferiti all'unità di superficie terrestre.

Soluzione

Il valore medio, sulla superficie terrestre, del flusso specifico solare incidente è pari a

$$\bar{q}_{sol}'' = 1368 \frac{\pi R^2}{4\pi R^2} = 342 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

dove R è il raggio terrestre. Analogamente il valore medio, sulla superficie terrestre, del flusso specifico solare riflesso è pari a

$$\bar{q}_{rif}'' = 424 \frac{\pi R^2}{4\pi R^2} = 106 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

mentre il valore medio, sulla superficie terrestre, del flusso specifico solare assorbito è pari a

$$\bar{q}_{ass}'' = \bar{q}_{sol}'' - \bar{q}_{rif}'' = 342 - 106 = 236 \text{ W/m}^2$$

in quanto il flusso assorbito è dato dalla differenza tra il flusso solare incidente ed il flusso riflesso.

Esempio 4.2 *Si dimostri che, su scala planetaria, la produzione di calore antropico esercita un'influenza trascurabile sul clima.*

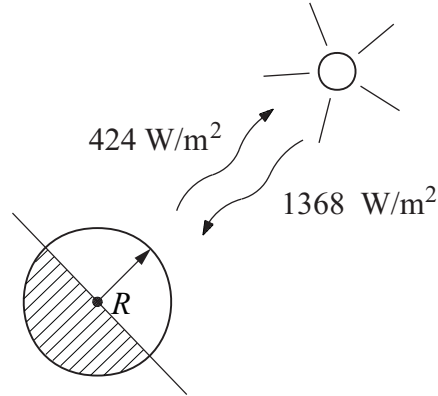


Figura 4.1: Costante solare e flusso termico specifico riflesso dalla Terra.

Soluzione

Con riferimento ai risultati dell'Esempio 4.1 ed alla stima della superficie totale della Terra:

$$A = 4\pi R^2 = 4\pi(6300 \cdot 10^3)^2 \cong 5,0 \cdot 10^{14} \text{ m}^2$$

il flusso solare assorbito dalla Terra risulta pari a

$$q_{ass} = A \bar{q}_{ass}'' = 5 \cdot 10^{14} \cdot 236 \cong 1,18 \cdot 10^{17} \text{ W}$$

In base al totale dei consumi energetici planetari, il flusso termico totale antropico può essere stimato per eccesso come:

$$q_{antr} \cong 10000 \frac{\text{Mtep}}{\text{anno}} = \frac{10 \cdot 10^{16} \text{ kcal}}{24 \cdot 365 \text{ h}} \cong 1,33 \cdot 10^{13} \text{ W}$$

Pertanto, il rapporto tra flusso termico antropico e flusso termico solare assorbito è pari a

$$\frac{q_{antr}}{q_{ass}} = \frac{1,33 \cdot 10^{13}}{1,18 \cdot 10^{17}} \cong 1,1 \cdot 10^{-4}$$

e, di conseguenza, q_{antr} è del tutto trascurabile rispetto a q_{ass} .

Esempio 4.3 Con riferimento ad una centrale termoelettrica sul fiume Po con 4 gruppi da 600 MW_{elt} funzionanti con un rendimento di conversione $\eta = 0,39$, e ad una portata d'acqua totale ai condensatori pari a $\dot{V} = 80 \text{ m}^3/\text{s}$, si valutino gli aumenti di temperatura indotti dal flusso termico smaltito nell'acqua di raffreddamento.

Soluzione

La potenza termica dispersa nei fumi, sommata al flusso termico disperso per convezione verso l'esterno dai generatori di vapore, è pari all'8% del totale. Di conseguenza, la potenza smaltita dai condensatori è pari a $(100 - 39 - 8) = 53\%$ della potenza termica fornita sotto forma di combustibile. Si possono istituire, quindi, i bilanci seguenti

$$q_{cond} = 0,53 \dot{m}_{comb} H_i = 0,53 \frac{P_{elt}}{\eta} = 0,53 \frac{4 \cdot 600}{0,39} = 3.262 \text{ MW}_{term}$$

Poiché la portata d'acqua ai condensatori è pari a $\dot{V} = 80 \text{ m}^3/\text{s}$, l'aumento di temperatura subito dall'acqua di condensazione è pari a

$$\Delta t = \frac{q_{cond}}{\rho c \dot{V}} = \frac{3262}{1000 \cdot 4187 \cdot 80} = 9,74 \text{ }^\circ\text{K}$$

Pertanto, durante i mesi più caldi può succedere che si debba limitare la potenza elettrica prodotta per evitare che la temperatura dell'acqua restituita al Po superi la temperatura massima di $35 \text{ }^\circ\text{C}$, prevista dalla normativa sugli scarichi.

Esempio 4.4 *Con riferimento alla teoria attualmente più accettata, si calcoli l'aumento di temperatura locale tra città e campagna, nell'ipotesi che l'area urbana sia caratterizzata da un coefficiente di assorbimento della radiazione solare superiore di $1/20$ al coefficiente di assorbimento della radiazione solare nella campagna circostante.*

Soluzione

Secondo la teoria più accettata, la variazione dei coefficienti di assorbimento è la principale responsabile delle "isole di calore". Ai fini che qui ci si propone, il flusso solare specifico assorbito può essere espresso nella forma

$$q''_{ass} = \alpha(T_{sol}) q''_{sol}$$

dove $\alpha(T_{sol}) = q''_{ass}/q''_{sol}$ è il coefficiente medio di assorbimento della radiazione emessa dal Sole, la cui superficie si trova alla temperatura apparente $T_{sol} = 5775 \text{ K}$. Tale coefficiente è soggetto a variazioni significative con lo stato della superficie e, ad esempio, passa dal valore $\alpha(T_{sol}) = 0,93$ per una superficie asfaltata, al valore $\alpha(T_{sol}) = 0,75$ per una superficie coltivata a prato. Differenziando la relazione precedente si ricava, dopo alcuni passaggi algebrici

$$\frac{\Delta q''_{ass}}{q''_{ass}} = \frac{\Delta \alpha}{\alpha}$$

4.3. INQUINAMENTO TERMICO INDIRECTO

Il flusso termico specifico emesso dalla Terra può essere espresso nella forma

$$q_e'' = \epsilon(T_e) \sigma_n T_e^4$$

dove $\epsilon(T_e)$ è il coefficiente medio di emissione della Terra, la cui superficie si trova ad una temperatura media apparente T_e relativamente bassa e, quindi, tale da dar luogo ad emissioni nell'infrarosso. I coefficienti di emissione nell'infrarosso non sono soggetti a variazioni significative con lo stato delle superfici e, ad esempio, il coefficiente di emissione a 300 K passa dal valore $\epsilon(T_e) = 0,93$ per una superficie asfaltata, al valore $\epsilon(T_e) = 0,97$ per una superficie innevata. Pertanto, differenziando la relazione precedente ed assumendo per semplicità l'invarianza di $\epsilon(T_e)$, dopo alcuni passaggi algebrici si ricava

$$\frac{\Delta q_e''}{q_e''} = 4 \frac{\Delta T_e}{T_e}$$

A regime, deve essere $\Delta q_{a,ss}''/q_{a,ss}'' = \Delta q_e''/q_e''$ e, di conseguenza, deve essere anche

$$\frac{\Delta \alpha}{\alpha} = 4 \frac{\Delta T_e}{T_e} \Rightarrow \frac{\Delta T_e}{T_e} = \frac{1}{4} \frac{\Delta \alpha}{\alpha}$$

Posto quindi $(\Delta \alpha)/\alpha = 1/20$, in base alle indicazioni del problema, si ricava: $(\Delta T_e)/T_e = 1/80$ ovvero, ad esempio, variazioni di temperatura $\Delta T_e = 3,75$ K per $T_e = 300$ K ($\cong 27$ °C).

4.3 INQUINAMENTO TERMICO INDIRECTO

Le variazioni nei coefficienti di riflessione, di assorbimento e di emissione delle radiazioni influenzano gli scambi termici radiativi tra la Terra e lo spazio e, quindi, il clima terrestre. Per comodità di schematizzazione, gli effetti finali sul clima di tali variazioni si raggruppano in due categorie indicate con i nomi di “effetto riflessione” ed “effetto serra”. I processi di combustione ma anche, ad esempio, molte attività industriali e le eruzioni vulcaniche fanno aumentare la concentrazione atmosferica di polveri riflettenti, riducendo la radiazione solare assorbita (effetto riflessione). Ciò potrebbe tradursi in una progressiva diminuzione della temperatura media terrestre se, nel contempo, i processi di combustione e molte attività industriali non facessero aumentare anche la concentrazione atmosferica dei gas che ostacolano l'emissione delle radiazioni infrarosse verso lo spazio (effetto serra). In tale contesto, sarebbe corretto definire “inquinamento termico indiretto” l'insieme di “tutti” gli effetti sul clima ascrivibili alle attività umane. D'altra parte, l'effetto serra appare, ormai, dominante e, di conseguenza, l'inquinamento termico indiretto viene identificato nel linguaggio comune con l'aumento della temperatura media terrestre.

4.3.1 Bilancio radiativo della Terra

Se si trascurano influenze secondarie, come l'emissione di calore endogeno (ovvero proveniente dal centro della Terra) ed i flussi termici prodotti dalle combustioni, il bilancio termico della Terra diventa un bilancio degli scambi radiativi con lo spazio. Gli scambi radiativi, a loro volta, sono influenzati da tutta una serie di meccanismi richiamati schematicamente nella Fig. 4.2. Con riferimento a tale figura, ad esempio, si può osservare che

- le variazioni nella concentrazione atmosferica dei gas serra e la presenza di polveri e nubi influenzano la riflessione e l'assorbimento delle radiazioni solari, nonché l'assorbimento e l'emissione delle radiazioni infrarosse terrestri;
- le variazioni nella vegetazione e nell'estensione degli specchi d'acqua influenzano direttamente il bilancio dell'anidride carbonica e, di conseguenza, la concentrazione atmosferica del più importante tra i gas serra;
- le variazioni nel paesaggio e l'urbanizzazione influenzano fortemente l'assorbimento delle radiazioni solari, mentre influenzano solo debolmente l'emissione delle radiazioni infrarosse da parte della superficie terrestre.

Nel contesto di tali meccanismi, e con riferimento ai simboli utilizzati per maggior chiarezza nel grafico di Fig. 4.3, si può scrivere

$$q_{sol} - q_{rT} = q_{aT} = q_{eT} \quad (4.1)$$

dove q_{sol} è il flusso radiativo proveniente dal Sole, q_{rT} è il flusso totale riflesso verso

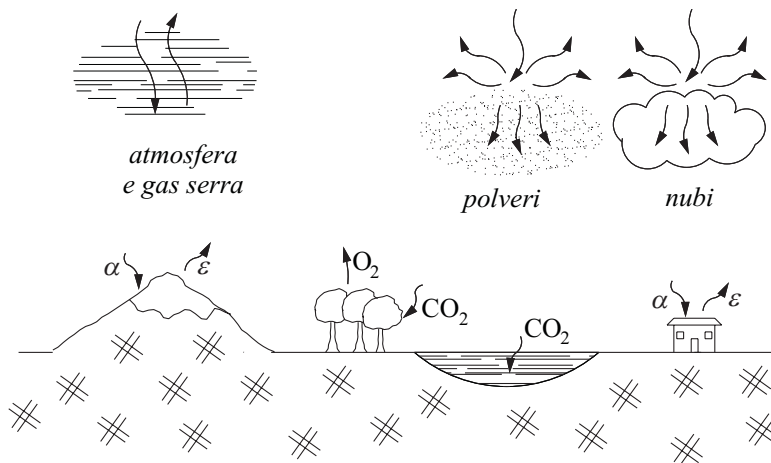


Figura 4.2: Meccanismi di scambio termico per radiazione tra la Terra e lo spazio.

4.3. INQUINAMENTO TERMICO INDIRECTO

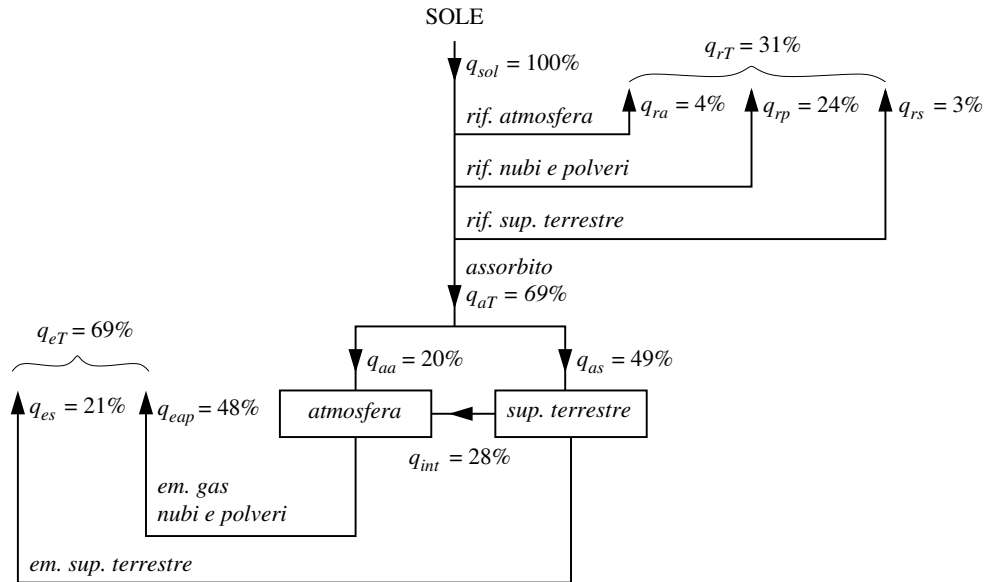


Figura 4.3: Bilancio termico degli scambi radiativi tra la Terra e lo spazio.

lo spazio (che, ricordiamolo, si comporta come un corpo nero ad una temperatura prossima allo zero assoluto), q_{aT} è il flusso totale assorbito e q_{eT} è il flusso totale radiativo emesso. In base ai risultati dell'Esempio 4.1, il flusso specifico solare medio in arrivo sulla superficie terrestre è pari a 342 W/m^2 , ma nella Fig. 4.3 e nel seguito del paragrafo si è preferita la notazione percentuale che consente di scrivere $q_{sol} = 100\%$.

Le radiazioni solari in arrivo sono parzialmente riflesse verso lo spazio

- dai gas che compongono l'atmosfera ($q_{ra} = 4\%$),
- da nubi e polveri presenti nell'atmosfera ($q_{rp} = 24\%$),
- dalla superficie terrestre ($q_{rs} = 3\%$)

e, di conseguenza, si ha

$$q_{rT} = q_{ra} + q_{rp} + q_{rs} = 4 + 24 + 3 = 31\% \quad (4.2)$$

Le radiazioni solari non riflesse sono assorbite dal sistema Terra e gli assorbimenti sono così ripartiti

- atmosfera, questa volta intesa come insieme di nubi, polveri e gas atmosferici veri e propri ($q_{aa} = 20\%$),

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

- superficie terrestre ($q_{as} = 49\%$).

e, di conseguenza, si ha

$$q_{aT} = q_{aa} + q_{as} = 20 + 49 = 69\% \quad (4.3)$$

Le radiazioni solari assorbite innescano una serie abbastanza complessa di scambi termici interni ed esterni che coinvolgono la superficie terrestre, l'atmosfera (intesa ancora come insieme di nubi, polveri e gas atmosferici) e lo spazio. Pur rinunciando ad entrare in dettagli che non possono essere presi in esame in un testo elementare come questo, si può osservare quanto segue.

La superficie terrestre:

- cede calore all'atmosfera attraverso scambi termici interni convettivi sensibili (correnti d'aria) e latenti (evaporazione d'acqua), e scambi termici interni radiativi nell'infrarosso che, complessivamente, ammontano a: $q_{int} = 28\%$,
- emette verso lo spazio nell'infrarosso la frazione residua di calore: $q_{es} = q_{as} - q_{int} = 49 - 28 = 21\%$.

L'atmosfera, a sua volta:

- riceve calore dalla superficie terrestre attraverso i già menzionati scambi termici interni: $q_{int} = 28\%$,
- emette verso lo spazio nell'infrarosso il calore assorbito dal Sole ed il calore ricevuto dalla superficie terrestre: $q_{eap} = q_{aa} + q_{int} = 20 + 28 = 48\%$.

Quindi, il flusso totale emesso è pari a

$$q_{eT} = q_{es} + q_{eap} = 21 + 48 = 69\% \quad (4.4)$$

ed, evidentemente, verifica l'uguaglianza

$$q_{eT} = q_{aT} = 69\% \quad (4.5)$$

ammessa implicitamente nel bilancio termico stazionario (4.1) ed esplicitata nella Fig. 4.3.

Temperatura media terrestre

La temperatura media terrestre è la temperatura che determina l'equilibrio termico nel bilancio (4.1) tra radiazione solare assorbita (corrispondente alla radiazione solare non riflessa) e radiazione emessa nell'infrarosso dal sistema Terra. Pertanto, la temperatura media terrestre si porta al livello in cui la radiazione emessa nell'infrarosso compensa la radiazione solare assorbita.

4.4 EFFETTO SERRA

Alcuni gas, normalmente presenti nell'atmosfera, hanno bande di assorbimento delle radiazioni concentrate nel campo delle lunghezze d'onda elevate, caratteristiche dell'infrarosso. L'anidride carbonica, ad esempio, presenta una forte banda di assorbimento compresa tra 12 e 18 μm , mentre è quasi trasparente alle radiazioni solari provenienti da un corpo, come il Sole, che si trova ad una temperatura apparente dell'ordine 6.000 K (5975 K secondo le stime più accreditate). Per la legge di Wien, infatti, le radiazioni solari sono concentrate intorno alla lunghezza d'onda di massima emissione

$$\lambda_{max} = \frac{3000}{T} \cong \frac{3000}{6000} = 0,5 \mu\text{m}$$

lontana dalla banda principale di assorbimento della CO_2 .

Sempre per la legge di Wien, le radiazioni provenienti dalla Terra, la cui temperatura apparente è dell'ordine di 300 K, sono distribuite intorno alla lunghezza d'onda di massima emissione

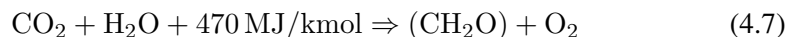
$$\lambda_{max} = \frac{3000}{T} \cong \frac{3000}{300} = 10 \mu\text{m}$$

e, quindi, sono parzialmente comprese nella banda di assorbimento della CO_2 . Pertanto l'anidride carbonica, come i vetri delle serre, assorbe parzialmente le radiazioni infrarosse terrestri, riducendo il flusso termico radiativo uscente, mentre non ha alcun effetto sulla radiazione solare entrante. Dal momento che l'anidride carbonica è prodotta in tutte le combustioni di interesse pratico, appare motivata la preoccupazione per gli effetti sul clima legati ad un aumento della concentrazione di CO_2 nell'atmosfera.

Nell'ambito del normale ciclo dell'anidride carbonica in natura, le emissioni sono controbilanciate dall'assorbimento nelle acque dell'oceano e nei processi di fotosintesi clorofilliana. In combinazione con l'acqua dell'oceano l'anidride carbonica dà luogo, infatti, ad acido carbonico



il quale, a sua volta, può formare carbonati che precipitano sul fondo. I vegetali, sia terrestri sia acquatici, realizzano la fotosintesi clorofilliana che è descrivibile mediante una reazione del tipo



nella quale la produzione di ossigeno e di blocchi di carboidrato (CH_2O), che sono i componenti fondamentali delle piante, è resa possibile dall'assorbimento di energia

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

solare in ragione di 470 megajoule per chilomole di CH_2O .

Nell'epoca industriale, tuttavia, si sono avute rilevanti emissioni di anidride carbonica a causa dell'intensificarsi dei processi di combustione. Tali emissioni hanno certamente alterato i cicli naturali della CO_2 ed, in effetti, la concentrazione della CO_2 nell'atmosfera è notevolmente aumentata. Attesi gli andamenti delle emissioni di CO_2 e la correlazione tra emissioni e concentrazioni, ben documentata dalla Fig. 4.4, è probabile che la concentrazione della CO_2 nell'atmosfera, notevolmente cresciuta a partire dal 1880, aumenti ancora in futuro.

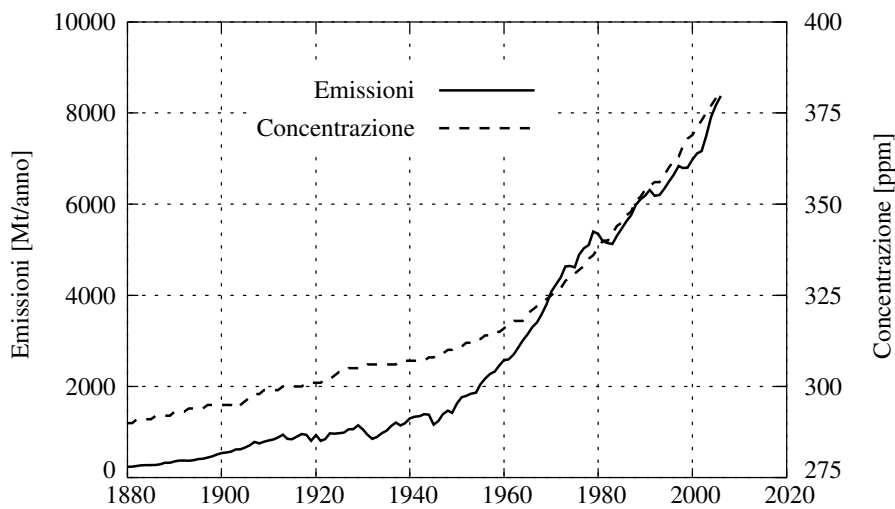


Figura 4.4: Andamenti, in epoca industriale, di emissioni e concentrazione di anidride carbonica nell'atmosfera espresse, rispettivamente, in milioni di tonnellate per anno ed in parti per milione riferite alla frazione volumetrica [Elaborazione su dati CDIAC, BP, IPCC, NOAA e ORNL].

D'altra parte, come documentato dalla Fig. 4.5 che schematizza lo spettro d'assorbimento atmosferico nell'infrarosso, anche altri gas, oltre all'anidride carbonica, sono attivi nella finestra tra 7 e 14 μm . Pertanto, come si vedrà meglio nel paragrafo che segue, l'anidride carbonica non è l'unico "gas serra", se per effetto serra si intende la riduzione del flusso termico radiativo emesso dalla Terra verso lo spazio.

Esempio 4.5 Si valuti la produzione di anidride carbonica durante i processi di combustione dei principali combustibili fossili.

Soluzione

La combustione del **carbone** [C] dà luogo a

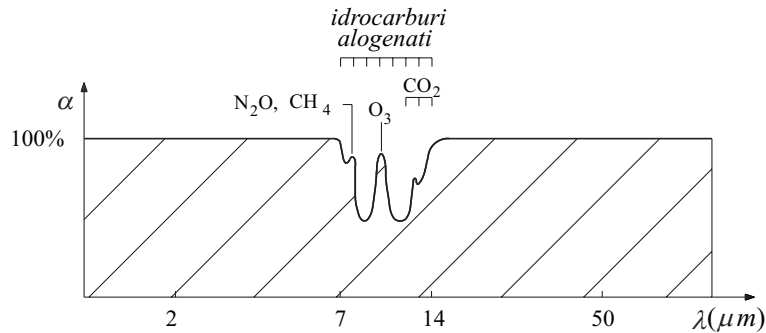
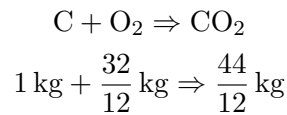


Figura 4.5: Schematizzazione dello spettro di assorbimento atmosferico nell'infrarosso.

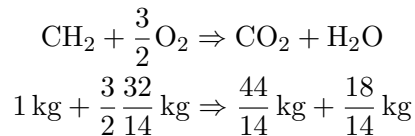


ovvero a: $44/12 = 3,67$ kg di CO_2 per ogni chilogrammo di carbone. Poiché il potere calorifico del carbone [C] è pari a 32,9 MJ/kg si hanno

$$\frac{3,67}{32,9} = 0,112 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{MJ}}$$

ovvero: 112 grammi di anidride carbonica per megajoule di energia primaria liberata durante la combustione.

La combustione degli **idrocarburi** $[\text{CH}_2]_n$ dà luogo a

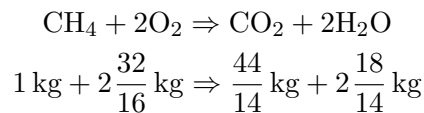


ovvero a: $44/14 = 3,14$ kg di CO_2 per ogni chilogrammo di idrocarburi. Poiché il potere calorifico degli idrocarburi è pari a 45,2 MJ/kg si hanno

$$\frac{3,14}{45,2} = 0,069 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{MJ}}$$

ovvero: 69 grammi di anidride carbonica per megajoule di energia primaria liberata durante la combustione.

La combustione del **metano** $[\text{CH}_4]$ dà luogo a



4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

ovvero a: $44/16 = 2,75$ kg di CO_2 per ogni chilogrammo di metano. Poiché il potere calorifico del metano è pari a a $50,7$ MJ/kg, si hanno

$$\frac{2,75}{50,7} = 0,054 \frac{\text{kgCO}_2}{\text{MJ}}$$

ovvero: 54 grammi di anidride carbonica per megajoule di energia primaria liberata durante la combustione.

A parità di flusso termico ottenuto dal processo di combustione, gli idrocarburi producono, rispetto al carbone, una quantità di CO_2 pari al 62% (= $69/112$), ed il metano una quantità pari al 48% (= $54/112$). Valutazioni più accurate, che tengono conto della composizione media dei combustibili commerciali, conducono alle stime riportate nella Tabella 4.1, dove UM indica l'unità di misura commerciale, e le emissioni sono riferite sia all'unità di misura commerciale sia al megajoule.

Tabella 4.1: Produzione di anidride carbonica durante i processi di combustione dei principali combustibili commerciali.

Combustibile	UM	kg/UM	H_i [MJ/kg]	gCO_2/UM	gCO_2/MJ
benzine	lt	0,746	44,0	2.244	68,4
gasoli	lt	0,835	42,7	2.640	74,0
olio combustibile	kg	1,000	41,1	3.180	77,4
gas naturale	m^3	0,717	48,2	1.940	56,1
GPL trazione	lt	0,580	46,1	1.684	63,0
GPL riscaldamento	lt	0,620	46,1	1.800	63,0
carbone siderurgico	kg	1	31,0	2.930	94,5
carbone vapore	kg	1	26,8	2.570	95,9

Esempio 4.6 Si calcoli la quantità di anidride carbonica emessa dalla centrale termoelettrica di cui all'Esempio 4.3, durante il funzionamento con olio combustibile avente potere calorifico $H_i = 41,9$ MJ/kg, nell'ipotesi che si producano 3,14 chilogrammi di anidride carbonica per chilogrammo di combustibile bruciato.

Soluzione

Nell'Esempio 4.3 il flusso termico fornito alla centrale termoelettrica era stata stimato pari a

$$q = \dot{m}_c H_i = \frac{P_{elt}}{\eta} = \frac{4 \cdot 600}{0,39} = 6.154 \text{ MW}_{ter}$$

Dal bilancio termico per il combustibile si ottiene

$$\dot{m}_c = \frac{q}{H_i} = \frac{6,154 \cdot 10^9}{4,19 \cdot 10^7} = 147 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

e, quindi, la produzione di anidride carbonica durante la marcia alla potenza nominale è pari a

$$\dot{m}_{CO_2} = 3,14 \dot{m}_c = 3,14 \cdot 147 = 462 \text{ kg/s}$$

Assunto un funzionamento medio annuale con fattore di carico 0,7 si ha una produzione di anidride carbonica pari a

$$\dot{m}_{CO_2} = 0,7 \cdot 462 \cdot 86400 \cdot 365 \cong 1 \cdot 10^{10} \text{ kg/anno}$$

ovvero, circa 10 milioni di tonnellate all'anno.

4.4.1 I gas serra

Il protocollo di Kyoto, illustrato in dettaglio nel Paragrafo 4.4.2, si occupa della riduzione delle emissioni dei gas serra provenienti da attività umane. In quest'ottica, il protocollo considera le emissioni di anidride carbonica, metano, protossido di azoto (N_2O) e diversi fluidi alogenati: i CFC (clorofluorocarburi), gli HCFC (idroclorefluorocarburi), gli HFC (idrofluorocarburi), i PFC (perfluorocarburi) e l' SF_6 (esafluoruro di zolfo). Il protocollo non si occupa, invece, delle emissioni di vapore acqueo anche se il vapore acqueo presenta importanti bande di assorbimento nell'infrarosso, perché la presenza di vapore acqueo nell'atmosfera è solo in minima parte ascrivibile ad attività umane.

Tra i gas serra considerati, il metano può essere liberato nell'atmosfera durante il suo ciclo di vita, in seguito alle perdite legate al trasporto ed all'utilizzazione come combustibile, ma può anche generarsi spontaneamente, come biogas, nei processi di fermentazione anaerobica delle sostanze organiche.

Il protossido di azoto può prodursi durante le combustioni ad alta temperatura, ma la fonte più importante di N_2O sono i fertilizzanti chimici impiegati in agricoltura.

Tra i fluidi alogenati, i CFC (come, ad esempio, il CFC-11 ed il CFC-12) e gli HCFC (come, ad esempio, l'HCFC-22), che erano molto utilizzati nell'industria frigorifera, sono stati tolti dal commercio sulla base del protocollo di Montreal del 1987 riguardante la protezione dell'ozono stratosferico: i CFC a partire dal 1995, e gli HCFC, meno pericolosi per l'ozono, a partire dal 2004. Al contrario, gli HFC (come, ad esempio, l'HFC-134a e l'HFC-410, miscela di HFC-32 ed HFC-125), trovano ancora larga utilizzazione nell'industria frigorifera: l'HFC-134a in sostituzione del CFC-12, e l'HFC-410 in sostituzione dell'HCFC-22. L'impiego degli HFC, infatti, non è soggetto ad alcuna limitazione sulla base del protocollo di Montreal, in quanto questi fluidi non contengono cloro e, quindi, non sono pericolosi per l'ozono stratosferico. Essi presentano, tuttavia, bande di assorbimento nell'infrarosso e, di conseguenza, sono considerati gas serra dal protocollo di Kyoto, insieme con i PFC, utilizzati nella produzione di semiconduttori, e l' SF_6 , utilizzato come mezzo isolante e di estinzione

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

dell'arco elettrico nelle apparecchiature di alta e media tensione.

Per quantificare l'effetto di assorbimento delle radiazioni infrarosse terrestri da parte di un gas serra, si è definito il potenziale di riscaldamento globale *GWP* (Global Warming Potential). Il *GWP* è dato dal rapporto, in un prefissato orizzonte di tempo, tra l'effetto serra dovuto all'emissione dell'unità di massa del gas considerato e l'effetto, nello stesso tempo, dovuto all'emissione di un'unità di massa di CO₂. In Tabella 4.2 sono riportati i valori della vita media atmosferica e del *GWP*-100, ovvero valutato su 100 anni, per i principali gas considerati nel protocollo di Kyoto. Dalla tabella si possono trarre indicazioni importanti: ad esempio, si può vedere come l'emissione di 1 kg di CFC-12 provochi lo stesso effetto serra dell'emissione di 8.100 kg di CO₂, mentre l'emissione di 1 kg di HFC-134a provochi lo stesso effetto serra dell'emissione di 1.300 kg di CO₂. Le emissioni di HFC-134a, quindi, sono meno dannose di quelle di CFC-12, anche in virtù della minore vita atmosferica dell'HFC-134a (14 anni) rispetto a quella del CFC-12 (100 anni).

Tabella 4.2: Vita media atmosferica e potenziale di riscaldamento globale a 100 anni (*GWP*-100) dei principali gas considerati nel protocollo di Kyoto [elaborazione su dati IPCC].

Gas	Vita media atmosferica [anni]	<i>GWP</i> -100
anidride carbonica	1.186	1
metano	12	21
protossido di azoto	114	310
CFC-11	45	3.800
CFC-12	100	8.100
HCFC-22	12	1.500
HFC-32	4,9	650
HFC-125	29	2.800
HFC-134a	14	1.300
PFC-14	50.000	6.500
PFC-116	10.000	9.200
SF ₆	3.200	23.900

Una volta che si disponga dei valori del potenziale di riscaldamento e delle portate di emissione dei singoli gas, è possibile determinare l'emissione complessiva di gas serra contraddistinta, per brevità, con il solo acronimo *GHG* (GreenHouse Gases). Si ha, infatti

$$GHG = \sum_i (GWP-100)_i \dot{m}_i \quad (4.8)$$

dove \dot{m}_i è misurato in milioni di tonnellate all'anno [Mt/anno] e, di conseguenza, *GHG* è valutato in termini di milioni di tonnellate all'anno di anidride carbonica

equivalente.

Le emissioni italiane di anidride carbonica equivalente (*GHG*) hanno avuto gli andamenti illustrati in Fig. 4.6, dove si mostrano le emissioni complessive e le emissioni attribuibili al solo sistema energetico. Come si vede, le emissioni attribuibili al sistema energetico rappresentano circa l'80% delle emissioni complessive.

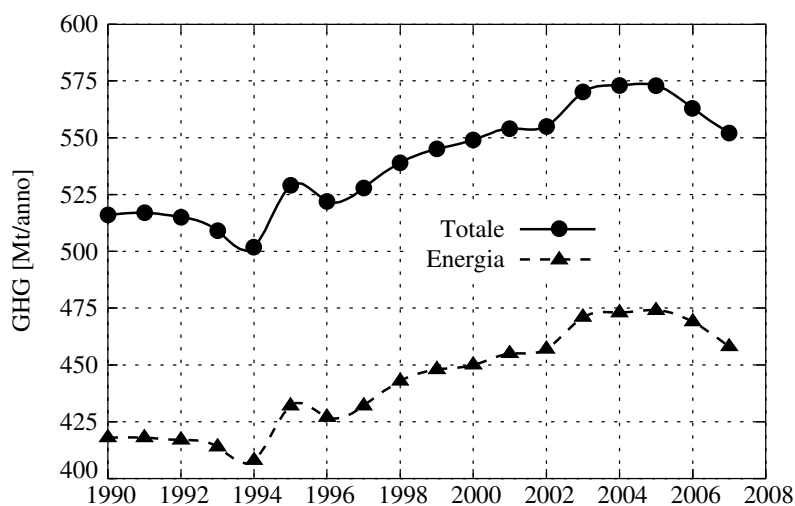


Figura 4.6: Emissioni italiane di anidride carbonica equivalente (*GHG*), totali ed attribuibili al solo sistema energetico, espresse in milioni di tonnellate all'anno [Elaborazione su dati UNFCCC].

Per dare poi un'idea dell'importanza relativa delle emissioni dei gas serra considerati nel protocollo di Kyoto, in Tabella 4.3 sono riportati i valori delle emissioni italiane suddivise per gas. Come si vede, le emissioni di anidride carbonica sono decisamente preponderanti, mentre quelle dei gas alogenati hanno un'incidenza relativamente bassa. D'altra parte è interessante notare come le emissioni di gas alogenati siano cresciute dal 1990 al 2007: ciò è, indubbiamente, dovuto all'espansione della refrigerazione commerciale che, fino al 2004, ha potuto impiegare HCFC-22 come fluido frigorifero.

A conclusione del paragrafo, si vuole osservare che, ormai, è quasi un luogo comune (peraltro codificato anche nel nome di "potenziale di riscaldamento globale"), affermare che l'aumento di concentrazione dei gas serra nell'atmosfera sia l'unico responsabile dell'aumento della temperatura media terrestre evidenziato nella Fig. 4.7. Tuttavia, è probabile che le variazioni di temperatura media terrestre siano correlate, oltre alle emissioni di gas serra, anche ad altri effetti come, ad esempio, la crescita, intensificatasi negli ultimi 40 anni, dei processi di urbanizzazione. I pro-

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

Tabella 4.3: Emissioni italiane dei principali gas considerati nel protocollo di Kyoto, espresse in milioni di tonnellate equivalenti di anidride carbonica all'anno ed in percentuale [Elaborazione su dati UNFCCC].

Anno	1990		2007	
	[Mt/anno]	[%]	[Mt/anno]	[%]
anidride carbonica	434,7	84,2	475,3	86,0
metano	41,7	8,1	38,2	6,9
protossido di azoto	37,4	7,2	31,8	5,8
gas alogenati	2,5	0,5	7,4	1,3
totale	516,3	100	552,8	100

cessi di urbanizzazione hanno certamente fatto aumentare il coefficiente medio di assorbimento al suolo delle radiazioni solari e, come si è visto nell'Esempio 4.4, tale aumento potrebbe avere indotto un aumento parallelo della temperatura media.

Inoltre, vi è molta incertezza su eventuali effetti di retroazione in quanto è sicuro che un aumento di temperatura induce un aumento dell'umidità specifica media nell'atmosfera, ma non è ancora quantificabile l'influenza che l'aumento di umidità specifica ha sull'aumento della copertura nuvolosa media. Gli attuali modelli climatici, di conseguenza, non sono in grado di fare previsioni accurate, a medio e lungo termine, sulle aliquote di flusso radiativo solare e di flusso infrarosso terrestre, rispettivamente riflessi ed assorbiti dalle nubi, nonché sui nuovi regimi delle piogge.

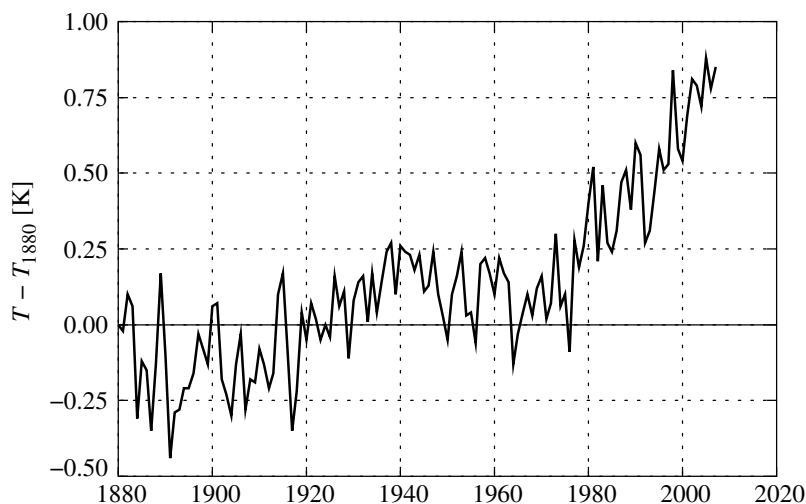


Figura 4.7: Variazione, rispetto al 1880, della temperatura media terrestre [Elaborazione su dati NASA GISS].

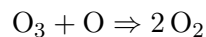
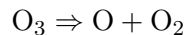
Infine, non è del tutto chiaro il ruolo avuto dai processi di industrializzazione che hanno contribuito all'effetto serra attraverso le emissioni di *GHG*, ma hanno anche contribuito all'effetto riflessione attraverso le emissioni di aerosol e polveri. Aerosol e polveri, a loro volta, oltre a riflettere direttamente le radiazioni solari hanno anche agito come centri di nucleazione del vapore d'acqua nell'atmosfera incrementando, per questa via indiretta, la copertura nuvolosa media, l'effetto riflessione e le precipitazioni.

Per tutti questi motivi, non sorprende affatto che i cambiamenti futuri nella temperatura media terrestre siano sempre quantificati con ampi intervalli di possibile variazione. (Per il periodo 2090-2099 rispetto al periodo 1980-1999, si prevedono, ad esempio, aumenti che, a seconda dello scenario, variano da 1 al oltre 6 K).

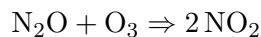
Esempio 4.7 *Si illustrino i meccanismi di riduzione dell'ozono stratosferico da parte dei clorofluorocarburi (CFC), degli idroclorofluorocarburi (HCFC) e del protossido di azoto*

Soluzione

Oltre che a contribuire all'effetto serra, i gas molto stabili come i CFC, gli HCFC, e l' N_2O arrivano fino alla stratosfera. Nella stratosfera, il cloro contenuto nei CFC e negli HCFC agisce come catalizzatore nella trasformazione dell'ozono [O_3] instabile, in ossigeno molecolare [O_2] stabile attraverso le due reazioni



Il protossido d'azoto, arrivato nella stratosfera, reagisce con l'ozono



formando biossido di azoto.

L'ozono stratosferico è l'unico gas che, presentando una banda d'assorbimento importante tra 0,23 e 0,33 μm , ha un ruolo decisivo nel filtrare il passaggio dei raggi solari ultravioletti. Il ridursi della concentrazione di ozono stratosferico contribuisce in misura marginale all'aumento della temperatura media terrestre, ma provoca un aumento notevole di radiazione ultravioletta mutagena a livello del suolo. Per quest'ultimo motivo, il protocollo di Montreal ha posto restrizioni all'utilizzo ed all'emissione in atmosfera dei CFC e degli HCFC. Tali restrizioni, condivise volontariamente dalla maggior parte degli Stati aderenti alle Nazioni Unite, hanno funzionato. Infatti, la "World Meteorological Organization" nel suo rapporto "Scientific Assessment of Ozone Depletion" del 2006 ha stabilito che "vi sono segni evidenti di una diminuzione complessiva, nella stratosfera, della concentrazione dei gas nocivi per l'ozono".

4.4.2 Riduzione delle emissioni di gas serra

Come si è detto, la riduzione delle emissioni di gas serra è regolata da una serie di accordi internazionali. Il primo di questi accordi è stato il protocollo di Kyoto che, sinora, conta su oltre 70 Stati firmatari, ovvero impegnati a ridurre le proprie emissioni e, di conseguenza, inclusi nell'elenco Annex I, e su oltre 180 Stati aderenti, ovvero semplicemente impegnati a monitorare le proprie emissioni. (Va comunque notato che il protocollo non impegna Stati Uniti, Cina, India e Brasile, responsabili, rispettivamente, del 16, del 17, del 5 e del 4% delle emissioni mondiali, in quanto: gli Stati Uniti hanno firmato ma non ratificato l'accordo, mentre Cina, India e Brasile, considerate "economie in via di sviluppo", non sono tenute a ridurre le proprie emissioni).

Dal punto di vista quantitativo, gli Stati inclusi nell'elenco Annex I si sono impegnati a ridurre le emissioni *GHG*, entro il quinquennio 2008-2012, del 5% in media rispetto al livello del 1990. L'Unione Europea a 15 (UE-15) è andata oltre la media impegnandosi, a nome degli Stati membri, a ridurre dell'8% le emissioni complessive rispetto al livello di riferimento di 4.265,5 Mt/CO₂ equivalenti (lievemente superiore al livello delle emissioni complessive 1990, pari a 4.232,9 Mt/CO₂). Nell'ambito della successiva redistribuzione degli oneri tra gli Stati della UE, all'Italia è stato assegnato un obiettivo di riduzione del 6,5% rispetto al livello di riferimento di 516,9 Mt/CO₂ equivalenti (anche in questo caso lievemente superiore al livello delle emissioni 1990, pari a 516,3 Mt/CO₂). Nel periodo 1990-2007, gli stati dell' UE-15, hanno complessivamente diminuito del 4,3% le emissioni, avvicinandosi all'obiettivo di riduzione, mentre l'Italia ha aumentato del 6,9% le emissioni, allontanandosi dall'obiettivo di riduzione.

A seguito del Protocollo di Kyoto, l'Unione Europea ha adottato una serie di misure per costringere tutti gli Stati membri ad ottemperare agli impegni di riduzione. La misura più importante è stata, probabilmente, lo schema EU ETS (European Emission Trading Scheme), vincolante per oltre 12.000 impianti ad alta intensità energetica operanti nei settori della generazione di energia elettrica e manifatturiero (responsabili, da soli, di oltre il 40% delle emissioni *GHG* europee). L'EU ETS fissa le regole per lo scambio dei permessi di emissione dei gas a effetto serra, definiti EUA (European Union Allowance) e corrispondenti ciascuno al permesso di emettere una tonnellata di CO₂ equivalente. (L'EU ETS è stato introdotto dalla Direttiva 2003/87/CE, successivamente modificata dalla Direttiva 2004/101/CE ed integrata dalla Direttiva 2009/29/CE, ed è stato recepito in Italia dal Dlgs 216/06: "Attuazione delle Direttive 2003/87 e 2004/101/CE in materia di scambio di quote di emissioni dei gas a effetto serra").

Dopo la fase triennale di apprendimento (2005-2007), l'EU ETS è ormai entrato

nella fase quinquennale esecutiva (2008-2012) nella quale è stato chiesto agli Stati membri di elaborare piani nazionali di assegnazione (PNA) delle quote EUA. (In Italia, il PNA per il periodo 2008-2012 è stato approvato con DM Ambiente 18/12/06 e, successivamente, è stato modificato con la Decisione del Ministero dell'Ambiente 20/02/08 per tener conto delle osservazioni della Commissione Europea, oltre che integrato con la Deliberazione del Ministero dell'Ambiente 26/01/09 per assegnare quote anche ai nuovi impianti). Fino ad ora, gli Stati hanno concesso gratuitamente alle aziende EU ETS il 90% delle quote EUA (il 100% in Italia). Tuttavia l'Unione Europea già prevede, a partire dal 2013, uno spostamento progressivo verso la messa all'asta integrale delle quote, in modo da consentire agli Stati di generare risorse aggiuntive per altri programmi di riduzione delle emissioni.

Il punto focale dell'EU ETS è, come si è detto, la possibilità di scambiare i permessi di emissione. Le aziende che mantengono le proprie emissioni al di sotto del limite assegnato dal PNA possono, infatti, vendere le quote EUA eccedenti a un prezzo determinato dalla domanda e dall'offerta, mentre le aziende che non riescono a rimanere al di sotto dei limiti stabiliti possono ricorrere ad una combinazione di alternative scelte fra:

- intervenire per ridurre le emissioni (ad esempio, investendo in tecnologie più efficienti od utilizzando fonti di energia a minore intensità di carbonio);
- acquistare sul mercato quote di emissione EAU supplementari;
- acquistare, od ottenere direttamente dalle autorità internazionali preposte al rilascio, Certificati di Riduzione delle Emissioni CER (Certified Emission Reduction) derivanti da progetti che rientrano nel CDM (Clean Development Mechanism, ovvero meccanismo di sviluppo pulito), cioè da progetti di abbattimento delle emissioni nei paesi in via di sviluppo aderenti al protocollo di Kyoto ma non firmatari del protocollo stesso;
- acquistare, od ottenere direttamente dalle autorità internazionali preposte al rilascio, Unità di Riduzione delle Emissioni ERU (Emission Reduction Unit) derivanti da progetti JI (Joint Implementation, ovvero sviluppo congiunto), cioè da progetti di abbattimento delle emissioni in paesi firmatari del protocollo di Kyoto (tipicamente, in Europa, paesi dell'ex blocco sovietico che, avendo dismesso gran parte del loro apparato industriale, risultano assegnatari di quote EAU in eccesso convertibili in ERU).

Sebbene le quote EAU siano assegnate solo alle aziende interessate dallo schema EU ETS, chiunque altro (individui, istituzioni, organizzazioni non governative e gli stessi governi nazionali) è libero di acquistarle o venderle sul mercato, esattamente come

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

le aziende. Ciò ha posto le basi per la creazione di un mercato europeo delle quote EAU nel quale gli scambi, durante il 2009, hanno superato i 5 miliardi di tonnellate di CO₂ equivalenti, per un valore complessivo di circa 68 miliardi di euro.

In un mese tipico, i prezzi dei contratti future delle quote EUA nella borsa ICE-ECX (InterContinental Exchange - European Climate Exchange) hanno andamenti, differenziati per scadenza, del tipo evidenziato in Fig. 4.8. Sul mercato si possono trattare anche CER ed ERU, allo stesso modo delle quote EUA (in quanto 1 EUA = 1 CER = 1 ERU) ma, al momento, i contratti future su CER ed ERU non sono quotati in borsa a causa della relativa scarsità di scambi.

In Italia, non esiste una vera e propria borsa delle emissioni. Tuttavia, come si vedrà meglio al Capitolo 5, al Gestore dei Mercati Energetici (GME) è affidata anche l'organizzazione delle sedi di contrattazione delle quote EUA.

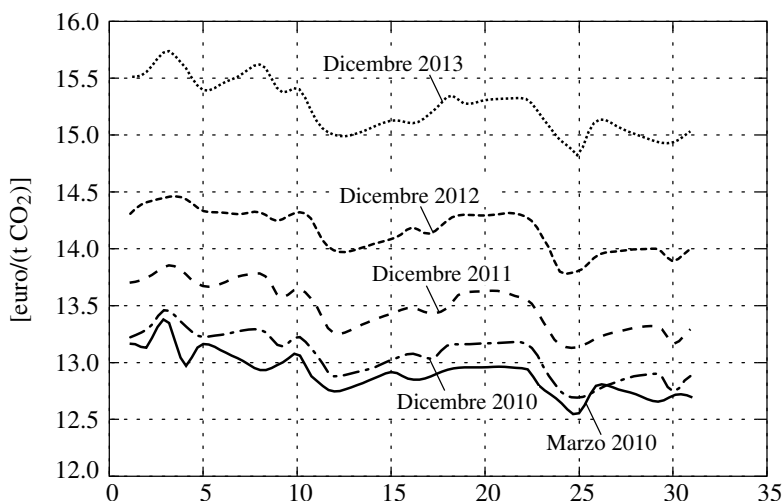


Figura 4.8: Andamento dei prezzi future delle quote EAU nella borsa ICE-ECX durante le contrattazioni del marzo 2010 [Fonte ICE].

Per quanto riguarda i settori non soggetti all'EU ETS (come i trasporti, l'edilizia, compresa quella abitativa, l'agricoltura ed i rifiuti), l'Unione Europea si aspetta che siano gli Stati membri ad introdurre misure interne di riduzione delle emissioni adeguate a raggiungere gli obiettivi nazionali. A titolo di esempio, le misure possono essere

- per il settore energia, l'aumento dell'efficienza, l'utilizzo di combustibili a più basso contenuto di carbonio (tipicamente il metano, al posto di carbone ed olio combustibile), e l'incentivazione del ricorso a fonti rinnovabili nella produzione di energia elettrica;

- per il settore trasporti, l'utilizzo del metano al posto della benzina e del gasolio, il passaggio progressivo ad autovetture caratterizzate da minori emissioni di CO₂ per chilometro, il ricorso ai biocarburanti e la promozione del trasporto pubblico;
- per il settore edilizio, la riduzione dei consumi energetici degli edifici ed, ancora, l'utilizzo di energie rinnovabili per il riscaldamento;
- per il settore ambientale, la progressiva riduzione del conferimento in discarica dei rifiuti umidi, in modo da ridurre, parallelamente, le esalazioni di biogas.

Se le misure interne di contenimento delle emissioni non fossero sufficienti a far rientrare uno stato membro entro il livello previsto per il quinquennio 2008-2012 (e sarà, quasi certamente, il caso dell'Italia), il governo nazionale sarà tenuto a prendere provvedimenti aggiuntivi quali:

- rimuovere anidride carbonica dall'atmosfera, ad esempio mediante interventi di riforestazione, in modo da generare un numero adeguato di Unità di Rimozione RMU (Removal Unit), ciascuna corrispondente ad una tonnellata di CO₂ equivalente rimossa;
- finanziare direttamente progetti CDM e JI, in modo da assicurarsi la proprietà dei crediti CER ed ERU così generati;
- operare sul mercato, esattamente come le aziende EU ETS, acquistando crediti CER ed ERU.

A questo punto non sorprenderà sapere che, nei propri documenti ufficiali, l'Unione Europea si propone quale "guida mondiale" nella riduzione delle emissioni di gas ad effetto serra imputabili alle attività umane. Essa, infatti, ha l'obiettivo di "trasformare l'Europa in un'economia ad alta efficienza energetica ed a basso tenore di carbonio" e, di conseguenza, considera il protocollo di Kyoto solo "un primo passo" verso il raggiungimento di altri e più ambiziosi traguardi di riduzione. Tali traguardi, e le misure già programmate per raggiungerli, saranno descritti nel Paragrafo 4.4.3.

Esempio 4.8 *Si illustri, in un caso concreto, la procedura di scelta della combinazione ottimale tra le alternative offerte alle aziende per mantenere le proprie emissioni al di sotto del limite assegnato dal PNA. A tal fine si supponga che le aziende Alfa e Beta:*

- emettano entrambe 200.000 tonnellate di CO₂ equivalenti all'anno,
- dispongano di 190.000 quote EAU ciascuna,

e che

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

- *il prezzo unitario sul mercato delle quote EAU sia di 20 €,*
- *i costi di riduzione delle emissioni siano, rispettivamente, di 10 €/t per l'azienda Alfa, con un limite tecnico di riduzione di 20.000 quote, e di 30 €/t per l'azienda Beta.*

Soluzione

Le due aziende hanno la possibilità di scegliere fra: ridurre le emissioni di 10.000 t, comprare 10.000 quote EAU sul mercato, o ricorrere a una combinazione delle due soluzioni. Prima di decidere quale strada seguire, i costi di ciascuna opzione vengono confrontati.

Per l'azienda Alfa è più conveniente ridurre le emissioni ed, anzi, coglie l'occasione per ridurre le proprie emissioni non di 10.000 t, ma di 20.000. La situazione dell'azienda Beta è diversa: dato che per lei i costi di riduzione sono superiori al prezzo di mercato delle quote EAU, decide di acquistare quote anziché ridurre le emissioni.

L'azienda Alfa spende 200.000 € per ridurre le proprie emissioni di 20.000 t, ma riceve 200.000 € per la vendita delle 10.000 quote EAU di cui non ha più bisogno. In questo modo recupera totalmente i costi di riduzione, mentre senza il sistema per lo scambio di quote di emissioni avrebbe speso 100.000 € senza possibilità alcuna di recupero. L'azienda Beta, invece, spende 200.000 € per comprare 10.000 quote EAU ma, senza la flessibilità consentita dall'EU ETS, avrebbe dovuto ridurre le proprie emissioni di 10.000 t al costo di 300.000 €. Pertanto, lo scambio di quote EAU consente un risparmio totale di 100.000 € per le due aziende prese in esame. Inoltre, dal momento che l'azienda Alfa sceglie di tagliare le proprie emissioni, le quote che l'azienda Beta acquista rappresentano una reale riduzione delle emissioni complessive (Alfa + Beta).

4.4.3 Il Pacchetto Verde

Il Pacchetto Verde (Green Package), conosciuto anche con il nome di Pacchetto 20-20-20, è una vera e propria dichiarazione di intenti dell'Unione Europea sul dopo Kyoto. Proposto dalla Commissione Europea nel gennaio 2008 ed approvato dal Parlamento Europeo nel dicembre 2008, il pacchetto prevede per il 2020:

- riduzione del 20%, rispetto al 1990, nelle emissioni di gas serra,

da raggiungere anche grazie al conseguimento di due altri obiettivi coordinati previsti dal pacchetto stesso:

- riduzione complessiva del 20%, rispetto al 1990, dei consumi lordi di energia,

- aumento del ricorso a fonti rinnovabili fino al raggiungimento del 20% dei consumi lordi di energia (con un minimo del 10% sul consumo totale di carburanti per l'utilizzo di biocarburanti nei trasporti).

Per raggiungere l'obiettivo del 20% di riduzione delle emissioni rispetto al 1990, il Pacchetto prevede in dettaglio: una riduzione delle emissioni differenziata tra i settori soggetti all'EU ETS (che comprenderanno anche il trasporto aereo a partire dal 2012, e le industrie chimiche e dell'alluminio a partire dal 2013), ed i settori non soggetti all'EU ETS (che comprendono, ad esempio, i trasporti terrestri e marittimi, l'edilizia anche abitativa, l'agricoltura ed i rifiuti). In particolare, per i settori EU ETS si avranno

- riduzione progressiva delle quote di emissione consentite fino a raggiungere, entro il 2020, una riduzione del 21% rispetto al 2005,
- abolizione dei PNA ed assegnazione europea diretta agli impianti regolati di un numero di quote EUA proporzionale al peso delle emissioni degli impianti stessi nell'anno precedente,
- messa all'asta, a partire dal 2013, di una frazione crescente delle quote assegnate (fatti salvi, purché utilizzino tecnologie all'avanguardia, gli impianti a rischio di delocalizzazione che continueranno a ricevere gratuitamente fino al 100% delle loro quote);

mentre per i settori NON-EU ETS si avranno

- riduzione progressiva delle quote di emissione consentite fino a raggiungere, entro il 2020, una riduzione media del 10% rispetto al 2005,
- introduzione del programma Effort Sharing al fine di ripartire gli sforzi di riduzione nazionali in misura proporzionale alla ricchezza relativa di ciascun paese (misurata dal prodotto interno lordo pro capite), col risultato di avere impegni variabili da una riduzione del 20% per Danimarca, Irlanda e Lussemburgo (e del 13% per l'Italia) sino ad un aumento del 20% per la Bulgaria.

Per raggiungere l'obiettivo del 20% di riduzione rispetto al 1990 dei consumi lordi di energia, il Pacchetto non prevede alcuna misura "ad hoc" in quanto la UE ritiene (giustamente) che tali consumi siano strettamente correlati alle emissioni di gas serra. Infine, per raggiungere l'obiettivo dell'aumento del ricorso a fonti rinnovabili fino a raggiungere il 20% del consumo lordo totale, il Pacchetto prevede

- una ripartizione degli incrementi nazionali differenziata in misura proporzionale alla ricchezza relativa ed al potenziale delle fonti rinnovabili di ciascun

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

paese, col risultato di avere aumenti nazionali variabili dal 49% per la Svezia al 10% per Malta (con un obiettivo del 17% per l'Italia).

Inoltre, a livello comunitario, il Pacchetto prevede per i trasporti su strada

- il già menzionato obiettivo del 10% di biocarburanti, riferito al consumo totale di carburanti nei trasporti (con limite indifferenziato per tutti gli Stati),
- una riduzione del 6% delle emissioni di gas serra prodotte durante i cicli di vita dei carburanti (descritti nei Paragrafi 3.2.1 e 3.3.1),
- una riduzione progressiva delle emissioni di CO₂ per chilometro per le auto nuove, a partire da 120 g/km, da raggiungersi tra il 2012 e il 2015, fino a 95 g/km, da raggiungersi nel 2020.

Infine, sempre a livello comunitario, il pacchetto prevede l'incentivazione dello stoccaggio dell'anidride carbonica catturata nell'atmosfera attraverso

- l'introduzione di un quadro normativo inteso a favorire lo sviluppo e l'impiego delle tecnologie di stoccaggio geologico,
- l'obbligo, per le grandi centrali termoelettriche, di dotarsi di impianti di stoccaggio geologico.

Dal punto di vista tecnico vi è poco da aggiungere. Le emissioni di gas serra sono direttamente proporzionali ai consumi energetici e, quindi, si riducono incrementando l'efficienza ed i risparmi energetici. Per i consumi energetici incompressibili, le emissioni di gas serra si riducono incrementando il ricorso a: fonti rinnovabili, nucleare, e sostituzione del collocamento a discarica dei rifiuti con il riciclaggio e l'incenerimento con recupero energetico delle frazioni combustibili che non sono suscettibili di riciclo.

In un certo senso, quindi, tutti i capitoli che seguono si occupano, direttamente od indirettamente, di riduzione delle emissioni di gas serra. Qui basta rimarcare l'estrema difficoltà di implementare misure di riduzione pesanti in un contesto di crisi economica che, per alcuni Stati come l'Italia, appare quasi endemica. Paradossalmente, il costo delle misure potrebbe deprimere ulteriormente le economie, ed in questo modo perverso centrare gli obiettivi di riduzione dei consumi energetici e delle conseguenti emissioni.

Per quanto riguarda, infine, le tecnologie disponibili per la riduzione delle emissioni di anidride carbonica nell'atmosfera, occorre rimarcare che, tra gli addetti ai lavori, si discute ancora dei pregi e dei difetti di due diversi tipi di tecnologie

- la cattura pre-combustione, mediante la decarbonizzazione dei combustibili
- la cattura post-combustione, mediante separazione dai fumi.

Le tecnologie del primo tipo saranno descritte, con un certo dettaglio, nel Capitolo 14, nel contesto della decarbonizzazione dei combustibili durante la produzione d'idrogeno. Le tecnologie del secondo tipo, invece, non saranno trattate in quanto non hanno ancora raggiunto la fase di sperimentazione industriale. Si pensa, comunque, a processi di separazione dell'anidride carbonica dai fumi mediante

- lavaggio con solventi di tipo amminico;
- adsorbimento con sostanze solide aventi elevato valore del rapporto tra superficie e volume (ad esempio: zeoliti e carboni attivi);
- impiego di membrane di separazione selettive in ceramica, a base di palladio, polimeriche o zeolitiche;
- raffreddamento dei fumi al di sotto della temperatura di liquefazione della CO₂.

Una volta catturata, l'anidride carbonica deve essere trasportata: per gasdotto a depositi geologici di stoccaggio, o per nave a piattaforme d'iniezione nelle profondità oceaniche (in quanto la solubilità della CO₂ aumenta con la pressione dell'acqua). Naturalmente, anche se fossero superate tutte le difficoltà tecnologiche connesse al pre-trattamento dei combustibili ed alla captazione della CO₂ nei fumi, non sarebbe possibile intervenire sulla miriade di combustioni che hanno luogo negli autoveicoli e negli impianti di riscaldamento domestico. Pertanto, le tecnologie di separazione devono necessariamente essere implementate nei grandi impianti di combustione come, ad esempio, quelli a servizio delle centrali termoelettriche.

4.5 INQUINAMENTO CHIMICO

In questo settore si può distinguere tra inquinanti primari che sono direttamente immessi nell'ambiente dai processi di combustione, ed inquinanti secondari che si formano a seguito di reazioni chimiche, o fisiche, che coinvolgono gli inquinanti primari e sono, quasi sempre, attivate dall'energia solare. La maggior parte degli inquinanti emessi dai processi di combustione si ritrova nell'atmosfera sotto forma di gas, vapori o particelle in sospensione, liquide o solide. Una volta immessi nell'atmosfera, sia i gas sia i vapori si mescolano agli altri costituenti dell'aria. Le particelle in sospensione, al contrario, non si mescolano ai gas atmosferici e sono trasportate dalle correnti per un tempo inversamente proporzionale alle dimensioni geometriche delle

particelle stesse. Le reazioni chimiche ed, in particolare, le ossidazioni di zolfo, azoto e carbonio sono le fonti principali delle emissioni inquinanti legate direttamente ai processi di combustione. Si hanno, però, anche emissioni inquinanti legate solo indirettamente alle combustioni, come la dispersione di ceneri ed idrocarburi incombusti, il trascinarsi di particolato nei fumi, ed il rilascio di impurità ed additivi contenuti nei carburanti.

4.5.1 Inquinamento da ossidi di zolfo

Come si è visto nel Capitolo 3, il carbon fossile e gli oli combustibili contengono zolfo. Tracce di zolfo si trovano anche nel gasolio, mentre sono praticamente assenti nel gas naturale. Lo zolfo è contenuto nel carbone in percentuale variabile dallo 0,3% (nei carboni fossili di più antica formazione) sino al 10% (nella lignite del Sulcis) ma, in Italia, è permesso l'uso del carbone solo se il contenuto di zolfo è inferiore all'1%. Lo zolfo è contenuto, in percentuale inferiore all'1%, anche negli oli combustibili BTZ (a basso tenore di zolfo), i soli oggi in commercio in Italia. Il contenuto tipico di zolfo nel gasolio è, invece, dell'ordine dello 0,3% perché, come si è detto, il gasolio è ottenuto da un processo di distillazione.

Lo zolfo contenuto nei combustibili brucia formando anidride solforosa (SO_2) anche se, nel caso dei carboni e di alcuni oli "densi" (ovvero ad alta viscosità), parte dello zolfo può rimanere nelle ceneri. Una piccola parte dell'anidride solforosa emessa viene depositata al suolo, mentre la frazione residua subisce un, sia pur lento, processo di ossidazione ad anidride solforica



Per questo motivo si parla, genericamente, dell'emissione di ossidi di zolfo, indicati con la sigla SO_x dove x può assumere il valore 2 o 3.

L'anidride solforica presenta un'elevata reattività nei confronti dell'acqua, sia liquida sia allo stato di vapore. Di conseguenza, l'anidride solforica si combina rapidamente con il vapore acqueo dell'atmosfera formando acido solforico



L'acido solforico, generato in forma di aerosol con gocce aventi diametro dell'ordine di $0,5 \mu\text{m}$, viene trasportato dalle correnti e può viaggiare per migliaia di chilometri prima di essere trascinato al suolo dalla pioggia.

Poiché l'anidride solforica si forma lentamente, ed una volta formata reagisce rapidamente con il vapore acqueo, l'inquinante di riferimento tra gli SO_x è l'anidride

solforosa (che, in volume, rappresenta il 95% degli ossidi di zolfo presenti nell'atmosfera). L'anidride solforosa è un gas più denso dell'aria e, di conseguenza, tende a stratificarsi a livello del suolo dove risulta particolarmente pericolosa per la salute. L'anidride solforosa, infatti, è molto irritante per la gola, gli occhi e le vie respiratorie e, pur non presentando una propria tossicologia, predispone all'acuirsi di malattie croniche nei soggetti più esposti quali anziani, asmatici e bambini.

Tecnologie di riduzione delle emissioni di SO_x

Storicamente, il primo provvedimento preso per contrastare gli inquinamenti da zolfo prodotti dalle centrali termoelettriche è stato la costruzione di camini più alti ma, in questo modo, si è raggiunto solo il risultato di portare a 200-300 chilometri il raggio di ricaduta al suolo dell'acido solforico. In un secondo tempo, si è convenuto di fissare, per gli impianti di potenza superiore a $50 MW_{ter}$, dei limiti di emissione di SO_2 variabili tra i $400 mg/Sm^3$ di fumi per potenze nominali superiori a $500 MW_{ter}$, sino ai $1.700 mg/Sm^3$ per la potenza nominale di $50 MW_{ter}$.

Per ridurre le emissioni di anidride solforosa sotto il valore limite è possibile seguire due strade diverse: la prima (relativamente facile) consiste nel trattare i combustibili al fine di ridurre il loro contenuto di zolfo, mentre la seconda (più difficile) prevede una desolfurazione dei fumi all'uscita dalla caldaia. Nei processi di desolfurazione più diffusi, i fumi sono lavati con una soluzione assorbente in torri del tipo schematizzato in Fig. 4.9. Poiché il lavaggio provoca un abbassamento notevole di temperatura, a valle della torre si deve installare anche un ventilatore ausiliario che faciliti l'evacuazione al camino.

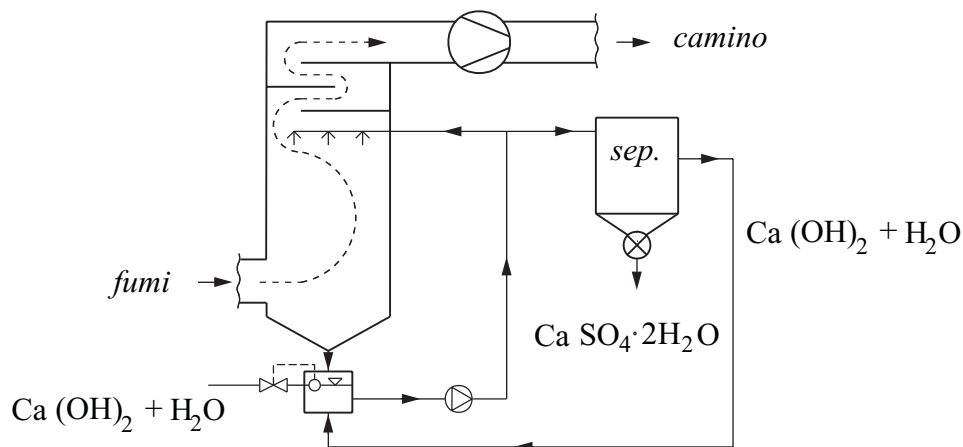
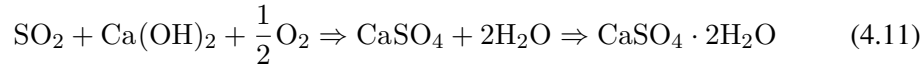


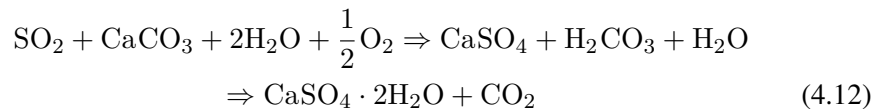
Figura 4.9: Processo di desolfurazione dei fumi in una torre di lavaggio.

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

Nei processi di lavaggio si impiega, di solito, una miscela di acqua ed idrato di calcio, in modo da far avvenire la reazione



In alternativa, il lavaggio può essere condotto utilizzando soluzioni calcaree, in modo da far avvenire la reazione



In entrambi i casi, il prodotto finale è il gesso idrato ($\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$), che può essere essiccato e, successivamente, utilizzato come materiale da costruzione.

Esempio 4.9 Si valuti la quantità di anidride solforosa emessa in un anno da una centrale termoelettrica a carbone da 1.000 MW_{elt} (ovvero circa 2.500 MW_{ter}). Si supponga di utilizzare carbone avente potere calorifico inferiore $H_i = 31,5 \text{ MJ/kg}$, per il quale sono necessari 10,7 kg d'aria stechiometrica per kg di combustibile.

Soluzione

La portata massica di carbone è pari a

$$\dot{m}_c = \frac{q}{H_i} = \frac{2500 \cdot 10^3}{31500} \cong 80 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

L'aria stechiometrica necessaria alla combustione è pari a 10,7 kg_a/kg_c e quindi, per un eccesso d'aria $\epsilon = 20\%$ e, per una densità dell'aria uguale a quella dei fumi (1,2 kg/m³), si ha:

$$\frac{\dot{V}_a}{\dot{m}_c} = \frac{1 + \epsilon}{\rho_a} \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_c} \right)_s = \frac{1,2}{1,2} 10,7 = 10,7 \frac{\text{Sm}_a^3}{\text{kg}_c}$$

e

$$\frac{\dot{V}_f}{\dot{m}_c} = \frac{\rho_a}{\rho_f} \frac{\dot{V}_a}{\dot{m}_c} + \frac{1}{\rho_f} = 1 \cdot 10,7 + \frac{1}{1,2} = 11,5 \frac{\text{Sm}_f^3}{\text{kg}_c}$$

In tali ipotesi, la portata dei fumi è pari a

$$\dot{V}_f = \frac{\dot{V}_f}{\dot{m}_c} \dot{m}_c = 11,5 \cdot 80 = 936 \frac{\text{Sm}_f^3}{\text{s}}$$

Nei fumi, la concentrazione di anidride solforosa non può superare i 400 mg/Sm_f³. Pertanto, la portata massica di anidride solforosa è pari, al più, al prodotto della sua concentrazione massima per la portata volumetrica dei fumi

$$0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 936 = 0,37 \text{ kg/s} = 0,37 \cdot 86400 = 32,3 \text{ t/giorno}$$

Il calcolo illustrato può essere facilmente esteso alle centrali alimentate con olio combustibile.

4.5.2 Inquinamento da ossidi di azoto

L'ossigeno e l'azoto contenuti nell'aria non reagiscono tra loro a temperatura ambiente, ma possono combinarsi durante le combustioni ad alta temperatura generando ossido di azoto



L'ossido di azoto viene emesso con i fumi, e si combina con l'ossigeno atmosferico dando origine, a sua volta, a biossido di azoto



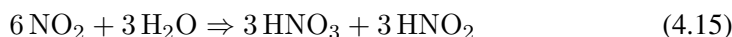
Gli ossidi di azoto sono indicati col nome generico di NO_x dove x sta per 1 o 2. Essi hanno una densità prossima a quella dell'aria e, per quanto riguarda la loro generazione durante le combustioni (che è il caso più frequente), si può dire che più elevata è la temperatura di combustione e maggiore è la quantità di NO_x che si ritrova nell'atmosfera. I motori a combustione interna, che danno luogo alle combustioni più calde, sono i maggiori responsabili della produzione di NO_x . Meglio si comportano i combustori delle turbine a gas poiché operano a temperature più basse e consentono un miglior controllo delle modalità di combustione. Ossidi di azoto, infine, si generano anche dove funzionano generatori di calore a gas naturale e quindi, praticamente, in tutte le case. I valori limite di emissione degli NO_x per gli impianti di potenza superiore a 50 MW_{ter} variano tra 200 mg/Sm^3 per potenze nominali superiori a 500 MW_{ter} , ed i 650 mg/Sm^3 per la potenza nominale di 50 MW_{ter} .

In atmosfera urbana, la miscela di NO ed NO_2 raggiunge il picco di concentrazione nelle zone e nelle ore di traffico più intenso. Già a concentrazioni molto basse, tuttavia, gli NO_x sono percepiti olfattivamente ed, all'aumentare della loro concentrazione, il biossido di azoto (che presenta una tossicità decisamente superiore al monossido), esplica una forte azione irritante sia a livello nasale sia a livello bronchiale.

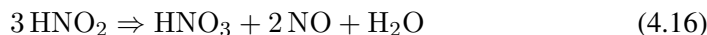
Formazione di acido nitrico

Oltre ad avere, come tali, un effetto negativo sulla salute, gli ossidi di azoto possono combinarsi con il vapore d'acqua presente nell'atmosfera per formare acido nitrico.

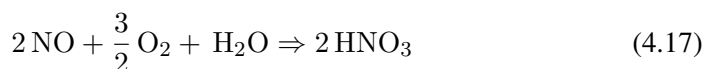
Con riferimento al biossido di azoto si ha la seguente catena di reazioni



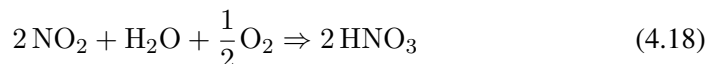
dove HNO_3 è l'acido nitrico ed HNO_2 è l'acido nitroso. L'acido nitroso, a sua volta, può decomorsi



e l'NO così liberato può formare dell'altro acido nitrico reagendo con il vapore acqueo e l'ossigeno dell'atmosfera

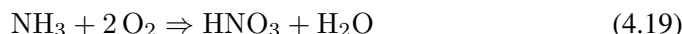


Molto spesso, per semplicità, le reazioni (4.15), (4.16) e (4.17) vengono riassunte nell'unica reazione



che è, indubbiamente, più facile da ricordare (ma che, a rigore, andrebbe moltiplicata per 3). Le reazioni con il vapore acqueo e l'ossigeno rimuovono gli ossidi di azoto dall'atmosfera formando acido nitrico e, di conseguenza, gli NO_x non arrivano alla stratosfera e non contribuiscono all'effetto serra.

Oltre agli ossidi di azoto, un'altra fonte di acido nitrico è l'ammoniaca, le cui emissioni provengono, soprattutto, dai fertilizzanti e dagli allevamenti animali. Nell'atmosfera l'ammoniaca può reagire con l'ossigeno



generando acido nitrico e vapore acqueo.

Emissioni acidificanti

L'acido nitrico, proveniente dagli ossidi di azoto e dall'ammoniaca, e l'acido solforico, proveniente dagli ossidi di zolfo, sono trasportati dai venti, anche per migliaia di chilometri, prima di essere trascinati al suolo dalla pioggia. Le piogge diventano così "acide" e risultano molto nocive per la vegetazione. Gli ossidi di azoto, gli ossidi di zolfo e l'ammoniaca, in quanto precursori delle piogge acide, sono spesso raggruppati insieme nelle statistiche come "emissioni acidificanti". In quest'ultimo caso, per stimare le rispettive capacità acidificanti (espresse in equivalenti acidi $[\text{H}^+]$ sulla base dei parametri utilizzati dall'Agenzia Europea per l'Ambiente), si adottano i fattori di conversione:

$$[\text{SO}_x] = 31,25 [\text{H}^+]; \quad [\text{NO}_x] = 21,74 [\text{H}^+]; \quad [\text{NH}_3] = 58,82 [\text{H}^+]$$

dove $[\text{SO}_x]$, $[\text{NO}_x]$ ed $[\text{NH}_3]$ sono le quantità emesse di ossidi di zolfo, ossidi di azo-

to ed ammoniacca, mentre $[H^+]$ è la quantità equivalente di ioni idrogeno. Pertanto, la quantità complessiva di emissioni acidificanti, espressa in quantità equivalente di ioni idrogeno, è pari a

$$\dot{m}_{H^+} = 31,25 \dot{m}_{SO_x} + 21,74 \dot{m}_{NO_x} + 58,82 \dot{m}_{NH_3} \quad (4.20)$$

Tecnologie di riduzione delle emissioni di NO_x

Gli ossidi di azoto sono pericolosi in quanto tali e, come si è appena visto, possono agire da precursori delle piogge acide. Inoltre, come si vedrà nel Paragrafo 4.5.3, essi possono agire anche da precursori della formazione di ozono nella troposfera. Di conseguenza, nel tempo sono state sviluppate diverse tecnologie di controllo delle emissioni degli NO_x , volte sia a ridurre la formazione di NO_x durante le combustioni, sia a ridurre gli NO_x presenti nei fumi.

Per ridurre la formazione degli NO_x durante le combustioni sono opportuni tutti i provvedimenti che consentono di abbassare la temperatura di combustione. A tal fine sono possibili diverse strategie come:

- **Iniezione di acqua o vapore.** In questo modo si crea un “pozzo termico” nel combustore che assorbe parte del calore generato dalla combustione, limitando la temperatura. L’iniezione di acqua, tuttavia, aumenta le perdite per calore latente nei fumi e può, di conseguenza, abbassare il rendimento dei cicli. Se però si inietta vapore prodotto recuperando calore dai fumi in uscita, si realizza quello che viene definito un “ciclo Stig” ed il rendimento complessivo può anche crescere.
- **Combustione povera.** Nei combustori tradizionali il combustibile si miscela con il comburente all’interno del combustore stesso, e la fiamma si sviluppa nella zona dove la miscela raggiunge la composizione stechiometrica (fiamma a diffusione). Nei moderni combustori DLN (Dry Low NO_x) il combustibile è premiscelato al comburente, in modo da realizzare una miscela uniformemente povera di combustibile. Si eliminano così i picchi di temperatura che si hanno nelle fiamme a diffusione, dove le combustioni vere e proprie sono, sostanzialmente, stechiometriche. Poiché le miscele povere possono dar luogo a combustioni instabili, in genere si aggiunge una fiamma supplementare a diffusione da usarsi a basso carico.
- **Combustione a più stadi.** Nella prima fase di combustione la miscela di combustibile ed aria primaria è molto ricca, e la scarsità di ossigeno inibisce la formazione degli NO_x . Dopo l’ingresso dell’aria secondaria, si ha una seconda fase di combustione con miscela molto povera. L’eccesso d’aria risultante limita la temperatura, e quindi la produzione di NO_x .

- **Ricircolo dei gas di scarico.** Il ricircolo permette di limitare i picchi di temperatura, creando un “pozzo termico” come nel caso dell’iniezione d’acqua, ma con minore impatto sul rendimento. Se molto spinto, il ricircolo porta alla combustione senza fiamma (flameless combustion), in cui si ha combustione distribuita su un volume ampio, anziché concentrata sulla superficie della fiamma. Combustioni senza fiamma, tuttavia, si possono ottenere anche con processi catalitici.

Per rimuovere gli ossidi di azoto dai fumi delle centrali termoelettriche, trova impiego la Riduzione Catalitica Selettiva (SCR), schematizzata nella Fig. 4.10. In tale contesto, è importante notare che il processo di denitrificazione dei fumi con l’utilizzo di un catalizzatore selettivo richiede temperature comprese tra i 300 ed i 400 °C e, quindi, i catalizzatori vanno installati all’uscita dalla caldaia, prima del recuperatore di calore.

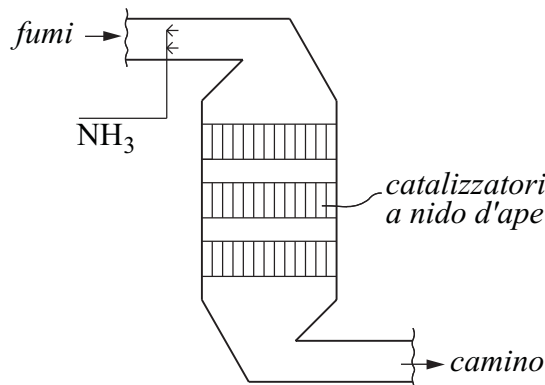
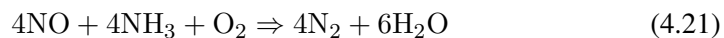


Figura 4.10: Processo di denitrificazione dei fumi in un catalizzatore selettivo.

Nelle condizioni di interesse pratico, caratterizzate da una prevalenza di NO, la tecnologia SCR prevede l’aggiunta di ammoniaca ai fumi, in modo da far avvenire la reazione di denitrificazione



I catalizzatori dei processi SCR sono a base di ossidi metallici ed hanno una struttura a nido d’ape, adatta a favorire il contatto tra fumi e fluidi di lavaggio.

Ovviamente le tecnologie descritte in questo paragrafo non sono suscettibili di applicazione agli impianti di riscaldamento domestici e, quindi, le emissioni di NO_x da tali impianti non sono, al momento, controllabili. In compenso, grazie all’impiego delle marmitte catalitiche discusso nel Paragrafo 4.5.5, attualmente è possibile rimuovere buona parte degli NO_x dai fumi di scarico dei motori a combustione interna.

4.5.3 Inquinamento da ozono

L'ozono, così benefico nella stratosfera perché capace di filtrare le radiazioni ultraviolette, nella troposfera (cioè nella fascia di atmosfera a diretto contatto con la superficie terrestre) è un pericoloso inquinante che attacca vernici, gomme e plastiche, oltre che polmoni, occhi e vegetazione. Una volta inalato, l'ozono penetra in bronchi e polmoni, dove determina infiammazioni che accentuano tutti i disturbi respiratori, asma inclusa.

Nella troposfera, l'ozono è un inquinante secondario che si forma a partire da alcuni inquinanti primari. I precursori più importanti dell'ozono sono: gli ossidi di azoto con un contributo dell'ordine del 50% del totale, i composti organici volatili non metaniferi (COVNM) con un contributo dell'ordine del 40% ed, in misura decisamente inferiore, l'ossido di carbonio con un contributo dell'ordine del 9%, ed il metano con un contributo dell'ordine dell'1%.

Il biossido di azoto è, come si è detto, la forma atmosferica stabile degli NO_x . Il biossido di azoto è un gas di colore marrone scuro, che assorbe l'energia della radiazione solare, scindendosi in ossido di azoto ed ossigeno atomico



L'ossigeno atomico, a sua volta, si combina con l'ossigeno molecolare atmosferico dando luogo ad ozono



I COVNM, emessi da diversi processi produttivi e dai motori a benzina non catalizzati, in presenza di radiazione solare possono produrre ozono ed ossidanti fotochimici. Se, per semplicità, si fa riferimento all'etilene C_2H_4 (che è un COVNM molto reattivo a causa del doppio legame carbonio: $\text{H}_2\text{C} = \text{CH}_2$) e si segue il suo percorso nella troposfera, si riscontra un'interessante catena di reazioni. Il primo anello è la reazione dell'etilene con il radicale OH^- , sempre presente nell'atmosfera. Questa reazione dà origine ad una molecola d'acqua ed al radicale etilenico C_2H_3^- (nel seguito, per alleggerire la notazione, semplicemente R), che appartiene alla famiglia dei radicali alchilici (ovvero derivati dagli idrocarburi attraverso la perdita di un atomo di idrogeno). Con la notazione semplificata, la reazione risultante può essere scritta nella forma

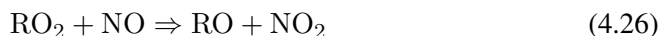


Il radicale R si combina con l'ossigeno



dando origine al radicale RO_2 , la cui formula chimica è: $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}_2^-$. Il radicale RO_2 , a sua volta, reagisce con l'ossido di azoto

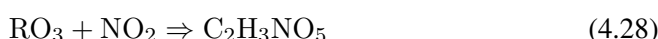
4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI



dando origine al radicale RO, la cui formula chimica è: $\text{C}_2\text{H}_3\text{O}^-$, e formando biossido di azoto che agisce da precursore dell'ozono attraverso le già discusse reazioni (4.22) e (4.23). Il radicale RO, a sua volta, si combina con l'ossigeno

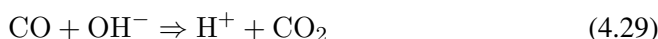


formando il radicale RO_3 , la cui formula chimica è $\text{C}_2\text{H}_2\text{O}_3^-$. Infine l' RO_3 può combinarsi con l' NO_2



formando perossiacetilnitrato (PAN), molto dannoso per l'uomo e per la vegetazione.

L'ossido di carbonio, emesso durante le combustioni incomplete del carbonio, può combinarsi con il radicale OH^- (che, come si è detto, è sempre presente nell'atmosfera) liberando un atomo di idrogeno



L'atomo di idrogeno reagisce con l'ossigeno formando il radicale idroperossido



che, generalmente, viene indicato con la notazione semplificata HO_2 . Il radicale idroperossido, a sua volta, reagisce con l'ossido di azoto



liberando nuovamente il radicale OH^- e formando biossido di azoto che agisce da precursore dell'ozono.

Il metano, come si è detto, può venire emesso durante il suo ciclo di vita, ma può anche generarsi spontaneamente, come biogas, nei processi di fermentazione anaerobica. Per esso, si ha una catena di reazioni simili a quelle già descritte per l'etilene con un primo passo



dove, questa volta, R è la notazione semplificata per il radicale CH_3^- . Attraverso le reazioni (4.25) e (4.26), il radicale R dà poi origine al biossido di azoto che agisce da precursore dell'ozono.

Nelle statistiche di emissione dei precursori dell'ozono, gli ossidi di azoto ed i composti organici volatili non metaniferi sono quasi sempre raggruppati insieme, mentre le emissioni di ossido di carbonio sono considerate a parte e le emissioni di metano sono considerate nel contesto dei gas serra. In base alle indicazioni dell'Agenzia Eu-

ropea per l'Ambiente, per i precursori dell'ozono si adottano i fattori di conversione in equivalenti [TOFP], ovvero Tropospheric Ozone Forming Potentials:

$$\begin{aligned} [\text{NO}_x] &= 1,22 [\text{TOFP}] & [\text{COVM}] &= 1 [\text{TOFP}] \\ [\text{CO}] &= 0,11 [\text{TOFP}] & [\text{CH}_4] &= 0,014 [\text{TOFP}] \end{aligned}$$

dove $[\text{NO}_x]$, $[\text{COVM}]$, $[\text{CO}]$, e $[\text{CH}_4]$ sono le quantità emesse di: ossidi di azoto, COVM, ossido di carbonio e metano, mentre [TOFP] è la quantità equivalente di potenziale di formazione di ozono. Pertanto, la quantità complessiva di NO_x e COVM, espressa in quantità equivalente di TOFP, è pari a

$$\dot{m}_{\text{TOFP}} = 1,22 \dot{m}_{\text{NO}_x} + 1 \dot{m}_{\text{COVM}} \quad (4.33)$$

mentre la quantità complessiva dell'insieme di tutti i precursori è pari a

$$\dot{m}_{\text{TOFP}} = 1,22 \dot{m}_{\text{NO}_x} + 1 \dot{m}_{\text{COVM}} + 0,11 \dot{m}_{\text{CO}} + 0,014 \dot{m}_{\text{CH}_4} \quad (4.34)$$

4.5.4 Inquinamento da polveri sottili

I combustibili solidi, legna inclusa, sono caratterizzati dalla presenza di sostanze incombustibili in percentuali che possono variare entro ampi margini. Il problema è particolarmente serio per il carbone, nel quale gli incombustibili possono raggiungere anche il 10% della massa. Dopo la combustione, le sostanze non bruciate sono indicate con il nome di ceneri se restano nel focolare, mentre sono chiamate polveri sottili, o particolato, quando sono trascinate in sospensione nei fumi. Le polveri sottili, soprattutto nelle loro frazioni dimensionali più piccole PM10 e PM2,5 (ovvero con diametri inferiori, rispettivamente a 10 e 2,5 μm), rimangono a lungo in sospensione nell'atmosfera e, se inalate, superano facilmente la barriera delle prime vie respiratorie, penetrando nei bronchi e negli alveoli polmonari. Qui i danni biologici possono derivare sia dalla tossicità propria delle particelle sia, più frequentemente, dalla tossicità delle sostanze depositatesi sulle particelle stesse: in quest'ultimo caso, le particelle fanno da tramite per la penetrazione di sostanze nocive nell'apparato respiratorio.

I combustibili liquidi come l'olio combustibile ed, in misura molto minore, il gasolio contengono una percentuale ridotta, ma non nulla, di sostanze incombustibili capaci di dare origine a ceneri e polveri. In aggiunta, essi possono dare luogo alla formazione di particelle carbonizzate (e non bruciate) che vanno sempre in sospensione nei fumi. I combustibili gassosi, come il gas naturale, non contengono (ovviamente) sostanze incombustibili e non danno nemmeno luogo alla formazione di particelle carboniose. Pertanto gli impianti di riscaldamento a gas naturale non possono essere ritenuti, in alcun modo, responsabili delle emissioni di polveri sottili.

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

Gli impianti domestici di riscaldamento che bruciano legna e gasolio, e quei pochi impianti domestici che ancora bruciano carbone ed olio combustibile sono, invece, molto pericolosi dal punto di vista delle emissioni di particolato, in quanto non sono soggetti ad alcun controllo. Meno pericolosi sono, invece, i grandi impianti di combustione dove le emissioni di polveri PM10 devono essere inferiori al limite fissato in $50 \text{ mg}/\text{Sm}^3$ per potenze nominali superiori a $50 \text{ MW}_{\text{ter}}$. Per rientrare in questo limite, i fumi in uscita dai generatori di vapore delle centrali termoelettriche sono fatti passare attraverso elettrofiltri del tipo schematizzato in Fig. 4.11 (a). Come indicato in Fig. 4.11 (b), nel filtro viene creato un campo elettrostatico ad alta tensione tra due gruppi di piastre, uno carico negativamente e l'altro collegato a terra. Le particelle in sospensione nei fumi ricevono una carica negativa durante il passaggio nell'elettrofiltro e, di conseguenza, sono attratte dalle piastre collegate a terra dove si scaricano per contatto e precipitano.

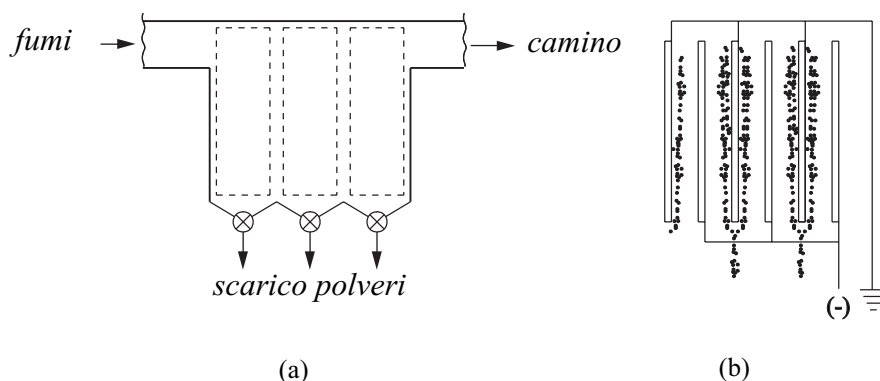


Figura 4.11: Elettrofiltro: (a) schema funzionale e (b) principio di funzionamento.

Gli elettrofiltri a servizio di una centrale termoelettrica trattengono fino al 99,5% in massa delle particelle sospese e, quindi, si dice che hanno efficienza del 99,5%. Purtroppo una frazione importante delle particelle non catturate è costituita dalle particelle più piccole che, come si è già rilevato, sono anche le più pericolose dal punto di vista sanitario. L'attività di ricerca, pertanto, tende al miglioramento delle prestazioni dei filtri agendo sull'efficacia di attrazione delle polveri sottili, e sulla pulizia automatica dei filtri stessi per ridurre il rientro di particolato nei fumi.

Un problema a parte è costituito dall'emissione di particolato durante il funzionamento dei motori Diesel, ma di quest'argomento ci si occuperà nel Paragrafo 4.5.5.

Esempio 4.10 Con riferimento alla centrale termoelettrica a carbone di cui all'Esempio 4.9, si valutino la produzione di ceneri e particolato, l'emissione di parti-

colato nell'atmosfera in presenza di un elettrofiltro con efficienza del 99,5%, e la concentrazione di particolato nei fumi dopo l'elettrofiltro.

Soluzione

Nell'Esempio 4.9 si era calcolata una portata massica di carbone $\dot{m}_c \cong 80$ kg/s. Con riferimento ad una percentuale media del 7,5% di sostanze incombustibili nel carbone si ha una produzione di incombusti pari a

$$\dot{m}_{incomb} = 0,075 \dot{m}_c = 6 \text{ kg/s}$$

mentre, con riferimento ad una percentuale media di particolato dell'1,5% della massa di carbone si ha una produzione di particolato pari a

$$\dot{m}_{polveri} = 0,015 \dot{m}_c = 1,2 \text{ kg/s}$$

La maggior parte di queste polveri (99,5%) è trattenuta dagli elettrofiltri, per cui nell'atmosfera arriva soltanto

$$\dot{m}_{emiss} = 0,005 \dot{m}_{polveri} = 0,006 \text{ kg/s}$$

ovvero: $0,006 \cdot 86400 = 500$ kg/giorno.

Nell'Esempio 4.9 si era calcolata una portata volumetrica di fumi $\dot{V}_f = 936$ Sm³/s e, di conseguenza, la concentrazione di particolato nei fumi è pari a

$$\frac{\dot{m}_{emiss}}{\dot{V}_f} = \frac{0,006}{936} = 6,41 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg}}{\text{Sm}_f^3} = 6,41 \frac{\text{mg}}{\text{Sm}_f^3}$$

Poiché la massima concentrazione ammissibile di PM10 nei fumi è pari a 50 mg/Sm³, per rientrare nei limiti sarebbe bastato un filtro con efficienza minore. Infatti, anche se il filtro avesse lasciato in sospensione una quantità di particelle $(50 / 6,41) = 7,8$ volte superiore e, quindi, avesse avuto un'efficienza pari a $100 - (7,8 \cdot 0,5) = 96,1\%$, il limite dei 50 mg/sm³ sarebbe stato ugualmente rispettato.

4.5.5 Inquinamento da traffico

Tutti i combustibili fossili contengono carbonio, e dalle combustioni incomplete del carbonio si può formare ossido di carbonio (CO). Si possono avere combustioni incomplete anche per insufficiente eccesso d'aria nelle caldaie, ma le statistiche dimostrano che il contributo principale alle emissioni di CO è dato dai motori a combustione interna. L'ossido di carbonio è un gas velenoso in quanto interferisce con il trasporto dell'ossigeno al cervello, sequestrando l'emoglobina e trasformandola in carbossiemoglobina. La carbossiemoglobina induce disturbi nervosi ed aumenta i tempi di reazione già a concentrazioni ematiche molto basse mentre, a concentrazioni elevate, può causare intorpidimento e morte. Va poi segnalato che i fumatori

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

hanno livelli di concentrazione di carbossiemoglobina nel sangue più alti di quelli dei non fumatori e, quindi, sono particolarmente sensibili all'inquinamento da CO atmosferico.

Nei motori a benzina, aria e combustibile sono miscelati in percentuali molto vicine a quelle stechiometriche, e devono bruciare in un tempo molto limitato. Inoltre, durante l'avviamento a freddo o nella marcia a piena potenza, la miscela viene arricchita. Quindi è facile che non tutto il carburante bruci e, di conseguenza, siano emessi ossido di carbonio ed idrocarburi HC (che sono il rappresentante più diffuso della famiglia dei COVNM, i composti organici volatili non metaniferi). Nei motori a gasolio la combustione può non essere completa a causa, ad esempio, di un'insufficiente turbolenza in camera di combustione. Anche i motori a gasolio sono, quindi, parzialmente responsabili delle emissioni di CO ed HC. I motori a gasolio, però, utilizzano forti eccessi d'aria e danno luogo a percentuali di CO ed HC allo scarico più basse di quelle che si hanno nei motori a benzina. Benzina e gasolio infine, hanno una tensione di vapore non nulla e, quindi, evaporano dai serbatoi o da eventuali perdite di liquido durante i rifornimenti.

Per aumentare il numero di ottano delle benzine tradizionali si usava aggiungere piombo tetraetile, un additivo che restava nei fumi ed era immesso nell'atmosfera. Il piombo poi precipitava e si accumulava nell'ambiente poiché, una volta depositato sulle colture vegetali, entrava nel ciclo alimentare e, come tutti i metalli pesanti, non era metabolizzato dagli organismi viventi. Con l'avvento delle marmitte catalitiche, il piombo è stato eliminato in quanto si sarebbe depositato sulle superfici dei catalizzatori mettendoli, in breve, fuori servizio. Le "benzine verdi" senza piombo contengono però diversi idrocarburi aromatici, tra i quali il benzene (C_6H_6), che sono aggiunti insieme ad alcoli, quali metanolo od etanolo, per aumentare il numero di ottano. In base alla Legge 413/97, nelle benzine di produzione nazionale le concentrazioni massime di benzene ed idrocarburi aromatici sono, rispettivamente, dell'1% e del 40% in volume. Purtroppo, la maggior parte delle emissioni di benzene deriva dallo scarico dei veicoli a benzina dove il benzene è presente sia come incombusto sia come prodotto della trasformazione di altri idrocarburi aromatici. Il benzene è una sostanza ad elevato rischio sanitario e viene considerato un possibile cancerogeno. Inoltre, la semplice inalazione di aria con un'elevata concentrazione di benzene è sufficiente a generare sonnolenza, vertigini, tachicardia, mal di testa, tremori e stato confusionale.

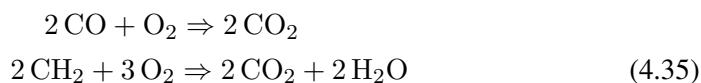
Dalle combustioni nei motori a gasolio si possono avere emissioni di particolato in fase d'accelerazione, quando la miscela aria-combustibile viene fortemente arricchita. Il gasolio, infatti, viene polverizzato ma, a differenza della benzina, non evapora immediatamente. Pertanto, se l'iniezione è mal regolata o se le goccioline ristagnano in qualche zona morta del cilindro, si può avere una carbonizzazione delle gocciolo-

line che non bruciano, con la formazione conseguente di fuliggine. Il “fumo nero” dei motori a gasolio, quindi, è indice tipico di mal funzionamento. Infine, in tutti i motori a combustione interna, ma soprattutto in quelli a benzina, la combustione ha luogo ad alta temperatura e, quindi, in condizioni tali da favorire la formazione di ossidi d’azoto.

In sintesi, gli autoveicoli sono i maggiori responsabili delle emissioni di ossido di carbonio ed idrocarburi incombusti. Tutti i motori, ma soprattutto quelli a benzina, emettono anche ossidi di azoto, mentre i motori a gasolio sono i soli responsabili delle emissioni di particolato. Le emissioni dei motori possono essere contenute prendendo opportuni provvedimenti di carattere tecnologico, sia in fase di progettazione sia in fase di manutenzione. L’esame di questi provvedimenti non rientra tra gli scopi di questo testo trattandosi, sostanzialmente, di regole dell’arte per costruttori e manutentori automobilistici. Qui si vuole solo ricordare che, negli ultimi anni, le emissioni dei motori a benzina sono state fortemente ridotte grazie all’introduzione delle marmitte catalitiche trivalenti, mentre le emissioni dei motori a gasolio sono in fase di riduzione grazie all’introduzione, più recente, dei filtri anti-particolato.

Le marmitte catalitiche trivalenti per i motori a benzina derivano il loro nome dal fatto di essere in grado di rimuovere, contemporaneamente, i tre principali inquinanti presenti nei gas di scarico: gli idrocarburi (qui rappresentati per semplicità dal solo gruppo CH_2), gli NO_x (qui rappresentati dall’ossido di azoto NO) e l’ossido di carbonio CO . Come si vede dallo schema di Fig. 4.12, le marmitte catalitiche sono costituite da un involucro metallico contenente, al suo interno, una struttura a nido d’ape (ceramica, per le autovetture normali, o metallica, per le autovetture ad alte prestazioni). I numerosissimi canali del nido d’ape sono rivestiti internamente con uno strato di allumina porosa che contiene i catalizzatori a base di platino e di rodio, capaci di accelerare notevolmente, ma senza prendervi parte, sia le reazioni di ossidazione sia la reazione di riduzione.

Le reazioni di ossidazione, favorite dal catalizzatore a base di platino, sono:



mentre quella di riduzione, favorita dal catalizzatore a base di rodio, è:



Pur facilitate dai catalizzatori, le reazioni di ossidazione e quella di riduzione possono avvenire contemporaneamente solo in un intervallo molto ristretto del rapporto aria-combustibile, nelle vicinanze del rapporto stechiometrico. Da questo fatto deriva la necessità di dotare gli autoveicoli con marmitta catalitica di un dispositivo di

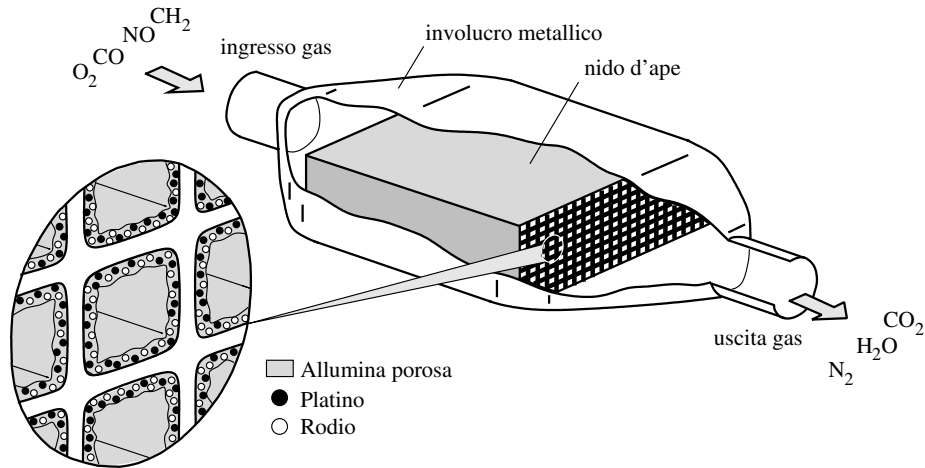


Figura 4.12: Schema di un catalizzatore trivalente monolitico per motori a benzina.

iniezione elettronica, con retroazione comandata da un rilevatore del rapporto “ λ ” tra massa d’aria utilizzata e massa d’aria stechiometrica: in pratica un sensore della presenza di ossigeno nei gas di scarico (la cosiddetta “sonda lambda”). Grazie alla sonda lambda, il sistema di controllo può garantire che, allo scarico del motore, vi sia ancora abbastanza ossigeno (residuo delle combustioni incomplete) per completare le reazioni di ossidazione (4.35), ma non troppo ossigeno da impedire le reazioni di riduzione (4.36).

L’impiego di filtri antiparticolato costituisce, attualmente, la più diffusa tecnologia di riduzione delle emissioni di polveri sottili dei motori a gasolio. In un filtro antiparticolato la struttura filtrante, contenuta all’interno di un involucro metallico simile a quello delle marmitte catalitiche, è costituita da un insieme di numerosissimi canali con pareti porose, metalliche o ceramiche. Come si vede dallo schema di Fig. 4.13, i gas combusti sono costretti ad attraversare le pareti che, così, trattengono le particelle di dimensioni superiori a quelle dei pori. Il continuo accumulo di parti-

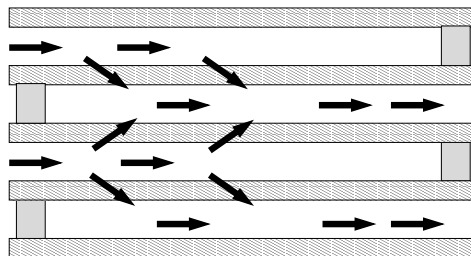


Figura 4.13: Schema di funzionamento di un filtro antiparticolato per motori a gasolio.

celle all'interno del filtro provoca, evidentemente, un progressivo intasamento, e ciò influenza in maniera negativa il comportamento del motore. Per questo è necessario rimuovere il particolato attraverso un qualche processo di rigenerazione. La tecnica di rigenerazione più diffusa è quella di innescare periodicamente la combustione del particolato all'interno del filtro mediante un'iniezione supplementare di carburante.

4.6 EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL'ARIA

Quasi sempre l'inquinamento viene percepito ed affrontato su base locale, come un problema riguardante aree particolari, quali le zone industriali e le città densamente popolate. In realtà, gli inquinanti possono viaggiare anche per migliaia di chilometri trasportati dai venti (come succede, ad esempio, nel caso delle piogge acide), e l'inquinamento può facilmente trasformarsi in fenomeno transfrontaliero riguardante più stati. L'inquinamento, comunque, parte sempre dalle fonti per poi distribuirsi, su piccola o grande scala, nel territorio circostante. Inoltre, come si è visto, gli inquinanti emessi direttamente, definiti primari, possono trasformarsi nell'atmosfera dando vita ad inquinanti secondari (come succede, ad esempio, nelle generazioni di acido solforico, acido nitrico ed ozono troposferico a partire dai precursori). Pertanto, vanno monitorate le emissioni degli inquinanti primari, ma anche le emissioni dei precursori degli inquinanti secondari. Infine, vanno attentamente seguite, anche se quantitativamente ridotte, le emissioni di sostanze molto pericolose per la salute come: benzene, metalli pesanti e composti organici persistenti

In armonia con una prassi statistica consolidata, nel testo si esaminano soltanto le emissioni inquinanti che hanno luogo sul territorio nazionale, senza occuparsi dei successivi processi di diffusione su piccola o grande scala. Inoltre, si considerano solo le emissioni di interesse energetico, trascurando le attività agricole ed industriali non direttamente legate alla produzione, od all'utilizzo, di energia e, quindi, non rilevanti ai fini che questo testo si propone.

4.6.1 Inquinanti primari

In termini quantitativi, gli inquinanti primari più importanti sono: gli ossidi di zolfo e azoto, l'ammoniaca, l'ossido di carbonio, i composti organici volatili non metaniferi (COVNM) ed il particolato (PM10 e PM2,5). Le emissioni di questi inquinanti sono riconducibili, in buona parte, al sistema energetico con l'esclusione, come si è già rilevato, di quelle di ammoniaca che provengono, soprattutto, dall'agricoltura (e che, per questo motivo, ricevono un'attenzione solo marginale nel seguito del paragrafo).

Negli ultimi anni, in Italia, le emissioni dei principali inquinanti primari, espres-

se in migliaia di tonnellate all'anno, hanno avuto l'andamento diagrammato in Fig. 4.14. Come si può vedere, gli sforzi volti a tenere sotto controllo le emissioni inquinanti stanno dando buoni frutti ma, per un'ulteriore analisi, è interessante fare riferimento anche alla ripartizione per settori di attività riportata nella Tabella 4.4. Dalla tabella, infatti, si vede che i trasporti sono i principali responsabili delle emissioni di ossidi di azoto, ossido di carbonio e polveri sottili, e contribuiscono in maniera significativa alle emissioni di COVNM. I processi produttivi, invece, sono i maggiori responsabili delle emissioni di COVNM, in quanto molte industrie chimiche utilizzano idrocarburi come materia prima. Le combustioni energetiche, infine, sono le principali responsabili delle emissioni di ossidi di zolfo mentre, nel loro complesso, le combustioni (energetiche, civili ed industriali) forniscono un importante contributo anche alle emissioni di ossidi di azoto, ossido di carbonio e polveri sottili.

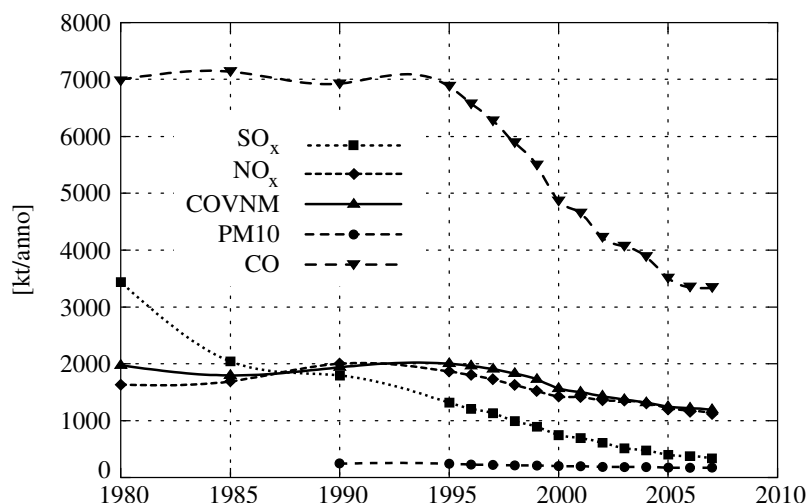


Figura 4.14: Andamento delle principali emissioni atmosferiche inquinanti in Italia nel periodo 1980-2007, espresse in migliaia di tonnellate all'anno [Elaborazione su dati ISPRA].

Per quanto riguarda i limiti nazionali di emissione, stabiliti dal DLgs 171/04 in recepimento della Direttiva 2001/81/CE, si può osservare quanto segue:

Ossidi di zolfo

Il limite nazionale è di 475 kt/a, da raggiungere entro il 2010. Per contro, le emissioni complessive di ossidi di zolfo nel 2007 sono risultate pari a 338,4 kt/a e, quindi, ben inferiori al valore limite. Il superamento in anticipo dell'obiettivo è attribuibile, principalmente, alla progressiva sostituzione nelle centrali termoelettriche di olio combustibile e carbone con il gas naturale. D'altra parte, un contributo importante è stato dato anche dalla depurazione dei fumi in uscita dai grossi impianti di combustione.

4.6. EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL'ARIA

Tabella 4.4: Ripartizione delle principali emissioni inquinanti in Italia, espresse in migliaia di tonnellate all'anno con riferimento al 2007 [Elaborazione su dati ISPRA].

SETTORE	SO _x	NO _x	CO	COVNM	PM10
combustioni energetiche	143,4	104,9	55,1	5,6	4,3
combustioni civili	14,0	89,7	658,2	68,7	27,6
combustioni industriali	65,4	144,0	355,2	8,2	21,9
processi produttivi	58,6	11,3	119,2	589,9	19,9
lavorazioni dei combustibili	–	–	–	47,9	0,8
trasporti	47,9	777,5	1.886,5	450,4	58,1
trattamento rifiuti	9,3	13,6	269,4	23,5	12,0
agricoltura	–	0,5	12,6	1,2	17,8
TOTALE	338,4	1.141,4	3.336,3	1.195,3	162,4

Ossidi di azoto

Il limite nazionale di emissione è di 990 kt/a, da raggiungere entro il 2010. Per contro, le emissioni complessive di ossidi di azoto nel 2007 sono risultate pari a 1.141,4 kt/a, con una diminuzione, negli ultimi anni, dell'ordine del 5% all'anno. Pertanto, anche in questo caso, l'obiettivo dovrebbe essere raggiunto. La riduzione delle emissioni di NO_x è attribuibile alla progressiva introduzione, a partire dal 1992, della marmitta catalitica trivalente sulle auto a benzina ed ai provvedimenti adottati per migliorare la combustione nei grandi impianti.

Ammoniaca

Il limite nazionale di emissione per l'ammoniaca è di 419 kt/a, da raggiungere entro il 2010. Per contro, le emissioni complessive di ammoniaca nel 2007 sono risultate pari a 418,1 kt/a. Pertanto l'obiettivo è stato raggiunto nonostante le emissioni di ammoniaca siano dovute, essenzialmente, al settore agricolo (che, sinora, è stato solo marginalmente interessato da provvedimenti volti a ridurre l'inquinamento atmosferico).

COVNM

Il limite nazionale di emissione è di 1.159 kt/a, da raggiungere entro il 2010. Per contro, nel 2007 le emissioni complessive di COVNM sono risultate pari a 1.195,3 kt/a. Pertanto, anche in questo caso, l'obiettivo dovrebbe essere raggiunto. La riduzione delle emissioni di COVNM è attribuibile, essenzialmente, alla introduzione della marmitta catalitica trivalente sulle auto a benzina.

Per quanto riguarda, invece, le emissioni di inquinanti che influiscono sulla qualità locale dell'aria, ma non sono soggette a limitazioni nazionali, si può osservare quanto segue:

PM10

Tra il 1990 (primo anno per il quale si dispone di rilevazioni attendibili per il particolato) ed il 2007, le emissioni nazionali si sono ridotte di circa il 30% ma tale riduzione, evidentemente, non è bastata ad evitare le sempre più frequenti situazioni di allarme per inquinamento da polveri che si registrano nelle aree urbane. D'altra parte l'analisi per settori non fornisce indicazioni sicure sulle strategie da seguire. Nel caso dei trasporti, che da soli sono responsabili del 36% delle emissioni, ci si può aspettare una buona riduzione grazie all'avvento, nel 2007, del filtro antiparticolato sui motori a gasolio. Nel settore della produzione di energia le emissioni sono già molto ridotte grazie all'introduzione del filtraggio dei fumi in uscita dai grossi impianti. In settori come l'agricoltura ed i processi produttivi, per contro, le emissioni non sembrano essere facilmente suscettibili di interventi tecnologici di riduzione. In altri settori, infine, le emissioni sembrano risentire di fattori diversi come l'aumento del consumo di legna nelle combustioni civili e l'aumento del numero di impianti di trattamento dei rifiuti collegato, a sua volta, alla riduzione dei conferimenti diretti in discarica).

Ossido di carbonio

Dopo esser rimaste pressoché stazionarie nel decennio 1980-1990, le emissioni di ossido di carbonio si sono ridotte di circa il 50% nel periodo 1990-2007. La riduzione è attribuibile, ancora una volta, all'introduzione della marmitta catalitica trivalente sulle auto a benzina.

4.6.2 Precursori degli inquinanti secondari

I più importanti precursori degli inquinanti secondari sono le sostanze acidificanti ed i precursori dell'ozono troposferico. Per essi si può osservare quanto segue:

Sostanze acidificanti

Nei Paragrafi 4.5.1 e 4.5.2 si è visto che le emissioni di ossidi di zolfo, ossidi di azoto ed ammoniaca giocano un ruolo determinante anche nell'acidificazione delle piogge. La Fig. 4.15 riporta l'andamento delle emissioni acidificanti complessive nel periodo 1980-2007, espresse in migliaia di tonnellate equivalenti all'anno di ioni idrogeno H^+ . Come si ricorderà, in base all'Eq. (4.20) il valore globale di H^+ è dato dalla somma delle emissioni di SO_x , NO_x e NH_3 prese, ciascuna, con il proprio fattore di pesata. Dalla figura si vede che le emissioni acidificanti si sono molto ridotte, grazie alla riduzione delle singole emissioni di SO_x e di NO_x .

Precursori dell'ozono

Nel Paragrafo 4.5.2, si è visto che le emissioni di ossidi di azoto e composti organici

4.6. EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL'ARIA

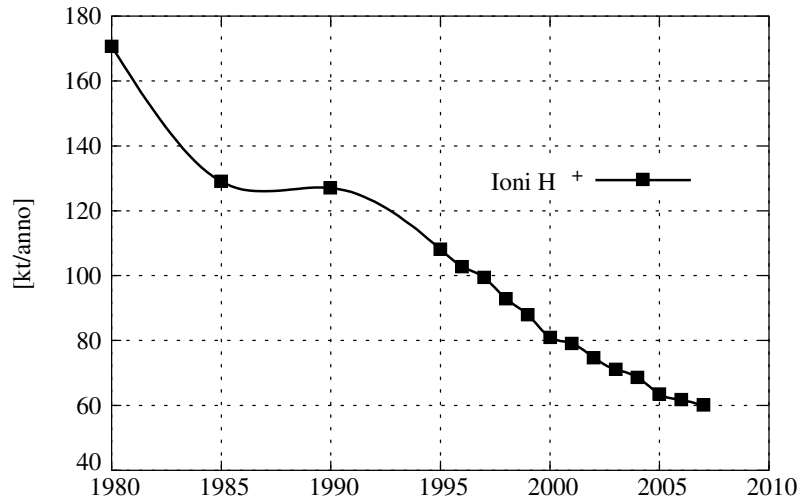


Figura 4.15: Andamento delle emissioni acidificanti in Italia nel periodo 1980-2007, espresse in migliaia di tonnellate equivalenti all'anno di ioni idrogeno H^+ [Elaborazione su dati ISPRA].

volatili giocano un ruolo determinante anche nella formazione di ozono troposferico. La Fig. 4.16 riporta l'andamento delle emissioni complessive dei due principali precursori dell'ozono (NO_x e COVNM) nel periodo 1980-2007, espresse in migliaia di tonnellate equivalenti all'anno di TOFP (Tropospheric Ozone Forming Potential).

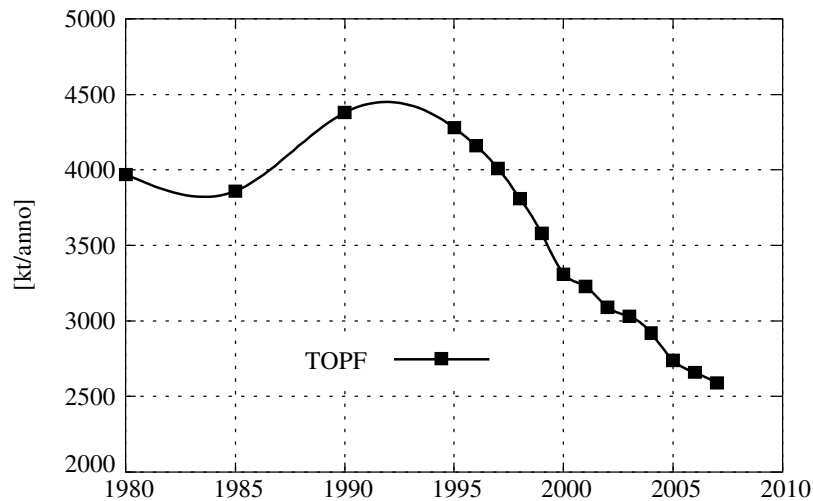


Figura 4.16: Andamento delle emissioni dei precursori dell'ozono troposferico in Italia nel periodo 1980-2007, espresse in migliaia di tonnellate equivalenti all'anno di TOFP [Elaborazione su dati ISPRA].

Come si ricorderà, in base all'Eq. (4.33) il valore complessivo è dato dalla somma delle emissioni di NO_x e COVNM prese, ciascuna, con il proprio fattore di pesata. Dalla figura si vede che le emissioni acidificanti si sono molto ridotte, grazie alla riduzione delle singole emissioni di NO_x e COVNM.

4.6.3 Sostanze pericolose

Come si è già osservato, alcune emissioni non sono quantitativamente importanti ma, essendo particolarmente nocive, giocano ugualmente un ruolo significativo sulla qualità dell'aria. Tra esse, le emissioni di benzene e piombo e quelle di diverse sostanze organiche persistenti sono riconducibili al settore energetico e, come tali, sono esaminate nel seguito.

Benzene e piombo

Gli andamenti delle emissioni di benzene (C_6H_6) e piombo sono illustrati nella Fig. 4.17, mentre le ripartizioni per settore di attività sono riportate in Tabella 4.5. Benzene e piombo sono considerati insieme, poiché le loro emissioni sono (nel caso del benzene) od erano (nel caso del piombo) ascrivibili, essenzialmente, al settore dei trasporti. (Il benzene è un componente aggiunto alle benzine verdi per aumentarne il potere antidetonante, mentre il piombo tetraetile era aggiunto alle benzine tradizionali, sempre per aumentarne il potere antidetonante). Negli ultimi anni le emissioni di benzene in atmosfera si sono ridotte grazie alla diffusione delle marmitte catalitiche trivalenti, mentre le emissioni di piombo sono praticamente scomparse insieme alle

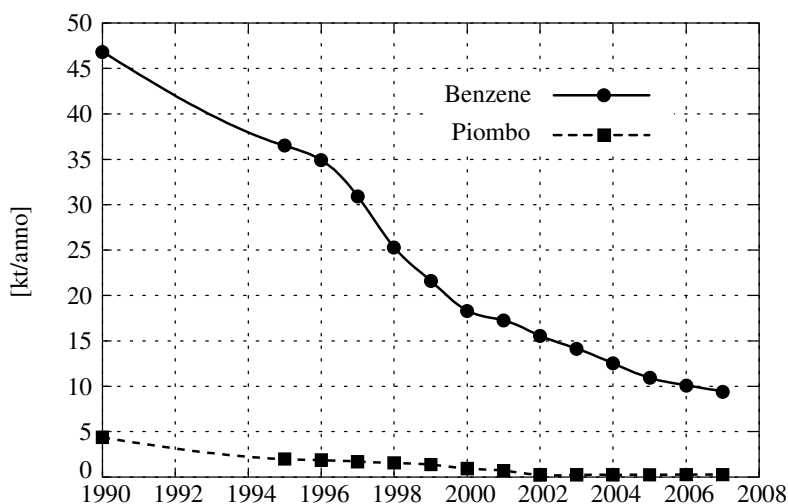


Figura 4.17: Andamenti delle emissioni di benzene e piombo in Italia nel periodo 1990-2007, espresse in migliaia di tonnellate all'anno [Elaborazione su dati ISPRA].

4.6. EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL'ARIA

Tabella 4.5: Ripartizione per settori di attività nel 2007 delle emissioni di sostanze pericolose [Elaborazione su dati ISPRA].

SETTORE	Benzene [t/a]	Piombo [t/a]	IPA [t/a]	Diossine e furani [(g-TEQ)/a]
combustioni energetiche	–	3,8	6,5	12,0
combustioni civili	–	39,8	68,7	54,4
combustioni industriali	–	142,6	2,5	124,1
processi produttivi	2705,0	81,8	43,2	88,5
lavorazione dei combustibili	30,0	–	–	–
trasporti	6695,0	1,1	3,2	2,5
trattamento rifiuti	–	4,1	31,2	36,5
agricoltura	–	–	–	–
TOTALE	9430,0	273,2	155,3	318,0

benzine tradizionali, in quanto il piombo tetraetile è incompatibile con i catalizzatori delle marmitte catalitiche.

Sostanze organiche persistenti

Con il nome di sostanze organiche persistenti si usa indicare alcune sostanze particolarmente pericolose per la salute umana come gli IPA (Idrocarburi Policiclici Aromatici, rappresentati dal benzopirene $C_{20}H_{12}$ formato da cinque anelli benzenici condensati), le diossine ed i furani. Tali sostanze sono accomunate da: persistenza nell'ambiente (dalla quale deriva il nome), fenomeni conseguenti di accumulo nell'organismo e rilevanza sanitaria (in quanto probabili cancerogeni). In particolare, la più pericolosa delle diossine: la tetracloro-dibenzo-p-diossina (TCDD) è classificata dall'IARC come cancerogeno certo.

Gli andamenti delle emissioni di sostanze organiche persistenti sono illustrati nella Fig. 4.18, mentre le ripartizioni per settore di attività sono riportate in Tabella 4.5. (Si noti che, in quest'ultima tabella, l'indice di tossicità equivalente TEQ rapporta la tossicità delle diverse specie di diossine e furani alla tossicità della TCDD). Nell'ambito del Protocollo di Aarhus (GU-UE del 19.03.2004) l'Italia ha l'impegno di ridurre, entro il 2010, le emissioni di IPA, diossine e furani a livelli inferiori rispetto a quelli del 1990. Come si vede dalla Fig. 4.18 l'obiettivo è stato ampiamente conseguito per le emissioni di diossine e furani, mentre si è avuta una crescita di circa il 50%, rispetto al 1990, per le emissioni di IPA. Diossine e furani possono formarsi soltanto se i combustibili di partenza sono contaminati con cloro e le combustioni hanno luogo a temperature relativamente basse. Pertanto la forte riduzione intervenuta in queste emissioni si spiega con la sostanziale scomparsa dell'olio combustibile e del carbone negli impianti di riscaldamento civili, e con la più attenta gestione delle temperature

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

di combustione negli impianti di incenerimento dei rifiuti. A differenza delle diossine e dei furani, gli IPA sono composti esclusivamente da carbonio ed idrogeno e, di conseguenza, possono formarsi da tutte le combustioni incomplete di idrocarburi e sostanze organiche in genere. Pertanto gli aumenti nelle emissioni di IPA potrebbero giustificarsi pensando a controlli insufficienti dell'eccesso d'aria nelle combustioni civili e negli inceneritori dei rifiuti.

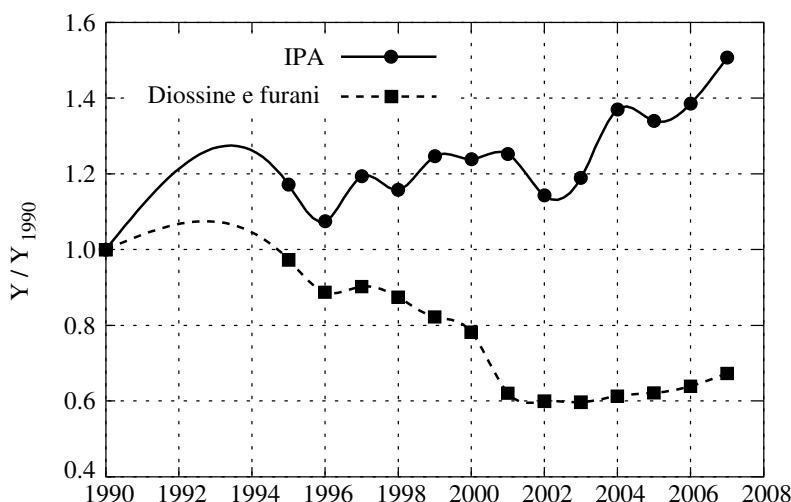


Figura 4.18: Andamenti in Italia, nel periodo 1990-2007, delle emissioni di sostanze organiche persistenti (riferite al 1990): idrocarburi policiclici aromatici (IPA), e diossine e furani [Elaborazione su dati ISPRA].

4.6.4 Criteri di qualità dell'aria

Le emissioni di inquinanti primari, di precursori degli inquinanti secondari e di sostanze pericolose si traducono in concentrazioni atmosferiche, più o meno elevate, di sostanze nocive. Spetta al legislatore, quindi, fornire dei criteri di accettabilità per le concentrazioni risultanti che tengano conto, in primo luogo, dei possibili danni per la salute derivanti da limiti troppo elevati, ma anche dei possibili danni alle attività produttive e commerciali derivanti da limiti troppo bassi.

Se si fa riferimento esclusivamente ai danni per la salute, è evidente che l'unica concentrazione di inquinanti ammissibile è la "concentrazione zero", ma "concentrazione e danno zero" possono, forse, essere avvicinati in maniera asintotica ma non possono essere mai raggiunti. Per quanto riguarda poi il settore energetico, che più interessa questo testo, non si dovrebbe dimenticare che l'utilizzo dei combustibili fossili implica, oltre ai rischi da inquinamento, anche rischi da incidenti stradali, rischi da asfissia per uso improprio di caldaie domestiche, rischi da incendio e rischi

4.6. EMISSIONI INQUINANTI E QUALITÀ DELL'ARIA

da esplosione. La percezione pubblica dei rischi, tuttavia, risente di fattori emotivi e di atteggiamenti culturali determinati dai mezzi d'informazione. Ad esempio, molti hanno paura di viaggiare in aereo ma viaggiano tranquillamente in automobile anche se, a parità di chilometri percorsi, l'aereo è un mezzo molto più sicuro. Il pubblico è, infatti, più sensibile ad eventi catastrofici con molti morti, piuttosto che ad eventi ripetitivi con scarsa eco sui mezzi d'informazione. Viene accettato un rischio scelto e certo, come il fumo dai fumatori, anche se comporta effetti differiti; a livello inconscio viene quasi sempre accettato anche un rischio imposto, non importa se gravissimo, purché sia improbabile e senza effetti differiti, come lo scoppio di una metaniera. Viene invece mal tollerato un rischio imposto e certo, ma con effetti differiti anche se limitati, come quelli rappresentati dalla maggior parte delle emissioni inquinanti.

In questo quadro, la politica ambientale europea non sembra tenere conto delle difficoltà in cui si dibattono stati come il nostro, densamente popolati ed in perenne crisi economica. Negli ultimi anni l'Unione Europea ha prodotto, infatti, una serie di Direttive caratterizzate da continui abbassamenti dei limiti di concentrazione degli inquinanti nell'aria. In Italia, le Direttive Europee sono state recepite attraverso un lungo percorso legislativo sfociato nel recentissimo DLgs 155/10 basato, appunto, sulla Direttiva 2008/50/CE del Parlamento Europeo e sulla Direttiva 21/05/08 del Consiglio Europeo. Nel DLgs 155/10 sono fissati i nuovi limiti di qualità dell'aria, riportati in forma sintetica nella Tabella 4.6.

I valori di tabella devono essere interpretati con le avvertenze seguenti:

- il valore limite è un livello fissato al fine di prevenire effetti nocivi sulla salute;
- la soglia d'allarme è un livello oltre il quale, anche con esposizioni di breve durata, si hanno rischi per la salute per tutta la popolazione e, di conseguenza, il suo raggiungimento impone di adottare provvedimenti immediati;
- la soglia d'informazione è un livello oltre il quale, anche con esposizioni di breve durata, si hanno rischi per la salute solo per alcuni gruppi sensibili di popolazione e, di conseguenza, il suo raggiungimento impone di assicurare informazioni tempestive;
- valore obiettivo è un livello di sicurezza da conseguire, ove possibile, entro una data prestabilita;
- le medie giornaliere sono le medie delle concentrazioni orarie durante l'intera giornata;
- le medie annuali sono le medie delle concentrazioni giornaliere dal 1° gennaio al 31 dicembre;

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

- la media su 8 ore è una media mobile calcolata con slittamento su un intervallo di 8 ore consecutive appartenenti allo stesso giorno;
- la media su 3 ore è una media mobile calcolata con slittamento su un intervallo di 3 ore consecutive appartenenti allo stesso giorno.

Tabella 4.6: Principali limiti di qualità dell'aria imposti dal DLgs 155/10.

Inquinante	Valore	$[\mu\text{g}/\text{m}^3]$
Biossido di zolfo	limite media oraria	350
	≤ 24 volte/anno	
	soglia di allarme	500
3 ore consecutive in tutto il territorio		
Biossido di azoto	limite media oraria	200
	≤ 18 volte/anno	
	soglia di allarme	400
3 ore consecutive in tutto il territorio		
PM10	limite media annuale	40
	limite media giornaliera	50
PM2,5	≤ 35 volte/anno	
	limite media annuale	40
Ozono	limite media annuale	25
	soglia di informazione	180
	1 ora	
	soglia di allarme	240
Ossido di carbonio	1 ora	
	valore obiettivo	120
	8 ore consecutive ≤ 25 volte/anno	
	limite media	10.000
Benzene	8 ore consecutive	(= 10 mg/m^3)
	limite media annuale	5,0

Per quanto riguarda il rispetto dei limiti, si può osservare che in Italia, come in diversi altri stati europei, i limiti di esposizione al particolato ed all'ozono vengono sistematicamente disattesi. Secondo dati recenti dell'AEA (Agenzia Europea per l'Ambiente), è probabile che, negli ultimi anni, il 50% della popolazione urbana in Europa sia stato esposto a concentrazioni di particolato superiori al limite fissato dall'Unione europea per proteggere la salute umana. Analogamente, il 61% della popolazione urbana potrebbe essere stato esposto a livelli di ozono al di sopra dell'obiettivo dell'UE. D'altra parte, come osservato anche dall'AEA, le emissioni di PM10 e di precursori dell'ozono (NO_x e COVNM) sono calate drasticamente senza grandi effetti sulle concentrazioni ambiente. Forse, a questo punto, occorrerebbe in-

terrogarsi sulle cause dei mancati cali tanto più che l'AEA stessa sembra brancolare nel buio quando prospetta, nelle sue pubblicazioni, possibili spiegazioni del tipo:

- per le polveri sottili, l'inquinamento proveniente da altri continenti e da fonti non appartenenti al sistema energetico-produttivo (come, ad esempio, le tempeste di sabbia Sahariane e lo spargimento sulle strade, con funzione antighiaccio, di sabbia e sale);
- per l'ozono, le emissioni di precursori naturali COVNM rilasciati dagli alberi.

4.7 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono discussi i rischi ambientali associati ai processi di combustione e, più in generale, all'utilizzo dei combustibili. In particolare:

- Si è operata una prima distinzione tra inquinamento termico ed inquinamento chimico.
- Si sono trattati separatamente l'inquinamento termico diretto e quello indiretto.
- Si è dimostrato che l'inquinamento termico diretto può insorgere solo su scala locale poiché, su scala planetaria, la produzione di calore antropico è molto minore dell'assorbimento di calore solare.
- Si è rilevato che l'influenza principale sul clima è esercitata dall'inquinamento termico indiretto, ovvero dal rilascio nell'atmosfera di gas serra e particelle riflettenti generate, soprattutto, dai processi di combustione ma anche, in misura minore, da diverse attività industriali ed agricole.

Per quanto riguarda i meccanismi di azione, si è visto che:

- Le emissioni di gas serra e particelle riflettenti interferiscono con lo scambio termico per radiazione tra la Terra e lo spazio.
- I gas serra presentano bande d'assorbimento per le radiazioni infrarosse in uscita dalla Terra, mentre sono quasi trasparenti alle radiazioni solari.

Per quanto riguarda i provvedimenti adottati per contrastare i cambiamenti climatici, si è ricordato che:

- La riduzione delle emissioni di gas serra è regolata da una serie di accordi internazionali, il più importante dei quali è il protocollo di Kyoto.
- Nell'ambito del protocollo di Kyoto, l'Unione Europea a 15 (UE-15) si è im-

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

pegnata, a nome degli Stati membri, a ridurre le emissioni complessive entro il 2012 dell'8% rispetto al 1990. Nell'ambito della successiva redistribuzione degli oneri tra gli Stati membri, all'Italia è stato assegnato un obiettivo di riduzione del 6,5%.

- Nel periodo 1990-2007, gli stati dell'UE-15, hanno complessivamente ridotto del 4,3% le emissioni (avvicinandosi all'obiettivo di riduzione), mentre l'Italia ha aumentato del 6,9% le emissioni (allontanandosi dall'obiettivo di riduzione).
- Per costringere tutti gli Stati membri ad ottemperare agli impegni del Protocollo di Kyoto, l'Unione Europea ha adottato il sistema di scambio EU ETS (European Emission Trading Scheme) riguardante le quote di emissione dei gas a effetto serra.
- Ciò ha creato un mercato europeo delle emissioni ed ha favorito, nel contempo, l'adozione di una serie di misure interne volte a ridurre le emissioni attraverso il risparmio energetico e l'incentivazione del ricorso alle energie rinnovabili.
- L'Unione Europea, che si propone di "trasformare l'Europa in un'economia ad alta efficienza energetica ed a basso tenore di carbonio", ha già previsto per il dopo Kyoto un insieme di provvedimenti noti con il nome di Pacchetto Verde o Pacchetto 20-20-20.
- Il Pacchetto 20-20-20 prevede per il 2020: una riduzione del 20%, rispetto al 1990, nelle emissioni di gas serra, da raggiungere anche grazie alla riduzione complessiva del 20%, rispetto al 1990, dei consumi lordi di energia, e l'aumento del ricorso a fonti rinnovabili fino al 20% dei consumi lordi di energia (con un minimo, per l'utilizzo di biocarburanti nei trasporti, del 10%).

Per quanto riguarda l'inquinamento chimico, si sono esaminate le tipologie di inquinamento e le tecnologie per ridurle notando che

- La combustione dello zolfo contenuto nel carbone e negli oli combustibili produce anidride solforosa che, nell'atmosfera, si ossida ad anidride solforica. Gli ossidi di zolfo presi insieme (SO_x) sono irritanti per le vie respiratorie. Inoltre l'anidride solforica, combinandosi con il vapore acqueo dell'atmosfera, dà origine all'acido solforico che contribuisce all'acidificazione delle piogge.
- Nei grandi impianti i fumi sono desolforati in apposite torri di lavaggio prima di essere immessi nell'atmosfera.
- Nelle combustioni ad alta temperatura, ossigeno ed azoto possono interagire

dando luogo ad ossido di azoto che, nell'atmosfera, si ossida formando biossido di azoto. Gli ossidi di azoto presi insieme (NO_x) sono irritanti per le vie respiratorie. Inoltre il biossido di azoto, combinandosi con il vapore acqueo dell'atmosfera, dà origine all'acido nitrico che contribuisce all'acidificazione delle piogge.

- Gli ossidi di azoto possono anche dare luogo alla formazione di ozono che, a livello del suolo, è un pericoloso inquinante in quanto penetra in bronchi e polmoni dove determina infiammazioni e disturbi respiratori.
- Nei grandi impianti di combustione si adottano diverse tecnologie di controllo delle emissioni di NO_x volte sia a ridurre le emissioni abbassando la temperatura di combustione, sia a catturare gli ossidi di azoto presenti nei fumi.
- Altri precursori dell'ozono troposferico, oltre agli ossidi di azoto, sono i composti organici volatili non metaniferi (COVNM) ovvero, essenzialmente, gli idrocarburi HC che sono immessi nell'ambiente come incombusti od a seguito di perdite.
- Un altro inquinante pericoloso è il particolato, soprattutto nelle sue frazioni dimensionali più piccole: PM10 e PM2,5 ovvero con diametro equivalente inferiore, rispettivamente, a 10 e 2,5 μm . Il particolato rimane a lungo in sospensione nell'atmosfera e, se inalato, penetra nei bronchi e negli alveoli polmonari con il carico di tossicità proprio delle particelle od associato alle sostanze che si depositano sulle particelle stesse.
- Nel settore energetico, il particolato deriva dalle sostanze solide presenti in combustibili come carbone, legna, olio combustibile e rifiuti urbani oppure dalla formazione di particelle carboniose durante le combustioni mal regolate (anche di gasolio).
- Nei grandi impianti di combustione di carbone e olio combustibile e negli impianti di trattamento dei rifiuti, le emissioni di particolato sono controllate mediante l'impiego di elettrofiltri.
- Il traffico veicolare è il responsabile principale delle emissioni di ossido di carbonio, ossidi di azoto ed HC (tipiche dei motori a benzina), e PM10 (tipiche dei motori a gasolio). Negli ultimi anni tuttavia, le emissioni dei motori a benzina sono state fortemente ridotte grazie all'impiego, ormai molto diffuso, delle marmitte catalitiche trivalenti, mentre per le emissioni dei motori a gasolio si sono aperte interessanti prospettive di riduzione collegate all'impiego dei filtri antiparticolato.

4. COMBUSTIONE E RISCHI AMBIENTALI

- Nel periodo 1980-2007 in Italia, le emissioni dei principali inquinanti dell'aria sono state fortemente ridotte grazie all'adozione dei provvedimenti tecnologici richiamati ai punti precedenti e descritti in dettaglio nel testo. Di conseguenza le emissioni di ossidi di zolfo, ossidi di azoto, COVNM ed ammoniaca (queste ultime provenienti, essenzialmente, dalle attività agricole) sono già rientrate o si prevede rientreranno nei limiti nazionali previsti per il 2010 dalla Unione Europea.
- Nonostante la riduzione delle emissioni ed, in particolare, delle emissioni di PM10 e di precursori dell'ozono (COVNM ed NO_x) le concentrazioni atmosferiche di PM10 e di ozono nelle aree urbane superano spesso i limiti, peraltro molto severi, imposti dalla normativa italiana (che recepisce le direttive dell'Unione Europea).
- Meglio vanno le cose per gli altri inquinanti normalmente monitorati nelle aree urbane, in quanto il biossido di zolfo, l'ossido di carbonio ed il benzene superano molto raramente i livelli limite di concentrazione prescritti dalla normativa.

Capitolo 5

Energia elettrica

5.1 LE AZIONI

Nel Capitolo 2 sono state discusse l'importanza crescente dell'energia elettrica nel Sistema Energetico Italiano e l'insostituibilità della fonte elettrica in molte applicazioni tecnologiche. La situazione, comune a tutte le società industriali evolute, è ben rispecchiata dalla crescita dei consumi elettrici sia in assoluto sia rispetto a tutti gli altri consumi energetici.

In questo capitolo ci si occuperà, prima di tutto, della filiera dell'energia elettrica, vale a dire del percorso che inizia dall'approvvigionamento, con le attività di produzione ed importazione, prosegue con la trasmissione sulla rete nazionale, e si conclude con la distribuzione e la vendita. Nell'ambito della fase di trasmissione si discuterà la trasformazione che il sistema elettrico è destinato a subire con l'avvento delle "reti intelligenti" e degli accumulatori elettrici di nuova generazione. Ci si soffermerà poi sull'assetto del mercato dell'energia elettrica dopo la liberalizzazione, e si esamineranno gli incentivi e le agevolazioni introdotti, sotto la spinta di numerose Direttive Europee, per incrementare il ricorso alle fonti rinnovabili nella produzione di energia elettrica.

Come si è detto, l'ultima fase della filiera è rappresentata dalla vendita ai consumatori finali e, da questo punto di vista, si può osservare che l'energia elettrica è diventata una delle più importanti voci di costo per molte aziende ed enti. Pertanto, le tariffe di fornitura dell'energia elettrica saranno attentamente vagliate in tutti i loro aspetti economici e normativi. Per quanto riguarda gli aspetti più strettamente tecnici, si presenterà una breve panoramica sulle caratteristiche di consegna dell'energia elettrica, e ci si soffermerà sull'uso efficiente dell'energia stessa nelle applicazioni che più incidono sul consumo finale. In tale contesto, si vedrà come l'illuminazione ambientale sia diventata l'applicazione più importante a causa della crescita conti-

nua delle esigenze di illuminamento registrata negli ultimi anni. A conclusione del capitolo, si dedicheranno alcuni cenni ad un argomento di grande attualità: le tecnologie necessarie per diffondere l'uso dei veicoli elettrici stradali, almeno in ambiente urbano.

5.2 LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA

Nella filiera dell'energia elettrica, schematizzata in Fig. 5.1, si possono distinguere le fasi di

- approvvigionamento, a sua volta comprendente le attività di produzione ed importazione;
- distribuzione diretta in alta tensione dalla rete nazionale ai grandi utenti, e distribuzione secondaria in media e bassa tensione, rispettivamente agli utenti medi e piccoli;
- vendita, con modalità diverse, ai "clienti" in alta, media e bassa tensione.

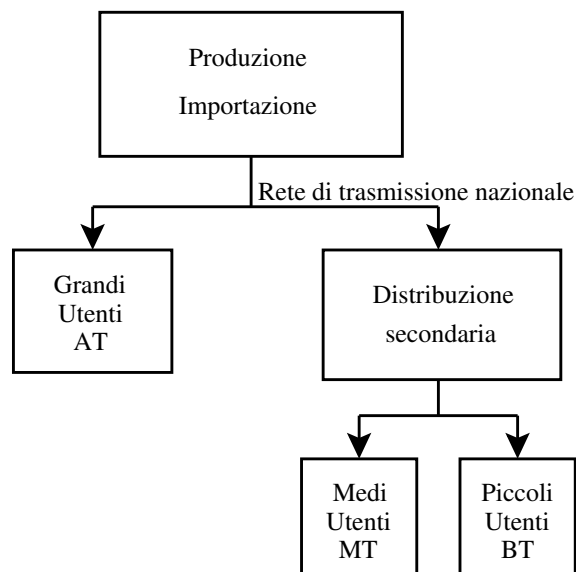


Figura 5.1: La filiera dell'energia elettrica in Italia.

L'energia elettrica, generata nelle centrali italiane od importata, viene immessa nella rete di trasmissione nazionale (RTN). La RTN ha un'estensione di oltre 44.000 km e comprende tutte le linee di collegamento con l'estero, tutte le linee ad altissima tensione AAT (380 e 220 kV), buona parte della linee ad alta tensione AT (132 kV), nonché le stazioni di trasformazione da altissima ad alta tensione AAT/AT. La trasmissione sulla rete nazionale ha luogo ad altissima ed alta tensione in quanto:

5.2. LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA

- a parità di potenza trasmessa, aumentando la tensione si riduce l'intensità di corrente e, quindi, si riducono le perdite di trasmissione;
- a parità di intensità di corrente, aumentando la tensione si aumenta la potenza trasmessa e, quindi, si riduce il numero di linee presenti sul territorio.

Le distribuzioni sul territorio delle linee ad altissima tensione sono rappresentate nella Fig. 5.2 per quanto riguarda i 380 kV, e nella Fig. 5.3 per quanto riguarda i 220 kV.

Attese le altissime tensioni operative della RTN, l'energia elettrica generata nelle centrali italiane deve essere portata dai 30 kV (massimi) della produzione ai valori di tensione della rete nazionale nei punti di immissione. L'energia elettrica importata si trova invece già alle tensioni della rete nazionale in quanto proviene dalle interconnessioni con le reti nazionali di Francia (attraverso tre elettrodotti: uno in Valle d'Aosta, uno in Piemonte ed uno in Liguria), Svizzera (attraverso sette elettrodotti: uno in Valle d'Aosta, tre in Piemonte e tre in Lombardia), Austria (attraverso un elettrodotto in Veneto), e Slovenia (attraverso due elettrodotti in Friuli Venezia Giulia). Un caso a parte è costituito dall'interconnessione con la Grecia, attraverso l'elettrodotto sottomarino del canale d'Otranto, che ha luogo in corrente continua e richiede, all'arrivo, la trasformazione da corrente continua a corrente alternata alla tensione di rete.

Le stazioni di trasformazione primarie AAT/AT (da 380/220 a 132 kV) sono collocate in prossimità di centri od utenze importanti, come città o grandi complessi industriali. Esse occupano spazi notevoli ed, essendo il punto di arrivo e partenza di più linee aeree, sono solitamente costruite in zone con scarsa presenza di abitazioni. Le linee elettriche di distribuzione AT alimentano le stazioni di trasformazione secondarie AT/MT (da 132 a 15 kV) ma, in alcuni casi, forniscono direttamente l'energia elettrica a grandi complessi industriali che sono, appunto, clienti in alta tensione.

Le stazioni di trasformazione secondarie AT/MT sono ubicate in aree ad alto fabbisogno di energia elettrica ed alimentano le linee elettriche di distribuzione a media tensione. Le linee elettriche di distribuzione MT forniscono direttamente l'energia elettrica ai clienti in media tensione (ad esempio: medie industrie, centri commerciali ed ospedali) ed alimentano le cabine di trasformazione MT/BT (da 15 kV a 380 V). Poiché, come si è detto, il trasporto di energia elettrica viene effettuato alla tensione più alta possibile al fine di ridurre le perdite, le cabine MT/BT devono essere collocate in prossimità delle utenze servite. Esse sono alloggiate in costruzioni dedicate: di solito cabine a torre separate dal resto degli edifici ma, in ambito urbano, anche semplici box di dimensioni ridotte ed, in ambito rurale, persino semplici

5. ENERGIA ELETTRICA



Figura 5.2: Rete elettrica italiana a 380 kV [Fonte TERNA].

5.2. LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA

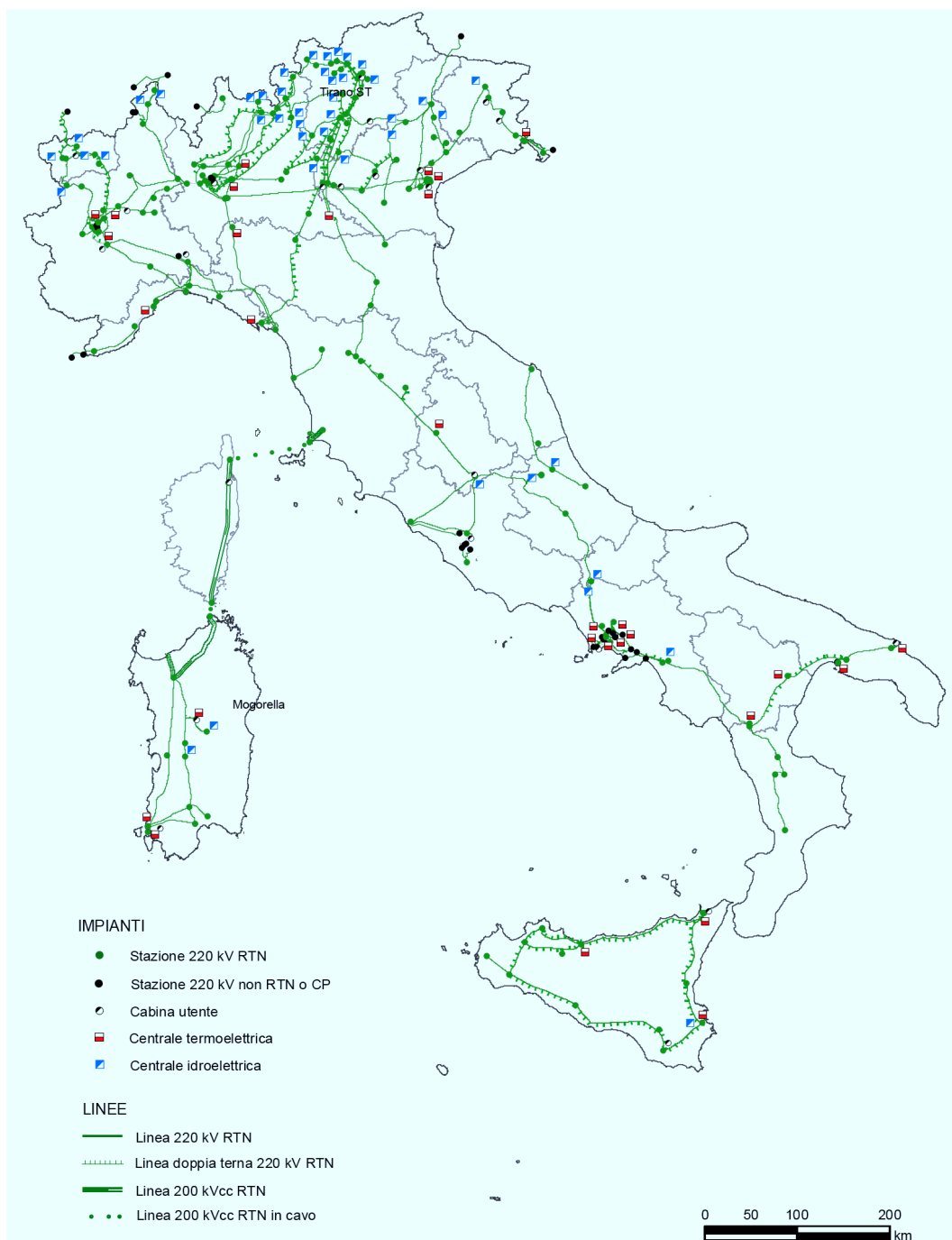


Figura 5.3: Rete elettrica italiana a 220 kV [Fonte TERNA].

posti di trasformazione su palo a servizio di case sparse. Infine, le linee elettriche che alimentano in bassa tensione (380 o 220 V) le piccole utenze (come abitazioni, esercizi commerciali e botteghe artigianali) sono generalmente aeree in zone rurali, ed interrate in zone ad elevata urbanizzazione.

A questo punto potrebbe essere superfluo osservare che, a differenza del gas naturale, l'energia elettrica non è facilmente immagazzinabile. Allo stato attuale dello sviluppo tecnologico, infatti, l'energia elettrica va prodotta, trasmessa e distribuita adeguando continuamente la fornitura alle richieste dagli utenti. L'equilibrio tra domanda e offerta di energia elettrica è molto delicato e deve essere garantito dal "dispacciamento". (Con il nome tecnico di dispacciamento si intende l'attività che regola l'utilizzazione e l'esercizio coordinato degli impianti di produzione, dei servizi ausiliari come il pompaggio, delle reti di trasmissione interconnesse con l'estero, nonché delle reti di distribuzione agli utenti finali). Nell'ambito del dispacciamento, la gestione in tempo reale della rete nazionale (incluse le interconnessioni con l'estero) è effettuata dal Centro Nazionale di Controllo di Roma, che si avvale di 8 Centri di Ripartizione Territoriale e di 3 Centri di Teleconduzione dislocati nelle aree di maggior consumo.

5.2.1 Reti intelligenti

La rete elettrica attuale è stata progettata per trasportare energia in una sola direzione: da poche grandi centrali di generazione a tanti punti di consumo presso gli utenti finali. Tale rete, quindi, mal si presta fronteggiare la diffusione crescente sul territorio degli impianti di taglia media, piccola e piccolissima volti alla cogenerazione di elettricità e calore ed allo sfruttamento delle fonti rinnovabili idroelettriche, eoliche e solari fotovoltaiche. Lo sfruttamento delle fonti rinnovabili, in particolare, è problematico dal punto di vista del controllo, in quanto gli impianti di generazione sono spesso privati ed hanno taglie e tipologie molto diverse. Le capacità di generazione poi variano nel tempo in maniera non programmabile, in quanto dipendono dalle condizioni atmosferiche locali.

D'altra parte, la generazione distribuita avvicina in termini spaziali la produzione ed il consumo di energia, ed in questo modo riduce le perdite di trasmissione in rete, incrementando l'efficienza complessiva del sistema. Inoltre, come si vedrà meglio nei capitoli che seguono, i piccoli impianti di cogenerazione e di generazione hanno un impatto ambientale molto ridotto e, di conseguenza, sono più facilmente accettati da quelli che abitano nelle loro vicinanze (che, spesso, possono trarre vantaggi economici dall'energia prodotta). Lo sfruttamento delle fonti rinnovabili, infine, non può avvenire che in maniera distribuita, in quanto è quasi sempre legato ai luoghi ove le fonti stesse sono disponibili.

5.2. LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA

In questo quadro sembra evidente che, in futuro, il controllo non potrà più essere centralizzato e limitato alla rete di trasmissione nazionale (in alta tensione), ma dovrà essere esteso alle reti in media tensione ed affidato a numerosi centri sparsi sul territorio. Grazie all'informatica, i centri distribuiti sul territorio saranno collegati tra loro e con i produttori ed i consumatori delle proprie zone di influenza. Ciò consentirà un efficace scambio di informazioni sui flussi di energia, quale premessa per una gestione più efficiente. La rete elettrica non sarà più una strada a senso unico per trasmettere e distribuire energia elettrica dalle grandi centrali ai clienti finali, ma diventerà una "rete "intelligente" (in inglese "smart grid") che permetterà a produttori e consumatori di interagire tra loro, bilanciando produzione e consumo attraverso una gestione in tempo reale dei prezzi dell'energia elettrica.

A regime, le reti intelligenti saranno strutturate come indicato in Fig. 5.4, con le utenze (U) servite da un numero elevato di piccoli generatori (G). Per meglio far fronte alle variazioni della domanda e della produzione (che, ricordiamolo, nel caso dell'energia eolica e dell'energia fotovoltaica non sono programmabili) i piccoli generatori saranno collegati a sistemi di accumulo (A). I segnali di prezzo inviati dal centro di controllo a produttori e consumatori dovranno mirare al bilanciamento locale di produzione e consumo in modo da evitare transiti inversi di energia dalle

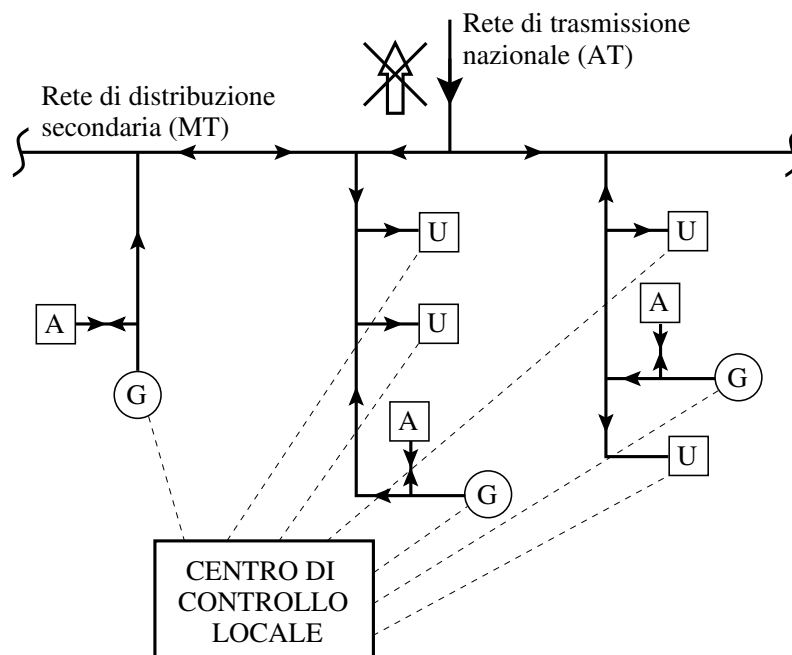


Figura 5.4: Schematizzazione di una rete intelligente che integra i generatori (G), le utenze (U) ed i sistemi di accumulo (A).

reti a media e bassa tensione alla rete di trasmissione nazionale in alta tensione. In questo modo, infatti, si riducono i percorsi dell'energia elettrica dalla produzione al consumo e, di conseguenza, si riducono le perdite di trasmissione (a fronte, peraltro, dell'introduzione di perdite aggiuntive negli accumuli). Per centrare gli obiettivi di riduzione delle perdite, produttori e consumatori dovranno però essere interconnessi tra loro attraverso computer in grado di inviare e ricevere informazioni e di reagire, in tempo reale, ad eventi (come un guasto) e stimoli (come i segnali di prezzo) provenienti dagli altri computer collegati in rete o dal server collocato presso il centro di controllo locale.

5.2.2 Accumulo di energia elettrica

Nel precedente paragrafo si è visto come i sistemi di accumulo dell'energia elettrica giochino un ruolo fondamentale nelle nuove configurazioni "intelligenti" delle reti elettriche locali. Solo i sistemi di accumulo, infatti, consentono una gestione efficace delle fonti rinnovabili che non possono essere programmate, rendendo possibile l'immissione in rete, nei periodi di maggior richiesta, dell'energia prodotta e non autoconsumata.

Nell'attuale rete di trasmissione nazionale, i sistemi di accumulo più utilizzati per bilanciare produzione e consumo si basano sulla trasformazione dell'energia elettrica in energia potenziale meccanica negli impianti di pompaggio. Nel Capitolo 14 si incontrerà poi una nuova tecnologia di accumulo basata sulla trasformazione dell'energia elettrica in energia potenziale chimica attraverso la produzione di idrogeno per elettrolisi dell'acqua. (L'idrogeno può, infatti, essere successivamente utilizzato per produrre energia elettrica nelle celle a combustibile).

Sia gli impianti di pompaggio sia gli impianti di produzione dell'idrogeno, tuttavia, sono caratterizzati da dimensioni rilevanti e richiedono investimenti e capacità di gestione che non sono alla portata della grande maggioranza degli autoproduttori di energia elettrica. Nelle reti intelligenti, inoltre, gran parte dei generatori di energia elettrica saranno di taglia molto ridotta e, di conseguenza, per disaccoppiare nel tempo produzione e consumo occorre scegliere sistemi di accumulo di ingombro ridotto, relativamente poco costosi e semplici da gestire. Pertanto, la via più promettente sembra essere l'immagazzinamento dell'energia in accumulatori elettrici innovativi. Lo sviluppo di questi accumulatori, del resto, interessa molto anche l'industria automobilistica. (Come si vedrà meglio nel Paragrafo 5.8, infatti, sembra essere giunto il momento per l'introduzione massiccia sul mercato di autovetture ibride, con possibilità di ricarica anche da rete, e di auto elettriche vere e proprie).

Per quanto riguarda le applicazioni nel settore dei piccoli generatori di energia elettrica e delle auto elettriche vere e proprie, il parametro caratteristico più impor-

5.2. LA FILIERA DELL'ENERGIA ELETTRICA

tanti per gli accumulatori è l'energia specifica, valutata in wattora per chilogrammo [Wh/kg], ovvero l'energia immagazzinata per unità di massa dell'accumulatore. Nel settore delle auto ibride, invece, il parametro più importante è la potenza specifica, valutata in watt per chilogrammo [W/kg], ovvero la potenza prodotta per unità di massa dell'accumulatore. Con riferimento a questi parametri, la Fig. 5.5 mostra come gli accumulatori agli ioni di litio abbiano caratteristiche molto superiori sia agli accumulatori tradizionali piombo-acido sia ai più recenti accumulatori nichel-idruro metallico (NiMH). Qualunque sia la tecnologia prescelta, tuttavia, si ha sempre una relazione inversa tra energia e potenza specifiche (ovvero, gli aumenti di energia specifica comportano sempre diminuzioni della potenza specifica, e viceversa). Di conseguenza, pur mantenendo ferma la scelta della tecnologia agli ioni di litio, per ogni applicazione si deve cercare il compromesso ottimale tra energia e potenza specifica.

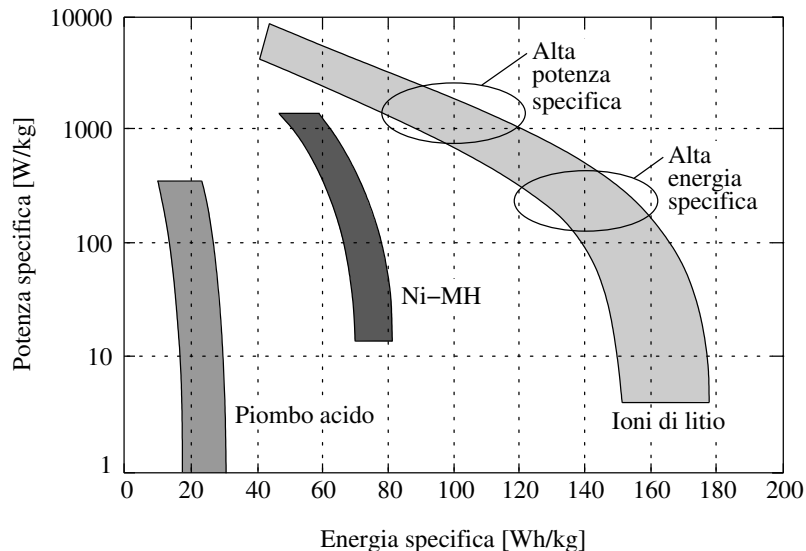


Figura 5.5: Energia e potenza specifiche degli accumulatori piombo-acido, nichel-idruro metallico e ioni di litio [elaborazione su dati IEA].

Per maggior concretezza e per valutazioni di carattere più quantitativo si può fare riferimento ai dati di Tabella 5.1 dove sono riportati alcuni valori orientativi per le caratteristiche elettriche e costruttive degli attuali “moduli accumulatore” agli ioni di litio.

Esempio 5.1 Con riferimento alle batterie agli ioni di litio ed ai dati di Tabella 5.1 si dimensionino un accumulatore ad alta energia specifica da 20 kWh ed un accumulatore ad alta potenza specifica da 150 kW.

5. ENERGIA ELETTRICA

Tabella 5.1: Valori orientativi per le caratteristiche elettriche e costruttive degli attuali “moduli accumulatore” agli ioni di litio.

Caratteristica	UM	Alta energia specifica	Alta potenza specifica
dimensioni	mm	300x540x200	250x550x150
massa	mm	30	20
forza elettromotrice tot.	V	30	180
energia specifica	Wh/kg	120-160	80-120
potenza specifica	W/kg	200-400	1.000-2.000

Soluzione

Per l'accumulatore ad alta energia specifica, assumendo il valore caratteristico: 140 Wh/kg, si ha

$$\frac{20000}{140} = 143 \text{ kg}$$

e, di conseguenza, si devono impiegare 5 moduli per raggiungere la massa complessiva di $(5 \cdot 30 =)$ 150 kg.

Per l'accumulatore ad alta potenza specifica, assumendo il valore caratteristico (prudenziale): 1.000 W/kg, si ha

$$\frac{150000}{1000} = 150 \text{ kg}$$

e, di conseguenza, si devono impiegare 8 moduli per raggiungere la massa complessiva di $(8 \cdot 20 =)$ 160 kg. Si noti che il sistema risultante presenta un valore caratteristico di 100 Wh/kg per l'energia specifica e, quindi, può accumulare complessivamente $(160 \cdot 100/1000 =)$ 16 kWh.

Occorre ricordare, tuttavia, che, per limitare pesi e costi, gli accumulatori delle auto elettriche ed ibride attuali offrono prestazioni decisamente inferiori.

Esempio 5.2 *Con riferimento agli andamenti delle curve caratteristiche di Fig. 5.5 si giustifichino le diminuzioni di potenza specifica all'aumentare dell'energia specifica che si hanno in tutti gli accumulatori.*

Soluzione

Per alleggerire le notazioni si faccia riferimento ad accumulatori di massa unitaria e, di conseguenza, ai valori di energia accumulata E e di potenza erogata P che li caratterizzano.

L'energia accumulata è pari a

$$E = Q\Delta V$$

5.3. IL MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA

dove ΔV è la forza elettromotrice ai morsetti e Q è la carica accumulata (che è una costante caratteristica dell'accumulatore in quanto dipende dal numero di ioni che gli elettrodi sono in grado di accogliere e liberare).

La potenza erogata si può esprimere come

$$P = R_{est}i^2$$

dove i è l'intensità della corrente erogata ed R_{est} è la resistenza del carico (supposto, per semplicità, resistivo). La relazione precedente implica, ovviamente, che si abbia

$$i = \sqrt{\frac{P}{R_{est}}}$$

Con riferimento all'espressione di i così ricavata, si può scrivere la forza elettromotrice nella forma

$$\Delta V = \Delta V_{rev} - R_{int}i = \Delta V_{rev} - R_{int}\sqrt{\frac{P}{R_{est}}}$$

dove ΔV_{rev} è una costante caratteristica dell'accumulatore (in quanto dipende dalle reazioni elettrochimiche che si hanno all'interno), ed R_{int} è la resistenza interna dell'accumulatore, somma della componente resistiva e della componente di polarizzazione (che dipende dalla velocità con cui l'accumulatore è in grado di effettuare gli scambi ionici).

Finalmente, sostituendo l'espressione appena trovata nell'espressione di E , dopo alcuni passaggi algebrici si la relazione

$$\sqrt{P} = -\frac{\sqrt{R_{est}}}{r_{int}Q}E + \frac{\Delta V_{rev}\sqrt{R_{est}}}{R_{int}}$$

che, nell'ipotesi semplificativa di $R_{int} \cong \text{cost}$, si trasforma nella relazione finale di proporzionalità inversa

$$\sqrt{P} = -C_1E + C_2$$

con C_1 e C_2 costanti dipendenti dall'accumulatore.

5.3 IL MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA

Il Dlgs 79/99 (Decreto Bersani) ha dato il via al processo di liberalizzazione del mercato dell'energia elettrica in Italia (come il già ricordato Dlgs 164/00 ha dato il via alla liberalizzazione del mercato gas naturale). Dopo il Decreto Bersani, da un quasi monopolio ENEL si era configurata una nuova situazione in cui

- le sole attività di gestione, trasmissione e dispacciamento dell'energia elettrica

5. ENERGIA ELETTRICA

sulla rete di trasmissione nazionale (RTN) erano controllate dallo Stato (che le affidava, in regime di concessione, ad una società costituita allo scopo);

- la proprietà delle infrastrutture costituenti la RTN era mantenuta dagli allora proprietari (in pratica l'ENEL), con l'obbligo per essi di costituire una società di capitali a cui trasferire beni, rapporti, attività e passività relativi alla trasmissione dell'energia elettrica;
- le attività di produzione, importazione, esportazione, acquisto e vendita dell'energia elettrica diventavano libere, od erano in corso di liberalizzazione con scadenze programmate;
- l'attività di distribuzione dell'energia elettrica veniva regolamentata e doveva essere svolta in regime di concessione.

In particolare, a seguito del Dlgs 79/99

- a partire dal 1° gennaio 2003, nessun produttore od importatore poteva superare il tetto del 50% sul totale dell'energia elettrica prodotta od importata in Italia (e, di conseguenza, l'ENEL fu costretto a dismettere 15.000 MW di potenza efficiente, dando così vita a nuove imprese che, da allora, operano sul libero mercato);
- le attività di gestione, trasmissione e dispacciamento dell'energia elettrica sulla rete di trasmissione nazionale venivano attribuite in concessione al Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale (GRTN), una società per azioni di proprietà del Ministero del Tesoro, Bilancio e Programmazione Economica (ora Ministero dell'Economia e delle Finanze), con l'obbligo di concedere l'accesso alla rete a tutti i soggetti qualificati che ne facevano richiesta;
- la proprietà delle infrastrutture di rete veniva conferita a TERN, una società di capitali costituita all'interno del gruppo ENEL;
- l'attività di distribuzione dell'energia elettrica veniva attribuita, fino al 31 dicembre 2030, ai diversi soggetti che già la svolgevano sulla base di concessioni rilasciate dal Ministero dell'Industria;
- dal lato della compravendita di energia elettrica, veniva introdotta la nuova figura del grossista o "trader", che operava sul mercato libero acquistando elettricità dai produttori italiani od esteri per rivenderla ai clienti finali;
- dal lato della domanda, veniva introdotta la suddivisione dei clienti in "idonei", che erano ammessi ad acquistare energia elettrica sul mercato libero, e "vincolati" che, non rientrando nei parametri di consumo previsti dalle so-

5.3. IL MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA

glie di idoneità, potevano acquistare energia elettrica solo dal distributore che esercitava il servizio nell'area di loro appartenenza.

I principi ispiratori del Dlgs 79/99 sono stati mantenuti sino ad oggi anche se la loro implementazione ha subito una serie di modifiche, alcune previste nel decreto stesso altre rese necessarie dall'evoluzione intervenuta nella normativa europea.

Già nel 1999, per favorire la concorrenza in armonia con i dettami del Dlgs 79/99, il GRTN ha costituito due società per azioni, con il GRTN stesso come unico azionista:

- il Gestore del Mercato Elettrico (GME), a cui sono state affidate la gestione economica ed il controllo del mercato elettrico libero, inclusa la Borsa Elettrica, e
- l'Acquirente Unico (AU), a cui è stato affidato il compito di garantire la disponibilità di energia elettrica ai clienti vincolati acquistando energia dai produttori ed in borsa, e cedendola ai distributori locali a condizioni non discriminatorie.

Tali società, tuttavia, sono divenute operative solo nel 2004 con l'avvio della Borsa Elettrica.

In tempi successivi, a seguito della Direttiva 2003/54/CE, la Legge 290/03 ha stabilito il principio di unificazione tra gestione e proprietà della rete di trasmissione nazionale, mentre il DPCM 11/05/04 ha fissato criteri, modalità e condizioni per l'unificazione. In pratica ciò ha comportato, da parte del GRTN, il conferimento a TERNA delle attività di gestione della rete. Di conseguenza TERNA, che era già proprietaria delle infrastrutture, ha assunto anche i compiti di gestione. L'unificazione tra proprietà e gestione della rete di trasmissione è divenuta operativa il 1° novembre 2005, dopo la quotazione in borsa di TERNA, l'emanazione del codice di rete (che regola i rapporti tra TERNA e gli utenti), e la cessione da parte dell'ENEL alla Cassa Depositi e Prestiti della quota di controllo di TERNA. (Attualmente, azionista di riferimento di TERNA è la Cassa Depositi e Prestiti con il 29,99% del capitale sociale, mentre un altro 34,01% del capitale è in mani italiane ed il residuo 36% è detenuto da fondi esteri). A sua volta il GRTN, dopo il conferimento a TERNA delle attività di gestione della rete, ha cambiato nome in Gestore dei Servizi Elettrici (GSE - società per azioni di proprietà del Ministero dell'Economia e delle Finanze), ed ha assunto il compito di incentivare l'utilizzo di fonti rinnovabili ed il miglioramento dell'efficienza nella produzione di energia elettrica. Anche nella nuova veste, tuttavia, il GSE ha mantenuto il possesso del 100% delle due società (ex GRTN): Gestore del Mercato Elettrico ed Acquirente Unico.

La completa apertura del mercato elettrico si è avuta con il DL 18/06/07 che ha

stabilito la separazione societaria delle attività di distribuzione e vendita dell'energia elettrica ed il conseguente diritto, anche per i clienti domestici fino allora vincolati alla società di distribuzione, a scegliere un fornitore diverso dal proprio distributore. Non essendoci più clienti vincolati, l'Acquirente Unico ha assunto il compito di acquistare energia elettrica per il fabbisogno degli utenti che appartengono al "mercato di maggior tutela" (consumatori domestici e piccole imprese che non hanno scelto un fornitore sul mercato libero). Inoltre, l'Acquirente Unico ha avuto incarico di individuare, mediante concorso, i fornitori di energia elettrica per le medie imprese che, non avendo ancora scelto un fornitore sul mercato libero, rientrano nel "mercato di salvaguardia". Alla fine del processo di liberalizzazione, la struttura del mercato dell'energia elettrica in Italia può essere schematizzata come in Fig. 5.6.

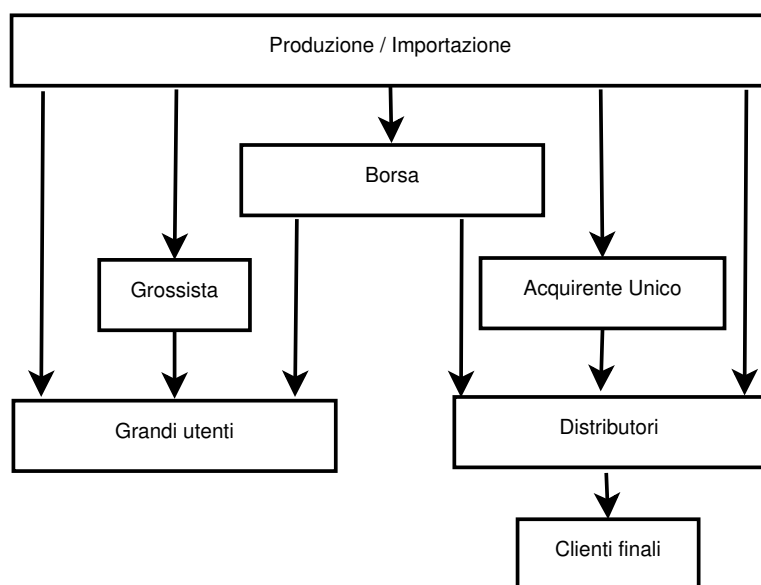


Figura 5.6: La struttura attuale del mercato dell'energia elettrica in Italia.

Dalle considerazioni precedenti emerge chiaramente quanto complesso e difficile sia stato il processo di liberalizzazione e, quindi, anche quanto necessaria sia stata la presenza di un regolatore autonomo e indipendente. È perciò opportuno ricordare che il compito di controllo è stato svolto, fin dal 1997, dalla già citata Autorità per l'Energia Elettrica ed il Gas (AEEG) istituita con la Legge 481/95. Attualmente, le principali competenze di tale Autorità riguardano

- la fissazione delle tariffe base per i servizi regolati, intese come prezzi massimi al netto degli oneri fiscali;
- la definizione delle direttive concernenti la produzione e l'erogazione dei ser-

5.3. IL MERCATO DELL'ENERGIA ELETTRICA

vizi e la vigilanza sui rispettivi livelli di qualità;

- la formulazione di osservazioni e proposte al Governo e al Parlamento in merito alle forme di mercato ed al recepimento e all'attuazione delle direttive europee;
- la segnalazione al garante della concorrenza dei comportamenti scorretti delle imprese operanti nel settore energetico;
- la trasmissione di proposte al Ministero dell'Industria del Commercio e dell'Artigianato sui nuovi schemi di concessione, convenzione e autorizzazione e sul rinnovo o la modifica di quelli esistenti;
- l'emanazione di direttive per la separazione contabile e amministrativa delle diverse attività nei settori dell'energia elettrica e del gas;
- la verifica ed il controllo dello svolgimento dei servizi energetici con la possibilità di costringere i soggetti esercenti ad indennizzare utenti e consumatori.

A conclusione del paragrafo va segnalato che, recentemente, tre dei principali attori del processo di liberalizzazione hanno ampliato notevolmente il loro raggio di azione per recepire le indicazioni della Legge Finanziaria 99/09. Tale Legge ha, infatti, esteso al settore del gas naturale le competenze della società GSE e delle sue controllate GME ed AU e, di conseguenza, dal 20 novembre 2009

- il Gestore dei Servizi Elettrici ha cambiato nome in Gestore dei Servizi Energetici, pur mantenendo l'acronimo GSE in omaggio alla memoria storica aziendale;
- analogamente, il Gestore del Mercato Elettrico ha cambiato nome in Gestore dei Mercati Energetici, mantenendo l'acronimo GME, ma proiettandosi verso una nuova realtà aziendale che lo vedrà impegnato nell'organizzazione del mercato del gas naturale (Borsa Gas);
- la società Acquirente Unico non ha cambiato nome ma ha visto estendere al settore del gas naturale le sue competenze a tutela dei piccoli consumatori che non acquistano sul mercato libero.

5.3.1 La borsa elettrica

Con l'avvio operativo della borsa elettrica nel 2004, ha trovato attuazione il Dlgs 79/99 nella parte in cui affidava al GME la gestione economica e l'organizzazione del mercato elettrico. Successivamente, al GME sono stati anche affidati i compiti

affini di organizzare le sedi di contrattazione dei Certificati Verdi (DM 06/10/05) e dei Certificati Bianchi (DM 20/07/04 e DM 21/12/07). Infine, a seguito della Deliberazione AEEG 111/06, al GME è stata demandata la gestione della Piattaforma dei Conti Energia a Termine con il compito di registrare i contratti di compravendita di energia elettrica conclusi al di fuori del mercato organizzato, previa verifica di compatibilità dei contratti stessi con i vincoli di trasporto e dispacciamento. (I Conti Energia della Piattaforma, ovviamente, non vanno confusi con il Conto Energia, illustrato al Paragrafo 5.4.4, che è il sistema incentivante volto a promuovere la produzione di energia elettrica da impianti fotovoltaici).

La borsa elettrica è, di gran lunga, il più importante dei mercati gestiti dal GME, sia per volumi d'affari sia per funzioni svolte. Essa consente, infatti, a produttori, consumatori e grossisti di stipulare contratti di acquisto e vendita di energia elettrica operando direttamente per via telematica. La borsa elettrica si articola in:

- Mercato Elettrico a Pronti (MPE), a sua volta suddiviso in
 - Mercato del Giorno Prima (MGP), dove si possono vendere/acquistare forniture di energia elettrica per il giorno successivo;
 - Mercato Infragiornaliero (MI), dove si possono modificare i programmi di immissione/prelievo determinati sul MGP, e
 - Mercato per il Servizio di Dispacciamento (MSD), sul quale TERNA si approvvigiona dei servizi di dispacciamento necessari alla gestione ed al controllo del sistema elettrico, attraverso le fasi di programmazione (mercato MSD ex-ante) e bilanciamento (MB ovvero mercato di bilanciamento).
- Mercato Elettrico a Termine (MTE), dove si possono vendere/acquistare forniture di energia elettrica per un periodo futuro e
- Piattaforma dei contratti derivati sull'energia (CDE) dove si regolano, mediante consegna fisica, i contratti finanziari relativi all'energia elettrica conclusi nella Borsa Italiana S.p.A.

Tra i mercati in cui si articola la borsa elettrica, il Mercato del Giorno Prima è quello più interessante da un punto di vista tecnico, in quanto registra le variazioni che intervengono nel valore economico dell'energia elettrica in funzione del momento e del luogo di vendita. Al MGP pervengono, infatti, le offerte di acquisto e vendita di energia elettrica per ciascuna delle ore del giorno successivo a quello di negoziazione ed, in questo modo, è possibile individuare il prezzo di equilibrio come punto di intersezione tra le curve della domanda e dell'offerta.

Abbastanza spesso, tuttavia, i flussi fisici di energia elettrica, determinati dalle ri-

chieste e dalle offerte, non risultano compatibili con i vincoli tecnici ed operativi del sistema di trasmissione. In questi casi, seguendo la suddivisione in zone del sistema di trasmissione, il mercato nazionale si separa in diversi mercati zonali: Nord, Centro-Nord, Centro-Sud, Sud, Calabria, Sicilia e Sardegna. Il prezzo di vendita può così essere determinato zona per zona al fine di incentivare, con prezzi più alti, i programmi di immissione degli operatori che dispongono di energia elettrica nelle zone critiche, fino a giungere ad un nuovo equilibrio compatibile con i limiti di transito delle linee. Va comunque sottolineato che, mentre le offerte di vendita sono valutate al prezzo zonale, le offerte di acquisto sono sempre valorizzate al Prezzo Unico Nazionale (PUN), calcolato come media ponderata dei prezzi zonali. D'altra parte, elevati divari tra i prezzi dell'energia elettrica nelle diverse zone segnalano criticità e congestioni nel sistema di trasporto dell'energia elettrica (che dovrebbero essere corrette nel più breve tempo possibile).

Come si può evincere dalle considerazioni precedenti, il PUN costituisce il parametro di riferimento per gli utenti che acquistano energia elettrica sul mercato e che, di conseguenza, devono programmare attività ed investimenti anche in funzione del prezzo dell'energia elettrica. Pertanto, è molto interessante evidenziare la stretta correlazione che esiste tra carico elettrico e PUN in quanto, su base statistica, le variazioni di carico elettrico sono prevedibili con buona approssimazione. Da questo punto di vista, il terzo mercoledì di dicembre è il giorno rappresentativo dei carichi orari più elevati, mentre il terzo mercoledì di agosto è il giorno rappresentativo dei carichi orari più bassi. Con riferimento al 2008, nella Fig. 5.7 si sono diagrammati i carichi orari di queste due giornate rappresentative, mentre nella Fig. 5.8 si sono diagrammati gli andamenti del PUN negli stessi giorni.

Come si può vedere dal confronto tra le due figure, esiste una stretta correlazione tra gli andamenti dei carichi elettrici e gli andamenti dei prezzi. Ciò fornisce un supporto quantitativo alle affermazioni fatte sinora sul diverso valore dell'energia elettrica nei periodi diurno e notturno e nei diversi mesi dell'anno e giustifica, ad esempio, pratiche come il pompaggio dell'energia elettrica.

5.4 INCENTIVI ED AGEVOLAZIONI

A partire dagli anni intorno al 1990, in molte nazioni europee si è diffusa una crescente sensibilità ai problemi energetici ed ambientali. Tale sensibilità ha trovato pieno riscontro nell'evoluzione della normativa europea, recepita più o meno prontamente dalle normative italiane. Come conseguenza, già dai primi anni '90 in Italia sono state adottate una serie di misure volte ad incentivare ed agevolare sia il ricorso alle fonti rinnovabili sia il miglioramento dell'efficienza energetica. La futura politica

5. ENERGIA ELETTRICA

energetica europea, riassunta nel Pacchetto Verde illustrato al Paragrafo 4.4.3, accentuerà ulteriormente tali tendenze. Il Pacchetto Verde, infatti, fissa come obiettivo principale, da raggiungere entro il 2020, la riduzione del 20%, rispetto al 1990 delle emissioni di gas serra. Tale obiettivo implica il raggiungimento di due altri obiettivi strettamente correlati:

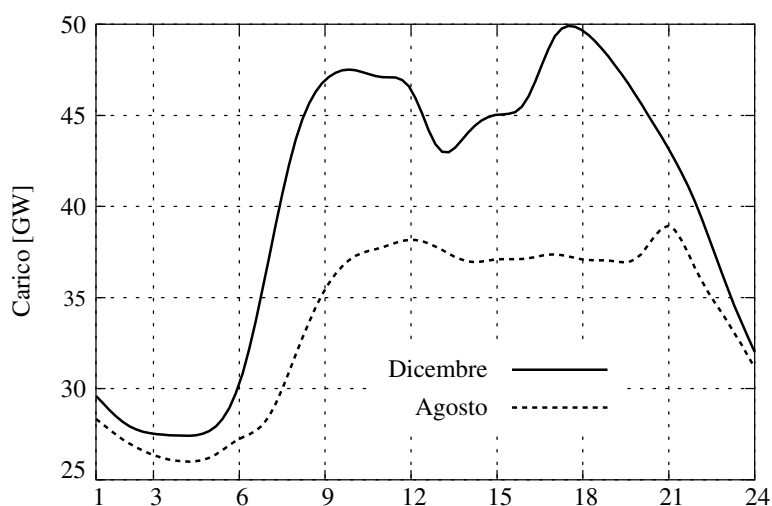


Figura 5.7: Andamenti dei carichi elettrici nel terzo mercoledì dei mesi di agosto e dicembre 2008 [Elaborazione su dati TERNA].

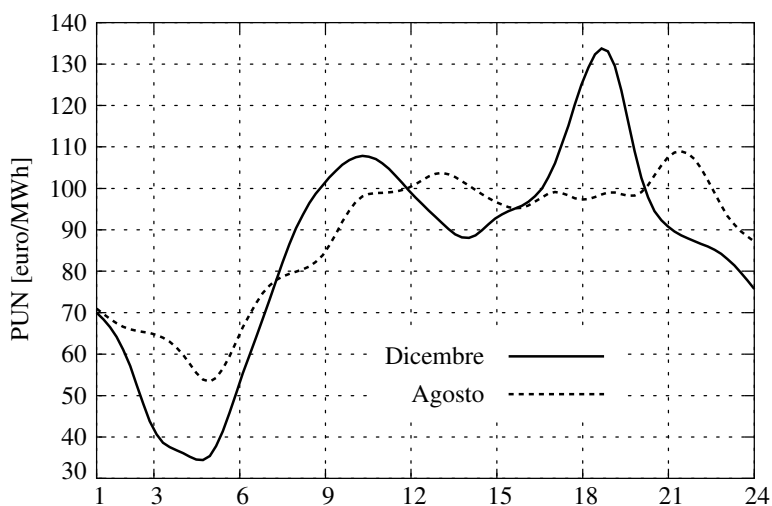


Figura 5.8: Andamenti del Prezzo Unico Nazionale dell'energia elettrica nel terzo mercoledì dei mesi di agosto e dicembre 2008 [Elaborazione su dati GME].

- l'aumento del ricorso alle fonti rinnovabili fino al raggiungimento del 20% dei consumi lordi di energia, e
- la riduzione complessiva del 20%, rispetto al 1990, dei consumi lordi di energia.

Appare evidente che, anche in Italia, lo sforzo di adeguamento alle richieste europee comporterà l'adozione di sempre nuove misure volte ad incentivare ed agevolare sia il ricorso alle fonti rinnovabili sia il miglioramento dell'efficienza energetica. Molte di queste misure riguarderanno il settore elettrico perché:

- la gran parte delle fonti rinnovabili può essere convenientemente utilizzata soltanto per la produzione di energia elettrica e
- la produzione di energia elettrica è attività ad alto consumo di energia primaria (basti, a questo proposito, ricordare che il rapporto tra consumi di energia primaria per la produzione di energia elettrica e consumi totali di energia primaria, ovvero l'indice di penetrazione dell'energia elettrica, è aumentato del 50% negli ultimi 50 anni fino a raggiungere, nel 2008, il 37,5%).

Nel seguito si cercherà di delineare un quadro, necessariamente sintetico, degli incentivi e delle agevolazioni previste in Italia per incrementare il ricorso alle fonti rinnovabili e migliorare l'efficienza nella produzione di energia elettrica. Sfortunatamente, il susseguirsi sempre più veloce di nuove norme in materia rischia di rendere rapidamente obsoleti i riferimenti quantitativi e, di conseguenza, l'analisi sarà limitata, essenzialmente, ai principi ispiratori dei diversi provvedimenti.

5.4.1 Il programma CIP6

Fino all'entrata in vigore del Dlgs 79/99, il principale strumento legislativo per la promozione delle fonti rinnovabili è stato il programma CIP6 (così chiamato perché istituito con la Delibera n. 6 del 29 aprile 1992 dal vecchio Comitato Interministeriale Prezzi) che stabiliva, appunto, i prezzi ai quali i privati potevano vendere all'allora monopolista ENEL l'energia elettrica prodotta in impianti a fonti rinnovabili entrati in funzione dopo il 30 gennaio 1991.

Il contratto di vendita dell'energia prodotta dagli impianti CIP6 garantiva al venditore un prezzo molto conveniente, costruito secondo due parametri: il cosiddetto "costo evitato", che rappresentava la stima dei costi del combustibile, della gestione e della manutenzione che l'ENEL non avrebbe più dovuto sopportare, e la "componente di incentivazione", in pratica una quota di beneficio a fondo perduto. Senza specificare alcuna soglia limite alle quantità incentivate, il CIP6 poteva erogare la

componente di costo evitato per un massimo di 15 anni, e la componente di incentivazione per un massimo di 8 anni. Si stima che, in questo modo, l'energia CIP6 venisse acquistata ad un prezzo triplo rispetto a quello corrente, col risultato che il gran numero di domande di partecipazione al programma impose la sospensione di fatto del programma stesso nel giugno del 1995. Permangono, tuttavia, gli effetti del provvedimento, in quanto il diritto agli incentivi ha continuato a sussistere anche per gli impianti autorizzati fino al 1995 ma non ancora entrati in esercizio a quella data (semplicemente, dopo la liberalizzazione del mercato dell'energia, la gestione del CIP6 è passata dall'ENEL al GSE).

Dal punto di vista tecnico, l'operazione CIP6 ha avuto il pregio di promuovere la generazione di energia elettrica da fonti rinnovabili, soprattutto per quel che riguarda lo sfruttamento di energia eolica e di biomasse. Purtroppo, dal punto di vista economico, l'operazione ha avuto un costo molto elevato: circa 13 miliardi di euro nel periodo 1992-2010, e tale costo è gravato interamente sui consumatori attraverso uno specifico sovrapprezzo nella bolletta elettrica (la componente A3 della bolletta stessa). Inoltre, l'impostazione normativa del provvedimento ha fatto sì che:

- tra le fonti rinnovabili fosse inclusa la trasformazione dei rifiuti organici ed inorganici (in palese violazione della normativa europea che consente di classificare come rinnovabile esclusivamente l'energia ricavata dalla parte organica dei rifiuti),
- una definizione troppo permissiva assimilasse alle fonti rinnovabili il calore recuperato dai fumi di scarico, i combustibili derivati dai processi di lavorazione (altiforni e raffinerie inclusi), le fonti fossili rappresentate da giacimenti minori e la cogenerazione (ponendo, in quest'ultimo caso, un vicolo di efficienza non troppo severo che sarà discusso nel Paragrafo 5.4.5).

Il risultato perverso è stato che gli incentivi CIP6 sono andati anche ad impianti come inceneritori di rifiuti e gassificatori di bitume e che, a tutto il 2007 secondo l'AEEG, l'80,5% dell'energia elettrica CIP6 è stata prodotta non con fonti rinnovabili ma con fonti assimilate.

5.4.2 I Certificati Verdi

Per incentivare l'uso delle fonti primarie rinnovabili nella produzione di energia elettrica, l'art. 11 del Dlgs 79/99 ha previsto il superamento del vecchio criterio CIP6, che remunerava l'energia ad un prezzo garantito, in favore di un meccanismo di mercato volto a stimolare la concorrenza. A tal fine, il Dlgs 79/99 ha stabilito, per i produttori/importatori di energia elettrica prodotta da fonti non rinnovabili, l'ob-

bligato di immettere nel sistema elettrico nazionale una quota minima di elettricità ottenuta da impianti alimentati a fonti rinnovabili. La quota obbligatoria minima è stata inizialmente fissata al 2% per il 2002 (primo anno di applicazione della norma) ma, a partire dal 2004 e fino al 2006, è stata incrementata dello 0,35% all'anno per ciascun anno successivo mentre, a partire dal 2007 e fino al 2010, è stata incrementata dello 0,75% all'anno per ciascun anno successivo. Si è così passati dal 2,35% per il 2005, fino al 5,30% per il 2010.

Per incoraggiare pratiche ritenute virtuose o strategiche e per alleggerire gli oneri a carico dei produttori, lo stesso Dlgs 79/99 ha, tuttavia, previsto di esentare dall'obbligo l'energia prodotta col sistema dei pompaggi o con carbone di origine nazionale, gli autoconsumi di centrale ed, a titolo di franchigia, 100 GWh di energia per ciascun produttore. All'obbligo per la quantità residuale si può far fronte sia immettendo in rete energia prodotta in proprio mediante fonti rinnovabili, sia acquistando, nelle apposite sedi di contrattazione gestite dal GME, dei "Certificati Verdi" che attestino la produzione, mediante fonti rinnovabili, di una quantità equivalente di energia. A loro volta, i Certificati Verdi vengono emessi dal GSE a favore dei titolari di impianti che abbiano diritto alla qualifica di IAFR (Impianto Alimentato da Fonti Rinnovabili), ed ogni certificato attesta la produzione di 1 MWh di energia elettrica.

Un altro elemento importante dei Certificati Verdi, è il loro essere distinti dall'energia che rappresentano, per cui possono circolare indipendentemente, ossia senza che venga trasferita effettivamente anche l'energia elettrica sottostante. Di conseguenza, i gestori di impianti IAFR beneficiano di due fonti di reddito: quella derivante dalla vendita dell'energia elettrica "verde" (o dell'equivalente risparmio derivante dall'autoconsumo) e quella derivante dalla vendita dei Certificati Verdi. (I Certificati Verdi, comunque, non sono cumulabili con i Certificati Bianchi illustrati nel Paragrafo 5.4.3).

La compravendita dei Certificati Verdi tra produttori/importatori di energia convenzionale e produttori/importatori di energia rinnovabile era destinata, grazie alla logica della domanda e dell'offerta, a promuovere la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili al minor costo possibile. In realtà, la crisi economica e le numerose esenzioni dall'obbligo di acquisto hanno finito per portare ad un eccesso di offerta che, a sua volta, ha provocato il crollo del prezzo dei certificati.

Per mantenere in vita il sistema, la Legge Finanziaria 244/08 ha demandato al GSE il compito di intervenire sul mercato fissando, in base a criteri stabiliti per legge (ma soggetti, al solito, a frequenti variazioni), un prezzo di offerta ed un prezzo di ritiro dei Certificati Verdi. Il prezzo di offerta rappresenta, evidentemente, il valore di riferimento massimo oltre il quale la speculazione non può andare, mentre il prezzo di ritiro rappresenta il riferimento minimo sul quale i produttori possono sempre

contare.

Poiché le condizioni di mercato continuano ad essere caratterizzate da una disponibilità di certificati che supera ampiamente la domanda, le contrattazioni tendono ad attestarsi sul prezzo di ritiro da parte del GSE (che, nel 2010, è stato pari a 88,91 €/MWh).

5.4.3 I Certificati Bianchi

Il sistema di incentivazione noto come “Certificati Bianchi” (ma il nome tecnico è “Titoli di Efficienza Energetica”, TEE) è stato introdotto dal DM 20/07/04 ed è operativo dal gennaio 2005. Tale decreto ha individuato degli obiettivi nazionali di risparmio di energia primaria crescenti di anno in anno e, per raggiungerli, ha trasferito “pro quota” gli obblighi quantitativi di risparmio ai distributori di energia elettrica e gas naturale con più di 100.000 clienti finali al 31 dicembre 2001. A fronte dell’obbligo, ai distributori viene riconosciuto un contributo a parziale copertura dei costi sostenuti per:

- attuare progetti a favore dei consumatori finali volti a migliorare l’efficienza energetica delle tecnologie installate o delle relative pratiche di utilizzo, ovvero
- acquistare da terzi i “Titoli di Efficienza Energetica” o “Certificati Bianchi”, ciascuno attestante il conseguimento di un risparmio di energia primaria pari ad 1 tep.

I Certificati Bianchi vengono emessi dal GME a favore dei soggetti che realizzano interventi di risparmio energetico o di miglioramento dell’efficienza approvati dall’AEEG (a seguito di una verifica di conformità alle regole fissate dalla AEEG stessa). La successiva eventuale compravendita dei titoli avviene tramite contratti bilaterali o nelle apposite sedi di contrattazione istituite dal GME dove, nei primi mesi del 2010, il prezzo dei Certificati Bianchi ha oscillato tra gli 80 ed i 90 €/tep.

L’aspetto innovativo dei Certificati Bianchi è la combinazione di elementi regolati per legge (l’obbligo di risparmio energetico ed il contributo tariffario riconosciuto ai soggetti obbligati pari, per il 2010, a 92,22 euro per ogni tonnellata equivalente di petrolio da risparmiare), e di elementi affidati al mercato (il prezzo dei certificati risultante dall’incontro tra domanda e offerta). Inoltre, i Certificati Bianchi portano ad una allocazione complessiva ottimale delle risorse, in quanto il mercato consente a quei distributori che incorrerebbero in costi marginali relativamente elevati per il risparmio di energia, di acquistare titoli di efficienza energetica da soggetti che hanno costi marginali di risparmio energetico inferiori e che, di conseguenza, trovano conveniente vendere i propri titoli sul mercato.

5.4.4 Il Conto Energia

Il Conto Energia è il sistema incentivante volto a promuovere la produzione di energia elettrica da impianti fotovoltaici. Esso è stato introdotto a seguito della Direttiva 2001/77/CE, recepita dal Dlgs 387/03, ed è stato avviato dal DM 28/07/05 del Ministero delle Attività Produttive (che ha fissato tempi e termini di applicazione), e dalla Delibera 188/05 dell'AEEG (che ha stabilito i modi di erogazione degli incentivi). Il Conto Energia è stato poi modificato dal DM 19/02/07, reso operativo dalla Delibera 90/07 dell'AEEG ed, in tale versione, è rimasto in vigore fino alla fine del 2010. Successivamente il DM 06/08/10 ha rivisto le tariffe incentivanti da riconoscere agli impianti fotovoltaici che entreranno in servizio nel triennio 2011-2013. Infine il Dlgs 28/11 (Decreto Rinnovabili, pubblicato sulla GU del 29/03/11 e non ancora approvato dal Parlamento) ha abrogato il DM 06/08/10, salvando gli incentivi previsti dal decreto stesso solo per gli impianti che entrano in esercizio entro il 31 maggio 2011 (e demandando la fissazione di nuovi incentivi ad un decreto ancora da emanarsi). Stante il rapido succedersi delle modifiche, nel seguito ci si limita ad illustrare sommariamente, ma in maniera integrata, le disposizioni in vigore e le novità tariffarie contenute nel DM 06/08/10.

In estrema sintesi, il Conto Energia:

- garantisce una tariffa incentivante per tutta l'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico;
- consente di scegliere tra due regimi di produzione/utilizzo dell'energia prodotta, a seconda della propria convenienza e della taglia dell'impianto: lo Scambio sul Posto, illustrato nel Paragrafo 5.4.6, o la vendita alla rete anche nella forma del Ritiro Dedicato, illustrato nel Paragrafo 5.4.7.

Per quanto riguarda le modalità applicative, è importante tener presente che:

- sono beneficiari del Conto Energia i "soggetti responsabili dell'impianto" come, ad esempio, le persone fisiche o giuridiche, i soggetti pubblici, gli enti non commerciali ed i condomini;
- tutti gli impianti fotovoltaici sono incentivati con tariffe agevolate per un periodo di 20 anni;
- le tariffe sono diverse per le diverse fasce di potenza;
- all'interno di ciascuna fascia, le tariffe sono maggiori per gli impianti realizzati sugli edifici rispetto agli impianti esterni agli edifici;
- sono previste agevolazioni particolari nel caso in cui i soggetti responsabili

5. ENERGIA ELETTRICA

dell'impianto siano Enti Pubblici;

- non vi sono limiti di potenza per il riconoscimento delle tariffe incentivanti, ma è prevista una soglia massima di 200 kW per accedere allo Scambio sul Posto mentre, oltre i 200 kW, sono possibili solo il Ritiro Dedicato e la vendita in rete;
- le tariffe incentivanti sono riconosciute per la totalità dell'energia elettrica prodotta, e si aggiungono ai ricavi derivanti dalla cessione in rete dell'energia, od ai risparmi sulla bolletta realizzati nel caso l'energia sia autoconsumata (anche usufruendo del già menzionato meccanismo dello Scambio sul Posto);
- le tariffe incentivanti del Conto Energia non sono, tuttavia, cumulabili con i Certificati Verdi ed i Certificati Bianchi;
- il compito di riconoscere gli incentivi, controllare gli impianti e le quantità prodotte, ed erogare le tariffe incentivanti è affidato al GSE.

Dal punto di vista economico le nuove tariffe, pur inferiori a quelle in vigore sino al 31 dicembre 2010, sono ancora molto convenienti. Più in dettaglio, infatti, dal DM 06/08/10 si evince che:

- le nuove tariffe riconosciute agli impianti fotovoltaici tradizionali entrati in esercizio nel primo quadrimestre del 2011, variano da un minimo di 0,297 €/kWh per gli impianti di potenza superiore ai 5.000 kW esterni agli edifici, ad un massimo di 0,402 €/kWh per gli impianti di potenza compresa tra 1 e 3 kW realizzati sugli edifici (mentre, successivamente, le tariffe si riducono del 2% all'inizio del secondo e terzo quadrimestre del 2011, e di un ulteriore 6% all'inizio sia del 2012 sia del 2013);
- un trattamento più favorevole, rispetto agli impianti tradizionali, è riservato agli impianti fotovoltaici che utilizzino moduli e componenti speciali espressamente realizzati per integrarsi o sostituirsi ad elementi architettonici (ed, in tal caso, nel 2011 si va da un massimo di 0,44 €/kWh per gli impianti di potenza compresa tra 1 e 20 kW, ad un minimo di 0,37 €/kWh per gli impianti di potenza superiore a 200 kW mentre, successivamente, le tariffe si riducono del 2% all'inizio sia del 2012 sia del 2013);
- viene incoraggiata la realizzazione di impianti fotovoltaici a concentrazione, ovvero di impianti dotati di un sistema di specchi (o lenti) che, grazie ad azionatori elettrici lineari controllati da calcolatore, sono in grado di "inseguire il Sole" (mantenendosi su un piano ortogonale ai raggi solari ed inviando, così, ai ricevitori fotovoltaici veri e propri una quantità giornaliera di energia maggiore

di quella inviata da ricevitori fotovoltaici fissi di ugual superficie complessiva);

- per gli impianti a concentrazione le tariffe previste nel 2011 vanno da un massimo di 0,37 €/kWh per gli impianti potenza compresa tra 1 e 200 kW, ad un minimo di 0,28 €/kWh per gli impianti di potenza superiore a 200 kW (mentre, successivamente, le tariffe si riducono del 2% all'inizio sia del 2012 sia del 2013);
- viene aperto uno spiraglio alla ricerca promettendo tariffe incentivanti speciali per impianti che utilizzino moduli e componenti caratterizzati da significative innovazioni tecnologiche (che saranno definite da successivi provvedimenti ministeriali).

5.4.5 La cogenerazione ad alto rendimento

La Direttiva 2004/8/CE, recepita dal Dlgs 20/07, ha stabilito che, a partire dal 2011, la condizione alla quale la produzione combinata di energia elettrica e calore può ottenere la qualifica di “cogenerazione ad alto rendimento” sia basata sul parametro *PES*, acronimo di Primary Energy Saving ovvero Risparmio di Energia Primaria. Il *PES* esprime, in realtà, il risparmio relativo di energia primaria realizzabile da un impianto di cogenerazione rispetto ad impianti separati per la produzione di energia termica ed energia elettrica e, quindi, si può calcolare come indicato nel seguito.

In primo luogo, dal punto di vista del risparmio di energia primaria nell'impianto cogenerativo, si può scrivere

$$\Delta E_c = \left(\frac{E_t}{\eta_t} + \frac{E_e}{\eta_e} \right) - E_c \quad (5.1)$$

dove, su base annuale, $E_c = m_c H_i$ è l'energia primaria immessa sotto forma di combustibili commerciali, mentre E_t ed E_e sono, rispettivamente, l'energia termica e l'energia elettrica prodotte. Di conseguenza E_t/η_t ed E_e/η_e , con η_t rendimento termico di un generatore convenzionale di calore ed η_e rendimento di conversione di un impianto convenzionale a ciclo diretto, si possono interpretare come energie primarie immesse per la produzione separata di calore e lavoro.

A questo punto si può notare che, nella (5.1), la quantità entro parentesi è proprio l'energia primaria totale immessa negli impianti convenzionali. Pertanto, dividendo per tale quantità entrambi i membri della (5.1), si perviene alla definizione cercata

$$PES = \frac{\Delta E_c}{\frac{E_t}{\eta_t} + \frac{E_e}{\eta_e}} = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}} \quad (5.2)$$

cioè all'espressione adimensionale del risparmio di energia primaria realizzato con

l'impianto cogenerativo rispetto agli impianti convenzionali separati. Un problema a parte è la valutazione dei valori dei rendimenti η_t ed η_e da utilizzare nella (5.2). A questo proposito, la Direttiva 2004/8/CE stabilisce di far riferimento allo stato dell'arte tecnologico tenendo conto del tipo di combustibile utilizzato e delle condizioni climatiche prevalenti nelle località in cui si realizzano gli impianti. Ovviamente, spetterà ai singoli Stati farsi carico di queste problematiche in regolamenti attuativi (che, in Italia, non erano ancora disponibili al momento della redazione di questo volume).

Una volta calcolato il *PES*, le condizioni poste dalla Direttiva 2004/8/CE per ottenere la qualifica di "cogenerazione ad alto rendimento" (e godere di incentivi ed agevolazioni) sono di semplice determinazione:

- $PES \geq 0$ per potenze elettriche minori di 1 MW, e
- $PES \geq 0,1$ per potenze elettriche maggiori od uguali ad 1 MW.

In pratica, la qualifica di impianti di cogenerazione ad alto rendimento può essere ottenuta dagli impianti di taglia inferiore ad 1 MW di potenza elettrica se non consumano più energia primaria dei più efficienti impianti separati che producono le stesse quantità di calore ed energia elettrica. Analogamente, la qualifica può essere ottenuta dagli impianti cogenerativi di taglia superiore ad 1 MW di potenza elettrica se garantiscono un risparmio di energia primaria non inferiore al 10% rispetto ai più efficienti impianti separati che producono le stesse quantità di calore ed energia elettrica.

Si noti che la relazione (5.2), scritta nella forma

$$\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c} = \frac{1}{1 - PES} \quad (5.3)$$

è l'equazione di un "fascio improprio" di rette parallele del piano ($E_t/E_c, E_e/E_c$). Due di queste rette: $PES = 0$ e $PES = 0,1$ sono rappresentate in Fig. 5.9 con riferimento ai valori $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$ (che, come vedremo, erano quelli utilizzati nell'ambito del CIP6). La retta $PES = 0$ incontra l'asse delle ordinate nel punto $E_e/E_c = \eta_e$ e l'asse delle ascisse nel punto $E_t/E_c = \eta_t$, mentre la retta $PES = 0,1$ incontra l'asse delle ordinate nel punto $E_e/E_c = 1,1\eta_e$ e l'asse delle ascisse nel punto $E_t/E_c = 1,1\eta_t$. La qualifica di cogenerazione ad alto rendimento viene quindi ottenuta dagli impianti combinati con punto di funzionamento al di sopra della retta di pertinenza: $PES = 0$ per potenze elettriche minori di 1 MW e $PES = 0,1$ per potenze elettriche maggiori od uguali ad 1 MW.

In Italia, i benefici collegati alla qualifica di impianto di cogenerazione ad alto rendimento sono diversi. Tra essi, si hanno

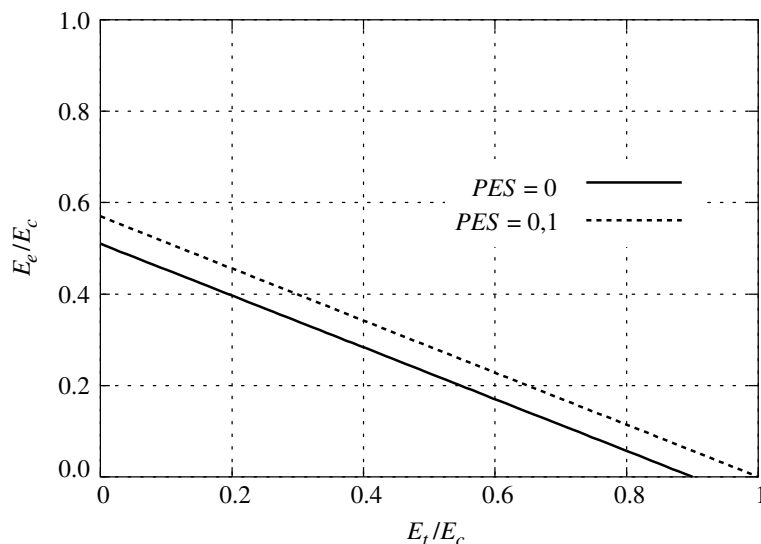


Figura 5.9: Rette limiti di esercizio per $PES = 0$ e $PES = 0,1$.

- l'esonero dall'obbligo di acquisto dei Certificati Verdi per l'energia elettrica prodotta in cogenerazione;
- la possibilità di ottenere i Certificati Bianchi per la parte di energia primaria risparmiata;
- la precedenza nell'ambito del dispacciamento per l'energia elettrica prodotta in cogenerazione;
- la riduzione del carico fiscale sull'accisa del gas naturale;
- la semplificazione delle condizioni tecnico-economiche per la connessione alla rete elettrica nazionale;
- l'accesso, in alcuni casi precisati nel seguito, alle modalità di cessione dell'energia elettrica attraverso lo Scambio sul Posto, illustrato nel Paragrafo 5.4.6, ed il Ritiro Dedicato, illustrato nel Paragrafo 5.4.7.

Fino a tutto il 2010, tuttavia, la normativa in vigore per ottenere la qualifica di cogenerazione ad alto rendimento era quella varata nell'ambito della liberalizzazione del settore elettrico. Il Dlgs 79/99 aveva, infatti, dato mandato all'AEEG di definire i criteri per l'ottenimento di tale qualifica e, nella Deliberazione 42/02, l'AEEG aveva stabilito delle condizioni basate sul soddisfacimento contemporaneo di due parametri: l'indice di risparmio energetico (IRE) ed il limite termico (LT).

L'*IRE* valuta il risparmio percentuale di energia primaria realizzabile da un impianto di cogenerazione rispetto ad impianti convenzionali per la produzione separata di energia termica ed energia elettrica e, di conseguenza, è un criterio concettualmente simile al *PES*, anche se di formulazione più complessa. In base a quanto stabilito dall'AEEG, tale criterio viene, infatti, espresso come

$$IRE = 1 - \frac{1}{\frac{E_{tc}}{\eta_{tc}E_c} + \frac{E_{ti}}{\eta_{ti}E_c} + \frac{E_e}{\eta_e(1 - \pi_{dist})E_c}} \quad (5.4)$$

dove, su base annuale, $E_c = m_c H_i$ è l'energia primaria immessa sotto forma di combustibili commerciali, mentre E_{tc} , E_{ti} ed E_e sono, rispettivamente, le produzioni cogenerative di energia termica per utenze civili, energia termica per utenze industriali ed energia elettrica. Di conseguenza, le energie primarie immesse negli impianti convenzionali per la produzione di calore civile, calore industriale e lavoro sono E_{tc}/η_{tc} , E_{ti}/η_{ti} ed $E_e/[\eta_e(1 - \pi_{dist})]$, con η_{tc} ed η_{ti} rendimenti termici di generatori di calore convenzionali, rispettivamente civili ed industriali, η_e rendimento di conversione di un ciclo diretto convenzionale, e π_{dist} perdite di trasporto dell'energia elettrica nella rete nazionale per raggiungere le utenze servite dall'impianto cogenerativo. L'ulteriore criterio *LT*, espresso come

$$LT = \frac{E_{tc} + E_{ti}}{E_e + (E_{tc} + E_{ti})} \quad (5.5)$$

valuta la quota di energia termica prodotta rispetto alla produzione totale di energia termica ed elettrica.

I criteri di accettabilità per *IRE* ed *LT*, nonché i valori dei parametri di rendimento e di perdita che compaiono nella (5.4), sono stati stabiliti dalla Deliberazione 42/02 e, successivamente, sono stati rivisti annualmente. A solo titolo di esempio, alcuni dei valori più significativi fissati per l'anno 2010 sono:

- *IRE* > 10% per i nuovi impianti;
- *LT* > 33% per potenze elettriche sino a 10 MW;
- $\eta_{tc} = 0,8$ ed $\eta_{ti} = 0,9$ per i rendimenti dei generatori di calore;
- $\pi_{dist} = 0,043$ per le perdite di trasporto nella rete nazionale dell'energia elettrica autoconsumata in media tensione.
- η_e variabile in funzione della taglia dell'impianto e del combustibile utilizzato (da un valore massimo $\eta_e = 0,55$ per impianti cogenerativi di potenza elettrica

superiore a 300 MW alimentati con gas naturale, ad un valore minimo $\eta_e = 0,23$ per impianti cogenerativi di potenza elettrica inferiore ad 1 MW alimentati con rifiuti solidi o biomasse).

Da quanto esposto più sopra, è chiaro che l'*IRE* si riduce al *PES* se si trascurano le perdite di rete e si assumono gli stessi valori per i rendimenti elettrici e termici. Una differenza pratica molto importante è data, tuttavia, dalle diverse modalità di definizione dei rendimenti in quanto l'*IRE*, oltre distinguere come il *PES* tra i diversi tipi di combustibile, opera un'ulteriore distinzione molto più articolata del *PES* per le diverse taglie di impianto. Ciò potrebbe, al limite, portare al disconoscimento della qualifica di cogenerazione ad alto rendimento per impianti cogenerativi di potenza elettrica appena superiore ad 1 MW per i quali le delibere dell'AEEG hanno, sinora, previsto dei rendimenti inferiori a quelli dello stato dell'arte. D'altra parte, l'assenza del parametro *LT* nella normativa europea potrebbe portare al riconoscimento della qualifica di cogenerazione ad alto rendimento per gli impianti combinati gas-vapore che, sinora, sono rimasti esclusi.

Infine, per gli impianti di cogenerazione realizzati nell'ambito del provvedimento CIP6 (alcuni dei quali sono ancora in funzione), il criterio di assimilabilità della cogenerazione alle fonti rinnovabili era fondato su un indice di efficienza energetica empiricamente definito come

$$I_{en} = \frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c} - 0,49 \quad (5.6)$$

dove, su base annuale, $E_c = m_c H_i$ è l'energia primaria immessa sotto forma di combustibili commerciali, E_t ed E_e sono, rispettivamente, l'energia termica e l'energia elettrica prodotte dall'impianto cogenerativo mentre, ed è questa la particolarità, si assumeva "a priori" $\eta_t = 0,90$ ed $\eta_e = 0,51$ indipendentemente dal combustibile utilizzato e dalla taglia dell'impianto. Il criterio di assimilabilità previsto dal CIP6, era: $I_{en} > 0,51$, con un premio ulteriore per gli impianti in cui risultasse $I_{en} > 0,60$. Con riferimento a tali limiti è facile verificare che, se anche nella valutazione del *PES* si assume $\eta_t = 0,90$ ed $\eta_e = 0,51$, l' $I_{en} = 0,51$ equivale a $PES = 0$ ed $I_{en} = 0,60$ equivale a $PES = 0,082569$.

5.4.6 Lo Scambio sul Posto

Rispetto alla vendita dell'energia elettrica sul mercato, il servizio dello Scambio sul Posto costituisce una modalità di valorizzazione particolarmente indicata per gli impianti di piccole dimensioni la cui produzione è prevalentemente finalizzata all'autoconsumo. Lo scambio sul posto, regolato dalle Deliberazioni AEEG 86/08 ed AEEG 01/09, è riservato agli impianti di cogenerazione ad alto rendimento ed agli impianti

ti alimentati da fonti rinnovabili di potenza elettrica non superiore a 200 kW. Esso consente di immettere in rete l'energia elettrica prodotta, ma non immediatamente autoconsumata, per poi prelevarla in un momento successivo per soddisfare i propri consumi. L'eventuale saldo positivo annuo a favore dell'utente del servizio viene riconosciuto dal GSE sotto forma di credito in termini di energia elettrica, e può essere utilizzato dall'utente stesso entro i tre anni successivi a quello di maturazione.

In pratica, è come se venisse utilizzata la rete per immagazzinare l'energia elettrica immessa al fine di riprelevarla quando serve. Ciò si traduce in un vero e proprio incentivo per chi ne usufruisce, in quanto tutto accade come se l'energia elettrica immessa e successivamente riprelevata fosse stata prodotta e autoconsumata istantaneamente senza utilizzare la rete. Di conseguenza, i costi di trasporto e di dispacciamento per l'energia elettrica prelevata da chi usufruisce dello Scambio sul Posto vanno a carico del sistema elettrico (e, purtroppo, vengono poi scaricati sulla bolletta degli altri clienti).

5.4.7 Il Ritiro Dedicato

Il Ritiro Dedicato è una forma semplificata di vendita di elettricità alla rete, attivo dal 1° gennaio 2008 in base alla Deliberazione 280/07 dell'AEEG. Vendere energia in regime di Ritiro Dedicato significa demandare al GSE il ritiro, cioè l'acquisto, di tutta l'elettricità immessa in rete dall'impianto. Il GSE corrisponde al produttore un prezzo per ogni kWh ritirato e svolge, quindi, il ruolo di intermediario commerciale tra i produttori e il sistema elettrico. Il Ritiro Dedicato è volto a facilitare i produttori che, avendone diritto, intendono vendere energia senza dover accedere al libero mercato. Il Ritiro Dedicato è generalmente preferibile alla vendita diretta per due motivi:

- il GSE è l'unico soggetto al quale ci si deve rivolgere evitando così un confronto continuo con le imprese responsabili dei servizi di trasmissione e distribuzione;
- la convenzione di Ritiro Dedicato sostituisce qualsiasi altro adempimento burocratico.

Attraverso il Ritiro Dedicato, il GSE acquista tutta l'energia immessa in rete (e dunque non autoconsumata) prodotta da:

- impianti alimentati da fonti rinnovabili di qualunque potenza (con la sola eccezione per gli impianti del programma CIP6);
- impianti alimentati da qualunque fonte (anche fossile) purché di potenza infe-

5.5. LA TARIFFA DI FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA

riore a 10 MVA;

- impianti alimentati da qualunque fonte e di qualunque taglia purché abbiano ottenuto la qualifica di autoproduttore (in quanto utilizzano l'energia elettrica prodotta in misura non inferiore al 70% su base annua).

I prezzi corrisposti dal GSE ai produttori per il Ritiro Dedicato sono quelli della borsa elettrica per la zona e l'ora in cui l'energia viene immessa in rete. Gli impianti alimentati a fonti rinnovabili di potenza nominale fino a 1 MW hanno diritto, tuttavia, a prezzi minimi garantiti (sempre vantaggiosi rispetto a quelli di mercato), differenziati per scaglioni e aggiornati annualmente dall'AEEG.

5.4.8 L'opzione Tariffa Onnicomprensiva

L'opzione Tariffa Onnicomprensiva è stata introdotta dal DM 18/12/08 e dalla Deliberazione 01/09 dell'AEEG per favorire la produzione di elettricità da impianti a fonti rinnovabili di piccole dimensioni entrati in esercizio dopo il 31.12.07. La Tariffa Onnicomprensiva garantisce un incentivo monetario, differenziato per fonte, che viene concesso, in alternativa ai Certificati Verdi, all'energia elettrica netta immessa in rete dagli impianti a fonti rinnovabili con potenza elettrica compresa tra 1 kW ed 1 MW (200 kW per l'eolico). (Sono, tuttavia, esclusi dal beneficio gli impianti fotovoltaici che vengono incentivati attraverso il Conto Energia). Diversamente dal Conto Energia per il fotovoltaico e dai Certificati Verdi, che incentivano tutta l'energia prodotta compresa quella autoconsumata, la Tariffa Onnicomprensiva è corrisposta solo per l'elettricità effettivamente ceduta alla rete, al netto degli autoconsumi.

La Tariffa Onnicomprensiva viene aggiornata ogni 3 anni, con decreto del Ministro dello Sviluppo economico e viene corrisposta al produttore per un periodo di 15 anni a partire dalla data di entrata in esercizio commerciale dell'impianto. Scaduti i 15 anni, il produttore può continuare a vendere energia alla rete con le modalità e i prezzi garantiti dal meccanismo del Ritiro Dedicato.

5.5 LA TARIFFA DI FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA

Dal 1° luglio 2007, con il completamento della liberalizzazione del mercato elettrico stabilita dal DL 73/07, tutti possono scegliere da chi ed a quali condizioni comprare l'energia elettrica. Anche nel mercato libero, tuttavia, le protezioni non mancano in quanto la maggior parte delle componenti di costo dell'energia elettrica sono comunque regolamentate dall'AEEG. Per i clienti che non sono passati al mercato libero,

inoltre, sono state introdotte delle protezioni aggiuntive rappresentate dal servizio di maggior tutela rivolto a famiglie e piccole imprese, e dal servizio di salvaguardia rivolto alle medie imprese. Nell'ambito del servizio di maggior tutela, tutte le componenti di costo sono stabilite direttamente dall'AEEG, mentre l'acquisto dell'energia elettrica sul mercato viene effettuato dall'Acquirente Unico. Nell'ambito del servizio di salvaguardia, l'Acquirente Unico sceglie mediante concorso le aziende preposte al servizio di fornitura, mentre le condizioni economiche sono stabilite dalle aziende stesse sulla base di modalità di calcolo fissate dal Ministero dello Sviluppo Economico.

Il costo del servizio elettrico è la risultante di diverse componenti, differenziate a seconda della tensione di fornitura, che l'AEEG raggruppa in quattro classi principali:

- **Servizi di vendita** che incidono per circa il 64% della spesa totale lorda di un cliente domestico medio e comprendono tutte le attività concernenti l'acquisto e la rivendita di energia elettrica. I costi del servizio di vendita per i clienti del mercato libero sono stabiliti nel contratto di fornitura, e su di essi si gioca la concorrenza tra le imprese. Nell'ambito del servizio di maggior tutela, invece, i costi di vendita sono fissati e aggiornati ogni tre mesi dall'AEEG.
- **Servizi di rete** che incidono per circa il 15% della spesa totale lorda di un cliente domestico medio e comprendono il trasporto, la distribuzione e la misura dell'energia elettrica. Il servizio di trasporto sulla rete nazionale è gestito da TERNA, mentre il servizio di trasporto sulle reti locali ed il servizio di misura (comprendente la manutenzione del contatore e la lettura e registrazione delle misure) sono gestiti dalle imprese di distribuzione locali (che, come si ricorderà, devono essere separate dalle imprese di vendita). I costi dei servizi di rete sono fissati e aggiornati annualmente dall'AEEG attraverso tariffe applicate uniformemente per l'intero territorio nazionale. Le imprese di vendita pagano tali tariffe ed, a loro volta, trasferiscono il costo ai clienti finali.
- **Oneri generali del sistema elettrico** che sono fissati per legge ed applicati alle quantità di energia consumate. Essi vengono trasferiti ai clienti finali del sistema elettrico ed incidono per circa il 7% della spesa totale di un cliente domestico medio. Tali oneri comprendono voci diverse come:
 - A3 promozione della produzione di energia da fonti rinnovabili e assimilate (in pratica il programma CIP6), che incide per circa il 62% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio;
 - A4 finanziamento dei regimi tariffari speciali (ad esempio: alluminio primario, Ferrovie dello Stato, Società Terni S.p.A., comuni rivieraschi),

5.5. LA TARIFFA DI FORNITURA DELL'ENERGIA ELETTRICA

che incide per circa il 8% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio;

- A5 finanziamento delle attività di ricerca e sviluppo, che incide per circa il 2,1% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio;
 - A6 copertura dei costi già sostenuti dalle imprese e non recuperabili in seguito alla liberalizzazione del mercato elettrico, che incide per circa il 3% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio;
 - UC4 copertura delle integrazioni tariffarie alle imprese elettriche minori (ad esempio quelle operanti nelle isole), che incide per circa il 2,8% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio;
 - A2 oneri di smantellamento delle centrali nucleari e chiusura del ciclo del combustibile, che si aggiunge al finanziamento delle Misure di Compensazione Territoriale (MCT) per i territori in cui ha luogo lo smantellamento delle centrali nucleari. A2 ed MCT incidono per circa il 22% del totale degli oneri di sistema per il cliente domestico medio.
- **Imposte** che incidono per circa il 14% della spesa totale di un cliente domestico medio e comprendono:
 - imposta di consumo (accisa) ed eventuale addizionale erariale, applicate sulla componente variabile;
 - imposta sul valore aggiunto (IVA), applicata sul costo complessivo del servizio (incluse imposta di consumo ed addizionale), con un'aliquota del 10% per le utenze residenziali.

In base alla Deliberazione 152/06 dell'AEEG, i costi del servizio elettrico vengono diversamente esposti in bolletta per i clienti non domestici e per quelli domestici. Per i clienti non domestici, le voci della bolletta comprendono:

- corrispettivo per l'uso delle reti ed il servizio di misura, inclusi gli oneri A, UC ed MCT;
- corrispettivo per acquisto, vendita, dispacciamento e sbilanciamento, comprendenti gli oneri per i servizi di vendita, l'onere dovuto a TERNA per il dispacciamento e l'onere dovuto al GME per lo sbilanciamento (ovvero per le eventuali differenze tra le quantità di energia elettrica acquistate sul Mercato Elettrico a Pronti e quelle effettivamente utilizzate);
- imposte;

mentre, per i clienti domestici, le voci della bolletta comprendono:

- quota fissa dovuta per l'utenza, e quota di potenza dovuta per la potenza impegnata;
- quota energia, proporzionale al consumo e variabile per scaglioni;
- imposte.

In entrambi i casi, la tariffa risultante è rappresentabile mediante un'equazione del tipo

$$T = T_f + t_v E \quad (5.7)$$

dove la tariffa T e la quota fissa annuale T_f sono espresse in €, mentre la componente variabile t_v , legata al consumo annuale di energia E , è espressa in €/kWh. A sua volta, la quota fissa annuale è rappresentabile mediante un'equazione del tipo

$$T_f = T_u + t_P P \quad (5.8)$$

dove la quota di utenza T_u è espressa in €, mentre la quota di potenza t_P è espressa in €/kW di potenza contrattuale P . Come si è già osservato a proposito del gas naturale, la tariffa non comprende il carico fiscale e, quindi, per arrivare all'imponibile I occorre aggiungere alla tariffa T la voce $I_c = i_c E$, con i_c espressa in €/kWh, che rappresenta la somma di imposte di consumo ed addizionali a favore degli enti locali

$$I = T + I_c = (T_f + t_v E) + i_c E = T_f + (t_v + i_c) E \quad (5.9)$$

L'imponibile, gravato di IVA, costituisce il corrispettivo finale della bolletta. Un esempio di calcolo delle condizioni economiche praticate ad un cliente domestico residente (che ha scelto il regime di maggior tutela) può dare concretezza alle considerazioni esposte sinora.

Esempio 5.3 *Con riferimento alle condizioni di mercato tutelato vigenti a Udine nel 2010, si calcoli l'importo della bolletta annuale per un cliente domestico residente con tariffa monoraria e potenza impegnata 4,5 kW che, in un anno, consuma 4300 kWh.*

Soluzione

Nella fattispecie si applica la Tariffa D3 (potenza impegnata maggiore di 3 kW) monoraria, ed al calcolo della bolletta annuale si può procedere nella maniera seguente.

La quota di utenza è pari a $T_u = 44,64430$ €, mentre la quota variabile di potenza è pari a $t_P = 14,43540$ €/kW per un totale di :

$$T_f = T_u + t_P P = 44,64430 + 14,43540 \cdot 4,5 = 109,60 \text{ €}$$

La quota di energia è calcolata a partire dagli scaglioni: 0-1800, 1801-2640, e 2641-

5.6. CARATTERISTICHE DI FORNITURA

4440 kWh, ciascuno preso con la rispettiva aliquota: 0,14147; 0,16047; e 0,19837 €/kWh. Si ha quindi:

$$t_v = (1800 \cdot 0,14147 + 839 \cdot 0,16047 + 1659 \cdot 0,19837)/4300 \\ = 0,1670642 \text{ €/kWh}$$

Pertanto, l'importo annuale di tariffa è pari a

$$T = T_f + t_v E = 109,60 + 0,1670642 \cdot 4300 = 827,98 \text{ €}$$

La somma di imposte di consumo ed addizionali i_c , espressa in €/kWh, va aggiunta alla componente variabile in modo da ottenere l'imponibile (5.9). In alternativa, con riferimento alle aliquote di accisa: 0,0047 €/kWh e di addizionale enti locali: 0,01859 €/kWh, si possono calcolare in sequenza

$$i_c = 0,0047 + 0,01859 = 0,02329 \text{ €/kWh}$$

$$I_c = i_c \cdot E = 0,02329 \cdot 4300 = 100,15 \text{ €}$$

ed il totale imponibile annuale

$$I = T + I_c = 827,98 + 100,15 = 928,13 \text{ €}$$

L'aliquota IVA è del 10% sull'imponibile, per cui si ha

$$TOTALE = (1 + IVA)(T + I_c) = 1,1 \cdot 928,13 = 1.020,94 \text{ €}$$

per il corrispettivo annuale in bolletta (che viene fatturato in 6 rate bimestrali).

5.6 CARATTERISTICHE DI FORNITURA

L'energia elettrica è generalmente fornita come corrente alternata ad alta, media o bassa tensione. Per una qualunque grandezza alternata a , rappresentabile come grandezza periodica sinusoidale, si ha

$$a = A_M \text{sen} \left(2\pi \frac{\vartheta}{\vartheta_0} + \varphi \right) = A_M \text{sen}(\omega\vartheta + \varphi) = A_M \text{sen}(2\pi f\vartheta + \varphi) \quad (5.10)$$

dove ϑ_0 è il periodo misurato in secondi [s], $\omega = 2\pi/\vartheta_0$ è la pulsazione misurata in radianti al secondo [rad/s], f è la frequenza misurata in hertz [Hz] ed A_M è l'ampiezza, coincidente con il valore massimo della grandezza. Ovviamente, il valore medio di a è uguale a zero, ma diverso da zero è il valore medio efficace A , cioè il valore che produce gli stessi effetti nei fenomeni che dipendono dal quadrato di a . Il valore medio efficace A è definito come

$$A = \left[\frac{1}{\vartheta_0} \int_0^{\vartheta_0} A_M^2 \sin^2(\omega\vartheta + \varphi) d\vartheta \right]^{1/2} = \frac{A_M}{\sqrt{2}} \cong 0,707 A_M \quad (5.11)$$

e la definizione comporta che, ad esempio, una tensione alternata di valore efficace pari a 220 V abbia valore massimo pari a $V_M/0,707 = 220 / 0,707 = 311$ V.

5.6.1 Circuiti in corrente alternata

Le relazioni tra tensione e corrente nei circuiti in corrente alternata possono essere espresse, in modo conveniente, ricorrendo ad una rappresentazione vettoriale sul piano complesso. Nel contesto di tale rappresentazione, si può affermare che tutti i circuiti in corrente alternata danno luogo ad una relazione tra tensione \dot{E} e corrente \dot{I} del tipo

$$\dot{E} = \dot{Z}\dot{I} = (R + jX)\dot{I} \quad (5.12)$$

dove j è l'unità immaginaria e \dot{Z} è l'impedenza, risultante di resistenza R e reattanza X . La reattanza, a sua volta, è data dalla somma degli effetti d'induttanza L e capacità C , secondo la relazione

$$X = \omega L - \frac{1}{\omega C} \quad (5.13)$$

Se, con riferimento alla Fig. 5.10, si "fotografa" l'istante in cui la corrente \dot{I} è parallela all'asse reale, la tensione è rappresentabile come un vettore che forma un angolo φ con la corrente, tale che

$$\varphi = \arctan \left[\frac{\omega L - 1/(\omega C)}{R} \right] \quad (5.14)$$

Di conseguenza, quando il termine induttivo supera il termine capacitivo, l'angolo φ è maggiore di zero e la tensione è sfasata in anticipo, mentre quando prevale il termine capacitivo la tensione è sfasata in ritardo. (Nell'induttore la corrente è l'effetto mentre la tensione è la causa che, dovendo precedere l'effetto, è sfasata in anticipo rispetto alla corrente. Nel condensatore, invece, la tensione è l'effetto mentre la corrente di carica è la causa che, dovendo precedere l'effetto, è sfasata in anticipo rispetto alla tensione). Soltanto se la reattanza è nulla, ovvero se il carico è puramente resistivo, tensione e corrente sono perfettamente in fase.

Dal punto di vista fisico, si può ricordare che l'energia immagazzinata in un induttore è uguale alla quantità di lavoro richiesta per ottenere la corrente che scorre in esso

$$E_L = \frac{1}{2} LI^2 \quad (5.15)$$

mentre l'energia immagazzinata in un condensatore è uguale alla quantità di lavoro richiesta per caricarlo

$$E_C = \frac{1}{2} C E^2 \quad (5.16)$$

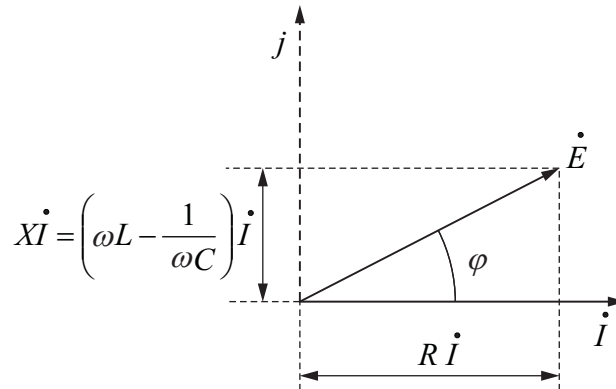


Figura 5.10: Rappresentazione nel piano complesso di tensione e corrente alternate.

5.6.2 Distribuzione finale dell'energia elettrica

L'energia elettrica è normalmente distribuita alle utenze finali come indicato nella Fig. 5.11 (a), utilizzando sistemi trifase con tensioni sfasate tra loro di 120° e dotati di neutro posto a terra in cabina. Come si è detto, la distribuzione finale ha luogo ad alta tensione alle grandi industrie, a media tensione alle medie industrie ed al grande terziario, ed a bassa tensione (di solito 380 V) alle piccole utenze. Le cabine a servizio delle grandi e medie utenze sono di proprietà degli utenti stessi, mentre quelle a servizio delle piccole utenze sono, generalmente, di proprietà del distributore locale. Nelle cabine, la tensione è quasi sempre ridotta a 380 V perché le apparecchiature di utilizzazione finale dell'energia elettrica trifase sono servite da linee di distribuzione a 380 V. Dalla rappresentazione vettoriale di Fig. 5.11 (b), applicando semplici relazioni geometrico-trigonometriche, si ricava

$$V = \sqrt{3} E \cong 1,71E \quad (5.17)$$

dove E è la tensione tra fase e neutro e V è la tensione tra fase e fase. Di conseguenza, se la tensione tra fase e fase è pari a 380 V, la tensione tra fase e neutro (praticamente coincidente con la tensione tra ciascuna fase e la terra) è pari a 220 V. Le distribuzioni monofase alle abitazioni si effettuano a 220 V, utilizzando le tensioni tra una delle tre fasi ed il neutro del sistema e cercando poi di equilibrare, il più possibile, i carichi risultanti nelle tre zone distributive così individuate.

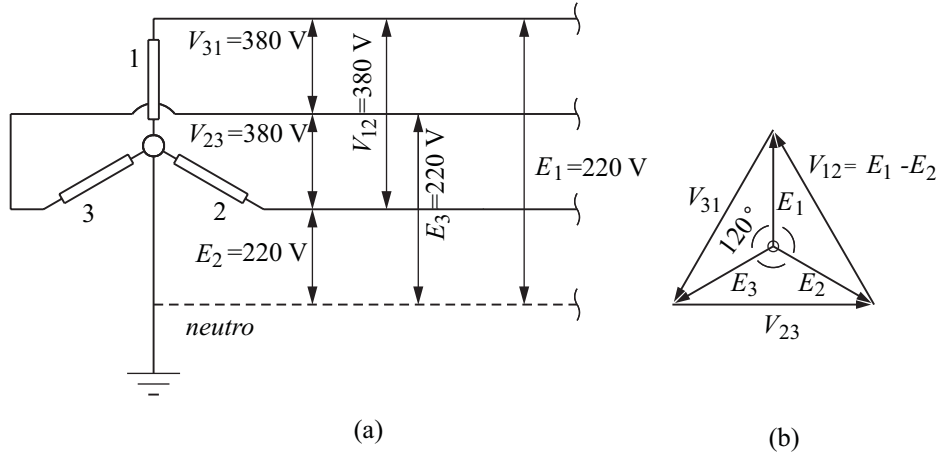


Figura 5.11: Distribuzione trifase con neutro: (a) schema elettrico e (b) rappresentazione vettoriale delle tensioni.

In un circuito in corrente alternata, le componenti reattive dei carichi non contribuiscono al trasferimento di potenza reale poiché, durante un periodo, prima prelevano energia dalla rete per accumularla nei campi magnetici delle induttanze e nei campi elettrici delle capacità e, successivamente, la restituiscono alla rete. Dal punto di vista del trasferimento di potenza reale, quindi, contano solo le componenti di tensione che sono in fase con la corrente ed, infatti, la potenza reale P , misurata in watt, è il prodotto della componente della tensione in fase con la corrente per la corrente stessa. Di conseguenza, la potenza reale media scambiata da una fase con la rete (ovvero la potenza scambiata da un sistema monofase) è pari a

$$P = EI \cos \varphi \quad (5.18)$$

dove, con riferimento alla Fig. 5.10, φ è l'angolo di sfasamento, $\cos \varphi$ è il così detto "fattore di potenza", mentre E ed I sono i valori efficaci, rispettivamente, della tensione e della corrente relativi all'unica fase utilizzata. In analogia con la (5.18), la potenza reattiva monofase, ovvero la potenza istantanea scambiata dalle reattanze di una fase con la rete, è definita come

$$Q = EI \sin \varphi \quad (5.19)$$

ed è, ovviamente, sfasata di $\pi/2$ rispetto alla potenza reale (in anticipo nel caso generale in cui prevalgono le reattanze ed in ritardo nel caso meno frequente in cui prevalgono le capacità). In ogni caso, il modulo della somma vettoriale di potenza reale e di potenza reattiva

$$P_a = \sqrt{P^2 + Q^2} = \sqrt{(EI)^2(\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi)} = EI \quad (5.20)$$

è la potenza apparente, misurata in volt per ampere [V A].

In un sistema trifase la potenza reale media è data dalla somma delle potenze reali delle tre fasi e, di conseguenza, in un sistema trifase equilibrato (ovvero con le tre fasi caratterizzate dallo stesso angolo φ), è pari a

$$P = 3EI \cos \varphi = (3/\sqrt{3})VI \cos \varphi \cong 1,71VI \cos \varphi \quad (5.21)$$

dove V ed I sono i valori efficaci, rispettivamente, della tensione tra fase e fase e delle tre correnti di fase. Inoltre, si ha anche

$$Q = 3EI \sin \varphi = (3/\sqrt{3})VI \sin \varphi \cong 1,71VI \sin \varphi \quad (5.22)$$

per la potenza reattiva, e

$$P_a = 3EI = (3/\sqrt{3})VI \cong 1,71VI \quad (5.23)$$

per la potenza apparente, che è espressa ancora in volt per ampere.

Indipendentemente dal tipo di distribuzione utilizzato, la potenza dissipata per effetto Joule in un qualunque circuito elettrico, vale

$$P_J = RI^2 \quad (5.24)$$

e dipende solo dal valore efficace dell'intensità di corrente e dalla resistenza del circuito stesso. Le componenti reattive dell'impedenza delle linee, infatti, non dissipano energia direttamente poiché, come si è detto, si limitano ad accumularla e restituirla alternativamente attraverso i campi magnetici ed elettrici che esse stesse creano. In questo modo, tuttavia, le componenti reattive fanno aumentare l'intensità di corrente rispetto al valore minimo necessario al trasferimento di potenza reale e, quindi, causano indirettamente una maggiore dissipazione per effetto Joule.

5.6.3 Linee di distribuzione interna

Le linee di distribuzione dell'energia elettrica all'interno delle utenze vanno dimensionate in base al più restrittivo dei due criteri:

- portata massima dei cavi e
- caduta di potenziale massima ammissibile lungo i cavi stessi.

In un cavo di una data sezione, non può passare una corrente avente intensità superiore ad un valore prestabilito dal costruttore del cavo stesso. Questo limite è una salvaguardia contro la generazione di calore per effetto Joule ed il conseguente

riscaldamento del cavo. La temperatura del cavo non deve, infatti, mai arrivare a valori tali da mettere a rischio l'integrità dell'isolante poiché eventuali rammollimenti e successive lacerazioni potrebbero facilmente degenerare in corti circuiti.

La caduta di potenziale massima ammissibile ΔE_{max} , deve essere sempre tale da aversi $(\Delta E_{max}/E) \leq 2-4\%$ in corrispondenza alla presa più sfavorita. In questo modo si limitano gli sprechi di energia e si consente un buon funzionamento delle apparecchiature sensibili alla differenza del potenziale di alimentazione.

5.6.4 Rifasamento

Se il fattore di potenza ($\cos \varphi$) è basso, si ha un maggiore assorbimento di corrente a parità di potenza prelevata e, quindi, un aumento delle perdite per effetto Joule nella linea. Inoltre, un aumento dell'intensità di corrente oltre i valori necessari al trasferimento della potenza reale, causa un maggiore impegno dei generatori, dei trasformatori, dei cavi e di tutti i componenti delle reti, il cui dimensionamento dipende dall'intensità di corrente sopportabile. È pertanto legittimo che le tariffe elettriche industriali prevedano una maggiorazione per valori ridotti del fattore di potenza.

Dal punto di vista delle utenze, tuttavia, piuttosto che pagare una penale per un ridotto fattore di potenza, è conveniente operare un rifasamento che, in pratica, consiste nell'aggiunta in rete di condensatori, collegati in parallelo ai singoli carichi oppure al quadro generale di distribuzione. Si noti che quasi tutte le utenze industriali richiedono un rifasamento capacitivo più o meno spinto, a causa del prevalere sugli altri dei carichi induttivi rappresentati da motori, trasformatori e lampade a scarica.

5.6.5 Generatori di corrente

I generatori di corrente alternata sono detti anche alternatori e possono essere di due tipi: sincroni od asincroni. La scelta degli alternatori da parte dei privati dipende dal tipo di impiego degli alternatori stessi: funzione di soccorso ovvero fine tecnico-economico.

La funzione di soccorso è affidata a gruppi elettrogeni in grado di intervenire, dopo 15 secondi dalla mancanza della rete, in tutte quelle applicazioni dove l'assenza di corrente può rappresentare un rischio per le persone e le cose. I gruppi elettrogeni si possono allora considerare svincolati dalla frequenza di rete, poiché intervengono solo in caso di guasto e vengono spenti al ritorno delle condizioni normali di fornitura. Pertanto, essi sono generalmente costituiti da motori Diesel, non dotati di sistemi sofisticati per la regolazione di velocità, che vengono direttamente accoppiati a generatori sincroni.

Gli impianti di autoproduzione sono, al contrario, collegati in permanenza alla rete

e, per essi, è importante la scelta di un alternatore che presenti caratteristiche di compatibilità con la rete stessa. Se la scelta cade su una macchina sincrona, questa deve mantenere un numero di giri al minuto rigorosamente uguale a

$$n = 120 \frac{f}{p} \quad (5.25)$$

dove f è la frequenza, espressa in hertz [Hz], e p è il numero di poli della macchina. (Ad esempio, una macchina con 4 poli deve mantenere i 1.500 giri/min poiché, in Italia, si ha $f = 50$ Hz). Mantenere rigorosamente costante la frequenza e, quindi, la velocità di rotazione del motore, non è compito facile. Per questo motivo le macchine sincrone, a parità di servizio reso, sono abbastanza più complesse e costose delle corrispondenti macchine asincrone. Pertanto i generatori sincroni sono utilizzati, di solito, per l'autoproduzione di energia elettrica su grande scala, mentre i generatori asincroni sono preferiti per l'autoproduzione su piccola scala.

Concettualmente, un alternatore asincrono non è altro che un "motore elettrico" asincrono forzato a ruotare ad una velocità superiore a quella del campo magnetico (cioè superiore alla velocità di sincronismo). Un alternatore asincrono che abbia, ad esempio, quattro poli dovrà ruotare ad una velocità superiore a 1.500 giri/min (ma senza la necessità di mantenere una velocità rigorosamente costante in tutte le condizioni di carico). Come nei motori asincroni, si avrà uno scorrimento definito dall'espressione

$$s = \frac{n_s - n}{n} \quad (5.26)$$

dove n_s è la velocità di sincronismo, mentre n è la velocità della macchina. Nel funzionamento come motore, s è positivo mentre, nel funzionamento come generatore, s è negativo ed assume valori compresi nell'intervallo tra -0,05 e 0.

In sostanza, i generatori asincroni sono più semplici e meno costosi di quelli sincroni ma, in compenso, devono essere collegati in permanenza alla rete, in quanto derivano da essa la corrente di eccitazione del campo magnetico rotante. Di conseguenza, i generatori asincroni non possono funzionare in assenza di rete e, durante il funzionamento, costituiscono un carico induttivo da rifasare.

5.7 IMPIANTI DI ILLUMINAZIONE

Il settore dell'illuminazione ha registrato, negli ultimi decenni, un aumento vertiginoso dei consumi di energia elettrica, sia in assoluto sia relativamente alle altre utilizzazioni. Ciò è dovuto all'esigenza, sempre più sentita, di un miglior comfort visivo negli ambienti in cui si lavora, si abita o si trascorre il proprio tempo libero. D'altra parte, la necessità di contenere i consumi energetici ha fortemente stimo-

lato l'innovazione tecnologica anche nel settore illuminotecnico, spingendo le case produttrici a mettere sul mercato apparecchi di illuminazione sempre più efficienti.

5.7.1 Livelli di illuminamento

L'illuminamento di una superficie rappresenta l'effetto prodotto da un flusso luminoso sulla superficie stessa. Il flusso luminoso si misura in lumen [lm], ed è definito come l'energia luminosa emessa, nell'unità di tempo e nell'angolo solido unitario, da una sorgente puntiforme isotropa avente l'intensità di 1 candela [cd]. Nel Sistema Internazionale, la candela è definita come l'intensità luminosa I_L in una data direzione, di una sorgente con intensità energetica pari a $I_P = 1 / 683 \text{ W/sr}$ che emette una radiazione monocromatica di lunghezza d'onda $\lambda = 0,555 \mu\text{m}$ (lunghezza d'onda alla quale l'occhio umano presenta la massima sensibilità). Di conseguenza, una sorgente monocromatica che emette una radiazione elettromagnetica coerente alla lunghezza d'onda di $0,555 \mu\text{m}$, è caratterizzata da un'efficienza luminosa pari a

$$\frac{I_L}{I_P} = 1 \text{ cd} = \frac{1 \text{ sr}}{1/683 \text{ W}} = \frac{1 \text{ lm}}{\text{sr}} 683 \frac{\text{sr}}{\text{W}} = 683 \frac{\text{lm}}{\text{W}}$$

Se una tale sorgente emettesse nell'angolo solido Ω una potenza $P = 1 \text{ W}$, darebbe luogo ad un flusso luminoso totale

$$\phi = 1 I_L \Omega = \frac{I_L}{I_P} I_P \Omega = \frac{I_L}{I_P} P = 683 \frac{\text{lm}}{\text{W}} 1 \text{ W} = 683 \text{ lm}$$

Da tali considerazioni si evince che il limite superiore dell'efficienza di una sorgente luminosa è pari a 683 lm/W , in quanto questa è proprio l'efficienza luminosa di una sorgente monocromatica che emette alla lunghezza d'onda di massima sensibilità dell'occhio umano. Per valutare il flusso luminoso collegato ad emissioni disperse in un intervallo di lunghezze d'onda, occorre tenere conto della sensibilità relativa $V(\lambda)$ dell'occhio umano, definita da una curva spettrale del tipo illustrato in Fig. 5.12 ed approssimabile mediante la relazione

$$V(\lambda) = \exp[-278,5(\lambda - 0,555)^2] \quad (5.27)$$

con λ espressa in μm . Così, se una sorgente luminosa della potenza di 1 W emettesse, ad esempio, alla lunghezza d'onda $\lambda = 0,49 \mu\text{m}$ per la quale si ha $V(0,49) = 0,31$, risulterebbe

$$\phi = 683 V(\lambda) P = 683 \cdot 0,31 \cdot 1 = 212 \text{ lm}$$

Pertanto, una sorgente luminosa coerente che emette alla lunghezza d'onda $\lambda = 0,49 \mu\text{m}$ ha un'efficienza luminosa di 212 lm/W . Ancora, dalla curva di Fig. 5.12 si ricava

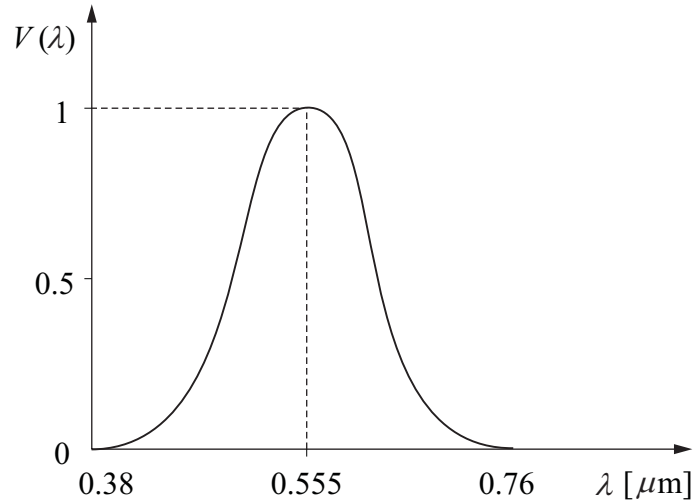


Figura 5.12: Curva spettrale della sensibilità relativa dell'occhio umano.

che, se una sorgente luminosa della potenza di 1 W emettesse in maniera uniforme in tutto il campo del visibile, si avrebbe

$$\begin{aligned}\phi &= 683 \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} V(\lambda) \frac{dP}{d\lambda} d\lambda = 683 \frac{dP}{d\lambda} \int_{\lambda_{min}}^{\lambda_{max}} V(\lambda) d\lambda \\ &= 683 P \overline{V(\lambda)} = 683 \cdot 1 \cdot 0,279 = 190 \text{ lm}\end{aligned}$$

in quanto 0,279 è l'ordinata media della curva di sensibilità relativa nel campo del visibile che, convenzionalmente, è compreso tra $\lambda_{min} = 0,38 \mu\text{m}$ e $\lambda_{max} = 0,76 \mu\text{m}$. Pertanto, una sorgente uniformemente distribuita nel campo del visibile ha una efficienza luminosa pari a 190 lm/W.

L'illuminamento ϕ'' prodotto dal flusso di 1 lm che incide perpendicolarmente su una superficie di 1 m^2 è pari ad 1 lux [lx]. Di conseguenza, un flusso luminoso di 1000 lm che incide su una superficie di 10 m^2 determina un livello di illuminamento medio di $1.000/10 = 100 \text{ lx}$. I livelli di illuminamento necessari variano con i compiti visivi richiesti nell'area illuminata ed, attualmente, si stimano in base ai valori indicati nella Tabella 5.2.

Per avere un illuminamento medio ϕ''_u su un'area di lavoro A , occorre che su tale area incida un flusso luminoso totale utile

$$\phi_u = \phi''_u A \quad (5.28)$$

Per ottenere il flusso utile occorre, naturalmente, installare sorgenti luminose che siano in grado di fornire un flusso totale maggiore, onde fare fronte all'assorbimento

Tabella 5.2: Valori indicativi di illuminamento per le diverse aree funzionali.

Illuminamento [lx]	Area funzionale
30	aree esterne industriali
200	corridoi, sale ed atrii
500	uffici
1.000	aule da disegno
2.000	sala operatoria (tavolo chirurgico)

dei corpi illuminanti, alla dispersione spaziale delle radiazioni ed allo scadimento nel tempo del grado di pulizia delle lampade. Nella pratica, il flusso luminoso totale si esprime come

$$\phi_t = \frac{\phi_u}{UM} \quad (5.29)$$

dove U è un fattore di utilizzazione, minore di 1, che tiene conto del tipo di lampada e del tipo di locali, mentre M è un fattore di manutenzione, non superiore a 1, che assume valore unitario solo per corpi illuminanti perfettamente puliti. Il fattore di utilizzazione si ricava dalle tabelle fornite dai costruttori dei corpi illuminanti in funzione: dei coefficienti di riflessione del soffitto (ρ_s) e delle pareti (ρ_p) del locale in cui sono installati i corpi illuminanti, e di un parametro, detto indice del locale, definito come

$$K = \frac{AB}{(A+B)H} \quad (5.30)$$

dove A e B sono, rispettivamente, larghezza e lunghezza in pianta del locale considerato, mentre H è la distanza verticale dei corpi illuminanti dalla superficie illuminata.

Esempio 5.4 Si calcolino il fattore d'utilizzazione U ed il flusso luminoso totale ϕ_t necessario per avere un illuminamento medio utile di 500 lx su un piano di lavoro posto a 0,78 m da terra, nell'ipotesi che siano utilizzati corpi illuminanti per illuminazione diretta con tubi fluorescenti e diffusori, incassati nel controsoffitto ad una altezza di 3 m. Il locale sia caratterizzato da una larghezza $A = 5$ m ed una lunghezza $B = 10$ m. Il coefficiente di riflessione del soffitto sia $\rho_s = 70\%$ e quello delle pareti sia $\rho_p = 50\%$.

Soluzione

Dai dati del problema si ricava $H (= 3 - 0,78) = 2,22$ m e quindi l'indice del locale è pari a

$$K = \frac{AB}{(A+B)H} = \frac{5 \cdot 10}{(5+10) \cdot 2,22} \cong 1,50$$

Con tale valore dell'indice del locale dalla Tabella 5.3 si trova $U = 0,52$, in corrispondenza ai coefficienti di riflessione forniti. Assunto $M = 0,8$ come fattore di manutenzione, si trova ancora

$$\phi_t = \frac{\phi_u}{UM} = \frac{\phi_u'' AB}{UM} = \frac{500 \cdot 5 \cdot 10}{0,52 \cdot 0,8} = 60.096 \text{ lm}$$

Tabella 5.3: Fattore di utilizzazione U relativo all'illuminazione diretta con apparecchi incassati forniti di diffusori per tubi fluorescenti.

Indice del locale K	$\rho_s = 0,7$			$\rho_s = 0,5$		
	$\rho_p = 0,5$	$\rho_p = 0,3$	$\rho_p = 0,1$	$\rho_p = 0,5$	$\rho_p = 0,3$	$\rho_p = 0,1$
1,0	0,44	0,40	0,36	0,43	0,39	0,36
1,5	0,52	0,48	0,45	0,51	0,47	0,45
2,0	0,56	0,52	0,50	0,54	0,52	0,50
3,0	0,60	0,58	0,55	0,58	0,56	0,54

5.7.2 Sorgenti luminose

I flussi luminosi artificiali sono prodotti da lampade che, con un'efficienza più o meno elevata, trasformano l'energia elettrica in radiazione visibile. È evidente, quindi, che l'uso di lampade ad alta efficienza è un prerequisito per il risparmio energetico negli impianti di illuminazione. Come si è detto, 683 lm/W è l'efficienza massima raggiungibile da una lampada monocromatica che emette alla lunghezza d'onda di massima sensibilità dell'occhio umano. In realtà, le lampade emettono su un intervallo di lunghezze d'onda non tutto compreso nel campo del visibile e, quindi, le efficienze reali sono abbastanza più basse dell'efficienza massima teorica.

Il risparmio energetico, tuttavia, non è l'unico aspetto da considerare. La radiazione monocromatica, ad esempio, non è gradevole poiché l'occhio umano è abituato allo spettro emesso dal Sole, cioè da un corpo nero alla temperatura apparente di 5.975 K. Occorre conoscere, quindi, anche la distribuzione spettrale del flusso luminoso prodotto da una lampada. A questo proposito, si usa definire la "temperatura di colore" di una lampada come la temperatura alla quale andrebbe portato un corpo nero per ottenere la stessa sensazione visiva prodotta dalla lampada. A tale fine, si ricorda che le radiazioni emesse da un corpo nero sono di colore rosso intorno ai 900 K, giallo-bianco intorno a 3.000 K, bianco a 5.000 K, e bluastro intorno a 8.000 K. In illuminotecnica, la temperatura di colore è utilizzata anche per indurre ben note reazioni psicologiche. Così, ad esempio, si preferisce la luce "calda" (cioè con temperatura di colore fino a 3.300 K) negli ambienti residenziali; la luce "neutra"

(cioè con temperatura di colore tra 3.300 e 5.300 K) negli ambienti di lavoro, e la luce “fredda” (cioè con temperatura di colore oltre 5.300 K) per le illuminazioni “a giorno”.

Oltre alla temperatura di colore, negli ambienti commerciali e di lavoro è molto importante anche la “resa dei colori”. A questo scopo, si definisce un indice di resa R che assume il valore massimo di 100 quando la sorgente in esame induce esattamente lo stesso aspetto cromatico della luce solare e valori inferiori al peggiorare della resa cromatica.

5.7.3 Lampade tradizionali

Fino a pochissimi anni fa, le lampade disponibili sul mercato rientravano nelle tre categorie fondamentali descritte nel seguito di questo paragrafo: ad incandescenza, a scarica e ad induzione. A partire dal 1990, tuttavia, hanno incontrato un successo tecnico-commerciale crescente le sorgenti luminose a LED (Light Emitting Diode) che, in precedenza, erano utilizzate solo come “spie” nelle apparecchiature elettroniche. Attualmente, le lampade a LED hanno una diffusione tale da giustificare un intero paragrafo dedicato alla loro illustrazione.

Se da un lato i vantaggi tecnico-economici spingono verso l’impiego crescente delle innovative lampade a LED al posto delle lampade tradizionali, dall’altro gli ostacoli normativi spingono verso l’abbandono delle lampade ad incandescenza riempite con argon od azoto, tuttora molto diffuse ma poco efficienti in termini di flusso luminoso emesso. Il Regolamento 244/09/CE ha fissato, infatti, un programma graduale per i divieti di immissione sul mercato delle lampade ad incandescenza riempite con argon od azoto. Il programma di dismissione è così scandito:

- 1° settembre 2009 per $P \geq 100$ W;
- 1° settembre 2010 per $P \geq 65$ W;
- 1° settembre 2011 per per $P \geq 45$ W;
- 1° settembre 2012 per per $P \geq 7$ W.

Per ottemperare al Regolamento, le Case produttrici stanno proponendo tre alternative: lampade ad incandescenza ad alogeni, lampade fluorescenti e lampade a LED, tutte descritte nel seguito. Le lampade proposte in sostituzione hanno attacchi e dimensioni compatibili con le precedenti ma, come si vedrà meglio nel seguito, sono basate su tecnologie più efficienti dal punto di vista energetico.

Lampade ad incandescenza

Nelle lampade ad incandescenza, l’emissione luminosa proviene da un filamento di

tungsteno portato ad alta temperatura in un'ampolla di vetro. Queste lampade non richiedono apparecchiature ausiliarie per l'alimentazione alla tensione di rete e, grazie all'inerzia termica del filamento, non danno luogo a pulsazioni avvertibili del flusso luminoso ad ogni inversione di polarità della corrente.

Secondo il gas utilizzato nell'ampolla, si hanno lampade ad incandescenza riempite con argon od azoto, e lampade ad incandescenza ad alogeni, simili alle precedenti, nelle quali al gas inerte di riempimento sono aggiunti gas alogeni (iodio o bromo). Lo schema costruttivo delle lampade ad incandescenza è riportato nella Fig. 5.13.

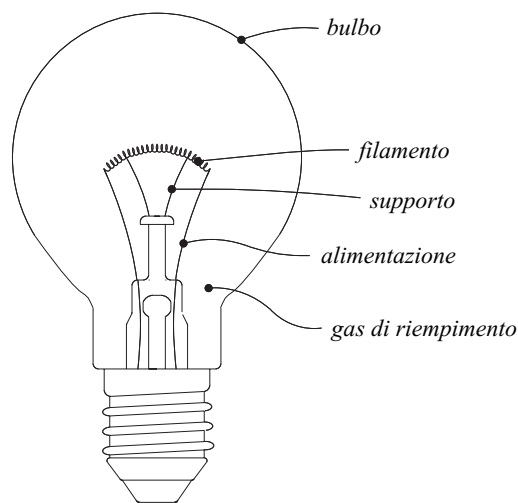


Figura 5.13: Lampada ad incandescenza.

Nelle lampade ad incandescenza ad alogeni, i gas di riempimento si combinano con il tungsteno che, progressivamente, evapora dal filamento e migra nelle zone "fredde" all'interno dell'ampolla. In questo modo la miscela di alogeni e tungsteno può essere trasportata dai moti convettivi interni ed, eventualmente, tornare in contatto col filamento dove si dissocia depositando di nuovo il tungsteno e rimettendo in circolo gli alogeni. Le lampade ad alogeni possono così operare a temperature più alte delle lampade ad incandescenza ad argon ed azoto, raggiungendo efficienze luminose più elevate e garantendo, nel contempo, durate maggiori e migliori rese cromatiche.

Lampade a scarica

Nelle lampade a scarica, rappresentate in Fig. 5.14, gli elettroni, che si spostano da un elettrodo all'altro spinti dal campo elettrico, colpiscono i gas contenuti all'interno dell'ampolla di vetro. Ciò provoca un'emissione elettromagnetica che, almeno in parte, è compresa nel settore dell'ultravioletto. Di conseguenza, è necessario assorbi-

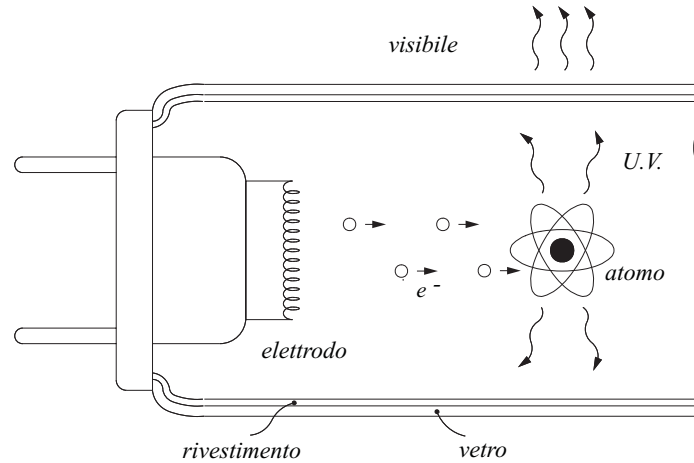


Figura 5.14: Lampada a scarica.

re le radiazioni originarie ultraviolette mediante polveri che, a loro volta, reirradiano nel settore del visibile. In alternativa, bisogna evitare l'impiego, in vicinanza delle persone, di lampade a scarica non schermate che presentino forti emissioni di raggi ultravioletti. Le lampade a scarica sono caratterizzate da un'efficienza luminosa notevolmente maggiore di quella delle lampade a filamento. In compenso, richiedono apparecchiature per l'alimentazione costituite, di solito, da induttanze (che limitano il valore massimo della corrente di scarica) e da condensatori (che provvedono, almeno in parte, al rifasamento locale). Inoltre, per innescare la scarica nei gas sono necessarie apparecchiature ausiliarie ("starters"), concepite in maniera diversa a seconda che si tollerino accensioni ritardate o si vogliano accensioni "rapide" od "istantanee". Per le lampade a scarica, l'accensione e la riaccensione sono sempre fasi critiche che condizionano parecchio la durata. Va notato, infine, che le lampade a scarica danno luogo a pulsazioni avvertibili del flusso luminoso in corrispondenza dell'annullarsi della corrente ad ogni inversione di polarità. Ciò può indurre effetti stroboscopici che, ad esempio, falsano la percezione della velocità angolare di organi rotanti.

Le lampade a scarica più diffuse sono le lampade fluorescenti, nelle quali gli elettrodi in tungsteno sono posti alle due estremità di un tubo in vetro. In esse sono impiegati neon, argon e cripton come gas di riempimento, e vapori di mercurio a bassa pressione come gas emettitore. Le radiazioni originarie sono emesse, in gran parte, sotto forma di raggi ultravioletti che sono assorbiti e trasformati in radiazioni visibili dalle polveri fluorescenti con cui è rivestito internamente il tubo di vetro. Fino a pochi anni fa, le lampade fluorescenti erano prodotte solo sotto forma di cilindri sottili dritti a sezione circolare. Negli ultimi anni, invece, sono state immesse sul mercato lampade fluorescenti compatte, nelle quali la scarica ha luogo in un tubicino

sottile, ripiegato due o più volte, eventualmente protetto da un bulbo esterno.

Le lampade a vapori di mercurio ad alta pressione, rappresentate in Fig. 5.15, sono funzionalmente simili a quelle fluorescenti. In esse il passaggio della corrente elettrica ha luogo in un tubo di quarzo contenente mercurio ad alta pressione ed argon, e tale tubo è protetto a sua volta da un bulbo esterno contenente un gas inerte. Le radiazioni sono emesse sia nel settore dell'ultravioletto sia nel settore del visibile e, di conseguenza, l'eventuale impiego sul bulbo esterno di una polveratura trasparente può migliorare l'efficienza luminosa, consentendo il passaggio della radiazione visibile e la conversione delle radiazioni ultraviolette in radiazioni visibili. Inoltre, la composizione della luce così ottenuta è più gradevole ed induce una migliore resa cromatica.

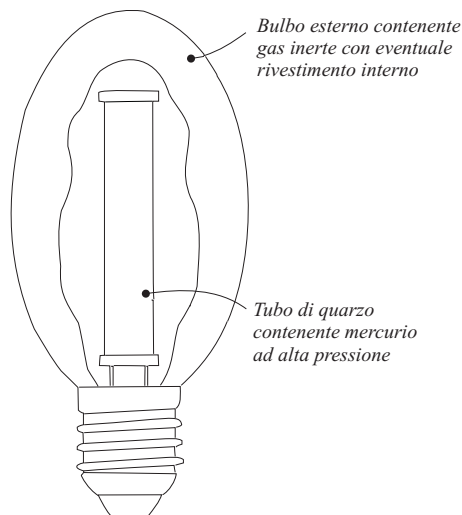


Figura 5.15: Lampada a vapori di mercurio ad alta pressione.

Le lampade ad alogenuri rappresentano l'evoluzione delle lampade a vapori di mercurio ad alta pressione. Nel tubo di scarica, infatti, oltre al mercurio ed all'argon sono introdotti dei composti metallici dei gas alogenuri (in genere ioduri). Queste sostanze emettono radiazioni distribuite lungo tutta la banda del visibile, che riempiono le lacune dello spettro del mercurio. Si ottiene in tal modo una buona resa di colore anche senza ricorrere al rivestimento dell'ampolla esterna con polveri fluorescenti.

Le lampade a vapori di sodio, rappresentate in Fig. 5.16, sono disponibili in due versioni: con sodio a bassa pressione e sodio ad alta pressione. Esse non richiedono necessariamente l'impiego di polveri di rivestimento, poiché il sodio emette già nel campo del visibile. Nelle lampade a bassa pressione, rappresentate in Fig. 5.16 (a), il tubo di scarica ad U deve essere realizzato in vetro al borace resistente all'azione

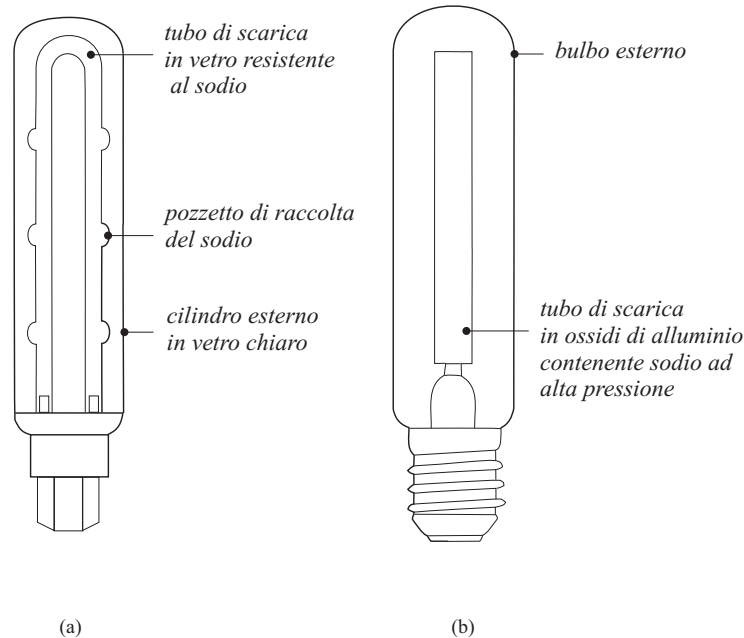


Figura 5.16: Lampade a vapori di sodio: (a) a bassa pressione e (b) ad alta pressione cilindrica.

aggressiva del sodio. Queste lampade hanno efficienza elevatissima ma sono praticamente monocromatiche, con luce di colore giallo che può trovare impiego solo nel campo dell'illuminazione stradale extraurbana. Le lampade al sodio ad alta pressione, invece, sono del tipo con tubo di scarica ed ampolla esterna di protezione. Il tubo di scarica è realizzato in ossidi d'alluminio per resistere ai vapori di sodio ad alta temperatura e pressione. L'involucro esterno può avere forma cilindrica, come indicato in Fig. 5.16 (b), od essere a bulbo. In quest'ultimo caso, il bulbo è generalmente rivestito all'interno e le lampade hanno un aspetto simile a quelle al mercurio ad alta pressione. Le lampade al sodio ad alta pressione emettono radiazioni luminose con distribuzione spettrale che dipende dalla pressione nel tubo di scarica. In funzione della pressione dei vapori di sodio cambiano, quindi, sia l'efficienza luminosa sia la temperatura di colore.

A conclusione di queste brevi considerazioni sulle lampade a scarica è, tuttavia, doveroso notare che sia le polveri fluorescenti sia, soprattutto, il mercurio sono pericolosi per la salute e l'ambiente. Pertanto, tutte le lampade a scarica vanno smaltite con precauzioni particolari.

Lampade ad induzione

Le lampade ad induzione, rappresentate in Fig. 5.17, sono state introdotte sul mercato

dopo il 1990. In esse un generatore elettronico ad alta frequenza, esterno alla sorgente, alimenta una “antenna” posizionata all’interno di una ampolla di vetro riempita con vapori di mercurio a bassa pressione e gas nobili. Le onde elettromagnetiche che si dipartono dall’antenna provocano, nel mercurio, un’emissione luminosa ultravioletta che è convertita in radiazioni visibili dalle polveri del rivestimento interno del bulbo.

Secondo la Casa costruttrice delle lampade ad induzione, le radiazioni elettromagnetiche eventualmente emesse dall’antenna verso l’esterno non sono pericolose per la salute e non danno luogo ad interferenze con altre apparecchiature elettroniche. Resta, comunque, la necessità delle precauzioni nello smaltimento visto l’impiego del mercurio come gas emettitore. Il vantaggio principale offerto dalle lampade ad induzione è rappresentato dalla lunghissima durata che può raggiungere le 60.000 ore, corrispondenti ad un funzionamento di 8 ore al giorno per 20 anni.

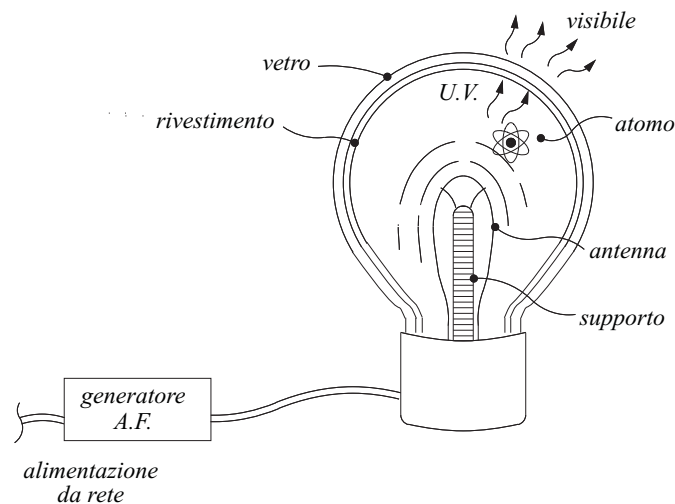


Figura 5.17: Lampada ad induzione.

Impiego delle lampade tradizionali

Le più importanti caratteristiche delle lampade tradizionali sono riassunte nella Tabella 5.4. Come si può vedere, a parità di flusso luminoso prodotto le efficienze luminose e, quindi, i consumi energetici variano nel rapporto 1 a 20. Le aree d'applicazione delle diverse lampade non sono rigidamente delimitate ma, in base alle preferenze attuali:

- nelle abitazioni si utilizzano lampade fluorescenti, lineari o compatte, per l'illuminazione generale, mentre s'impiegano lampade ad alogeni per le illumi-

Tabella 5.4: Caratteristiche delle lampade tradizionali.

Lampade	Efficienza [lm/W]	Durata media [h]	Resa crom. [%]	Temp. colore [K]
Incandescenza tradizionali	8-18	1.000	100	2.700
Incandescenza alogeni	13-25	3.000	100	3.000
Fluorescenti lineari	50-90	9.000	65-98	2.700-6.300
Fluorescenti compatte	50-60	5.000	85-98	2.700-5.400
Vapori mercurio alta pressione	30-55	10.000	50-60	2.900-4.200
Alogenuri	50-95	5.000	60-93	3.000-6.000
Sodio bassa pressione	67-170	9.000	0	1.700
Sodio alta pressione	30-119	8.000	20-80	2.000-2.500
Induzione	65	60.000	85	3.000-4.000

nazioni d'accento e d'effetto;

- negli uffici vi è una netta prevalenza di lampade fluorescenti lineari;
- nel settore commerciale, le scelte dipendono molto dal tipo di merce venduta ma, di solito, si usano lampade fluorescenti, lineari o compatte, per l'illuminazione generale, mentre s'impiegano lampade ad alogeni, lampade ad alogenuri e lampade al sodio ad alta pressione sia per l'illuminazione generale sia per le illuminazioni di accentto e di effetto;
- nel settore industriale si usano lampade fluorescenti lineari per altezze di montaggio basse mentre, per altezze di montaggio elevate si usano lampade a mercurio ad alta pressione, lampade al sodio ad alta pressione o lampade ad alogenuri;
- per l'illuminazione stradale urbana si usano lampade a mercurio ad alta pressione o lampade al sodio ad alta pressione, dando la preferenza a queste ultime quando si vuole una temperatura di colore simile a quella delle lampade domestiche;
- nell'impiantistica sportiva si usano lampade fluorescenti lineari per altezze di montaggio basse, mentre si usano lampade al sodio ad alta pressione o lampade ad alogenuri per altezze di montaggio elevate.

È evidente, tuttavia, che è importante tenere d'occhio i consumi oltre alle mode, ovvero, in questo caso, prendere in considerazione le efficienze luminose delle varie lampade. Al momento della scelta non vanno trascurate, quindi, le numerose possibilità di risparmio collegate, quasi sempre, all'uso di lampade a scarica.

Esempio 5.5 *Si determini il numero di tubi fluorescenti lineari da impiegare per assicurare il valore di illuminamento previsto nell'Esempio 5.4.*

Soluzione

Si supponga d'usare tubi fluorescenti lineari con un'efficienza di 70 lm/W ed una potenza unitaria di 36 W. In tale ipotesi, per avere un flusso di 60.096 lm, occorrono

$$\frac{60096}{70 \cdot 36} \cong 23,85 \text{ lampade}$$

Ci si può orientare, quindi, su 12 corpi illuminanti con due lampade ciascuno disposti, ad esempio, su tre file di quattro elementi. Si noti che, in questo caso, il flusso termico specifico medio dovuto alle lampade (riferito alla superficie in pianta) è pari a

$$q'' = \frac{P}{AB} = \frac{36 \cdot 24}{5 \cdot 10} = 17,28 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

un valore non trascurabile nel dimensionamento degli impianti di riscaldamento e condizionamento ed, allo stesso tempo, un valore tipico delle esigenze di illuminamento medie del settore terziario.

5.7.4 Sorgenti luminose a LED

Il principio di funzionamento di un LED, illustrato in Fig. 5.18 (a), è analogo al principio di funzionamento delle celle fotovoltaiche. Da un certo punto di vista, infatti, i LED sono fotocellule che funzionano alla rovescia dal momento che, in essi, l'emissione di fotoni luminosi è attivata dal passaggio della corrente elettrica attraverso la giunzione N-P. La lunghezza d'onda della radiazione emessa da un LED dipende dai materiali semiconduttori utilizzati e dalle tecnologie di fabbricazione impiegate. Caratteristica tipica di tutti i LED, tuttavia, è quella di emettere luce colorata di tonalità pura (blu, verde o rossa) senza alcuna componente ultravioletta.

La realizzazione funzionale di una sorgente luminosa con un singolo LED è illustrata in Fig. 5.18 (b). La dimensione caratteristica del LED di figura è dell'ordine di pochi millimetri e, di conseguenza, nelle sorgenti luminose a LED si utilizzano molti diodi montati su un singolo supporto come schematizzato in Fig. 5.18 (c). I supporti possono avere le forme più varie: in linea, ad anello, su piastre e così via. Impiegando un numero sufficiente di LED si ottengono sorgenti luminose che forni-

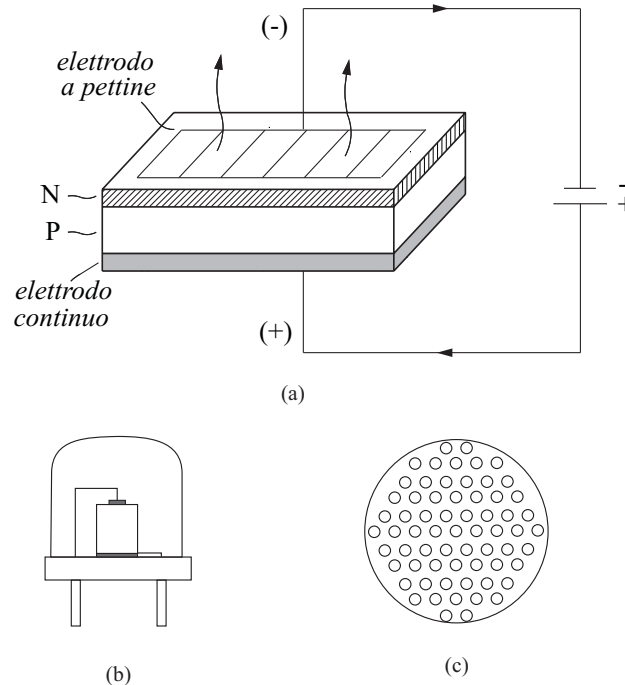


Figura 5.18: Sorgenti luminose a LED: (a) principio di funzionamento; (b) schema funzionale e (c) corpo illuminante.

scono flussi luminosi totali confrontabili con quelli tipici delle lampade tradizionali. Inoltre, con l'utilizzo dei LED si ottengono sorgenti luminose leggere che, oltre a non emettere radiazioni ultraviolette, durano fino a 100.000 ore, corrispondenti ad un funzionamento di 8 ore al giorno per 34 anni circa.

L'efficienza luminosa di un LED è proporzionale al prodotto dell'efficienza di emissione (rapporto tra numero di fotoni emessi ed intensità di corrente), per l'efficienza di estrazione (rapporto tra numero di fotoni non riassorbiti dal LED stesso e numero di fotoni emessi). L'efficienza luminosa dei LED supera ormai i 150 lm/W, con un tasso d'incremento del 3.000% nell'ultimo decennio. Nello stesso periodo, i costi si sono ridotti nel rapporto 1 a 10, e ciò spiega perché molti sostengano che le sorgenti luminose a LED siano destinate a sostituire le lampade tradizionali. A supporto di questa convinzione, da più parti vengono citati anche gli ultimi sviluppi tecnologici rappresentati dalla realizzazione di LED a polimeri (OLED, ovvero Organic Light Emitting Diodes), dal costo molto basso e dalle enormi possibilità di impiego su ogni genere di supporti.

Come si è detto, i LED emettono luce colorata di tonalità pura (blu, verde e rossa) e, per questo, sono preferiti in tutte le applicazioni dove l'alternativa è quella d'utiliz-

zare lampade tradizionali corredate da filtri colorati. Oltre all'impiego preferenziale nelle illuminazioni colorate di effetto, i LED incontrano un successo crescente anche nell'illuminazione generale. Nell'illuminazione generale, però, è richiesta una luce bianca e, quindi, è necessario utilizzare LED blu rivestiti, come nelle lampade fluorescenti, da uno strato di materiale reirradiante. In alternativa, ed è l'approccio più moderno, si pensa di utilizzare combinazioni appropriate di LED blu, verdi e rossi. Con entrambi gli approcci, tuttavia, i livelli qualitativi raggiunti sono ancora lontani da quelli consentiti dall'impiego delle lampade tradizionali. Un altro svantaggio connesso all'utilizzo dei LED è la necessità di avere alimentatori dedicati a corrente continua in quanto, generalmente, gli impianti elettrici civili ed industriali sono serviti soltanto da corrente alternata.

5.8 L'AUTO ELETTRICA

L'utilizzazione delle auto elettriche è condizionata dalla necessità di ricaricare le batterie con frequenza quasi giornaliera, in quanto le loro autonomie "di target" su percorsi urbani sono dell'ordine dei 100 km. Con riferimento all'efficienza media dei motori elettrici, che consente un consumo di 0,2 kWh/km, il sistema di accumulo deve immagazzinare almeno 20 kWh. In base ai risultati dell'Esempio 5.1 ciò richiede un "pacchetto batterie" da 150 kg ad alta energia specifica. Con una potenza elettrica disponibile di 3,5 kW, corrispondente alla potenza standard di un'utenza civile, la ricarica completa richiede circa 6 ore.

Fino a poco tempo fa la ricarica nel garage di casa durante le ore notturne appariva poco promettente per l'impegno eccessivo richiesto all'impianto domestico. Il quadro è però cambiato con la Deliberazione 19.04.10 dell'AEEG con la quale si è prevista la possibilità di una seconda utenza per l'alimentazione di veicoli elettrici e di pompe di calore a uso domestico.

Un'altra possibilità è l'installazione di colonnine stradali di ricarica rapida, organizzate in modo simile ai distributori di benzina attuali, o localizzate presso i parcheggi. I "distributori di energia elettrica" costringerebbero, tuttavia, a soste forzate ben più lunghe e frequenti di quelle necessarie per un rifornimento con carburante tradizionale. A conferma di ciò, l'accordo Piaggio-Enel del gennaio 2010 sembra puntare su piccoli veicoli commerciali (per i quali gli intervalli di sosta sono più facilmente programmabili), dotati di batterie al litio sufficienti ad assicurare un'autonomia dell'ordine dei 100 km.

Un'ulteriore via di uscita potrebbe essere la sostituzione, in ben determinati punti di scambio, delle batterie scariche con batterie cariche. Ciò costringerebbe i diversi costruttori ad una standardizzazione, sempre poco gradita in presenza di un mercato

molto concorrenziale. I costruttori automobilistici, infatti, sembrano puntare a soluzioni tecnologiche basate sull'impiego di veicoli con doppia propulsione: elettrica e con motore a combustione interna. In questi veicoli il motore a combustione interna può ricaricare gli accumulatori durante i percorsi extra urbani, oppure può funzionare ad un regime costante (ottimale dal punto di vista dell'efficienza e delle emissioni) alimentando in tampone gli accumulatori, mentre il motore elettrico provvede alla propulsione vera e propria.

Lo sviluppo più recente nel settore delle auto ibride, tuttavia, è la possibilità di ricarica notturna degli accumulatori attraverso la rete domestica (plug-in hybrid vehicles). Con riferimento ai risultati dell'Esempio 5.1 ciò richiederebbe idealmente un "pacco batterie" da 160 kg ad alta potenza specifica. Tale pacco potrebbe accumulare 16 kWh e, quindi, garantire una percorrenza "elettrica" del veicolo dell'ordine degli 80 km (ben superiore alla decina di chilometri consentita alle auto ibride attuali).

5.9 CONCLUSIONI

Il capitolo è rivolto alle esigenze di chi, pur non essendo uno specialista di impianti elettrici, deve occuparsi di energia nelle Aziende e negli Enti Pubblici e, di conseguenza, non può certo ignorare le problematiche derivanti dall'uso dell'energia elettrica. Nel testo, in particolare

- Si è illustrata la filiera dell'energia elettrica distinguendo tra le fasi di: approvvigionamento (comprendente, a sua volta, le attività di produzione ed importazione), trasmissione e dispacciamento, distribuzione e vendita.
- Nell'ambito della fase di trasmissione e dispacciamento si è descritto il funzionamento della rete di trasmissione nazionale.
- Si è discussa la trasformazione che il sistema di trasmissione dell'energia elettrica è destinato a subire con l'avvento delle "reti intelligenti".
- Un fattore determinante per il successo delle reti intelligenti è la possibilità di utilizzare opportuni sistemi di accumulo a servizio dei microgeneratori inseriti nelle reti stesse.
- Nell'ambito di tali sistemi si è accennato all'evoluzione tecnologica delle batterie che sta portando a livelli sempre più elevati i valori dell'energia specifica e della potenza specifica che caratterizzano i moderni accumulatori elettrici.
- Si sono richiamati i principali passi che hanno portato il sistema elettrico

italiano da una situazione di monopolio ENEL ad una pressoché completa liberalizzazione.

- Si sono descritti configurazione e funzionamento della borsa elettrica italiana e delle sue articolazioni: mercato del giorno prima, mercato infragiornaliero, mercato del servizio di dispacciamento, mercato elettrico a termine e piattaforma dei contratti derivati sull'energia.
- Si sono illustrati gli incentivi e le agevolazioni volti ad aumentare il ricorso alle fonti rinnovabili nella produzione di energia elettrica.
- Tra gli incentivi e le agevolazioni, si sono esaminati criticamente: programma CIP6/92, Certificati Verdi, Certificati Bianchi, Conto Energia, cogenerazione ad alto rendimento, Scambio sul Posto, Ritiro Dedicato ed opzione Tariffa Onnicomprensiva.
- Si sono discusse in dettaglio le voci che compongono la tariffa di fornitura dell'energia elettrica.
- Si sono brevemente richiamate le caratteristiche di fornitura dell'energia elettrica prima di soffermarsi sull'uso efficiente dell'energia elettrica nelle applicazioni che più incidono sul consumo totale.
- Dal punto di vista dei consumi, l'illuminazione ambientale è diventata l'applicazione più importante a causa della crescita continua delle esigenze di illuminamento registrata negli ultimi anni.
- Dopo alcuni cenni di illuminotecnica, volti ad introdurre in maniera corretta il concetto di illuminamento, si sono descritte le caratteristiche di funzionamento delle principali sorgenti luminose tradizionali: lampade ad incandescenza, lampade a scarica e lampade ad induzione.
- Si è poi dedicato un intero paragrafo alla descrizione del principio di funzionamento e delle caratteristiche illuminotecniche delle lampade a LED dal momento che, nei prossimi anni, è facile prevedere una diffusione capillare di tali sorgenti.
- Infine, si sono dedicati alcuni cenni ad un argomento d'attualità: le tecnologie necessarie per diffondere l'uso dei veicoli elettrici stradali, almeno in ambiente urbano.

Capitolo 6

Energie nucleari

6.1 MASSA ED ENERGIA

L'energia nucleare trae origine da alcune reazioni nelle quali le perdite di massa Δm subite dagli elementi partecipanti vengono trasformate in quantità di energia ΔE , equivalenti alle masse perse. In questi casi, infatti, si applica la ben nota relazione di Einstein

$$\Delta E = c^2 \Delta m \quad (6.1)$$

nella quale c indica la velocità della luce nel vuoto.

Le apparecchiature in cui si sviluppano le reazioni di trasformazione della massa in energia vengono dette reattori nucleari. I reattori nucleari possono essere a “fissione” od a “fusione”, a seconda che in essi si verifichi una reazione con rottura di nuclei pesanti (fissione), ovvero una reazione in cui si uniscono nuclei leggeri (fusione). Fino ad oggi solo i reattori a fissione hanno avuto una realizzazione pratica, mentre la fusione non è stata ancora riprodotta in laboratorio, almeno in condizioni tali da fornire un “surplus” di energia utile. In questo capitolo ci si occuperà delle applicazioni civili dell'energia nucleare e, quindi, degli impianti che impiegano l'energia rilasciata dalle reazioni nucleari per fornire calore ai cicli termici utilizzati per la produzione di energia elettrica.

Dopo un breve esame delle reazioni nucleari, ci si soffermerà sulle caratteristiche degli isotopi 235 e 238 dell'uranio, che sono i “combustibili” usati nella maggior parte dei reattori a fissione. Si accennerà poi ai processi di autofertilizzazione, mediante i quali è possibile produrre artificialmente degli elementi capaci di fissionarsi ampliando così notevolmente la disponibilità di combustibili nucleari. Dal punto di vista impiantistico, si esamineranno i reattori a fissione a ciclo diretto ad acqua bollente BWR (Boiling Water Reactors), ed a ciclo indiretto ad acqua pressurizzata

PWR (Pressurized Water Reactors). Nel contesto dell'autofertilizzazione nucleare poi, si illustrerà lo schema funzionale di un reattore raffreddato con sodio liquido.

Particolare attenzione verrà dedicata alla sicurezza dei reattori nucleari ed ai progressi in questo settore, sia quelli già realizzati nei reattori di terza generazione sia quelli previsti per i reattori di quarta generazione attualmente in fase di studio. Naturalmente non saranno taciuti i rischi ambientali della fonte nucleare, con particolare riferimento ai rischi collegati al rilascio accidentale di sostanze radioattive. Inoltre, per completare la panoramica sullo “status” dell'energia nucleare, un paragrafo sarà dedicato all'esposizione dei dati ufficiali sul ricorso a tale fonte nel Mondo, mentre un ulteriore paragrafo tratterà la storia tormentata dell'energia nucleare in Italia. Infine, a conclusione del capitolo, si accennerà all'energia nucleare da fusione che, come già osservato, si trova ancora allo stadio di ricerca pre-industriale.

6.2 LA FISSIONE NUCLEARE

Gli atomi sono costituiti da un nucleo centrale di neutroni e protoni, attorno al quale orbita la “nube” degli elettroni che ha un diametro pari a circa 100.000 volte il diametro del nucleo. I neutroni sono particelle prive di carica elettrica, con massa unitaria pari a $1,67 \cdot 10^{-24}$ grammi, mentre i protoni sono particelle aventi carica elettrica positiva, pari a $1,60 \cdot 10^{-17}$ coulomb, e massa uguale a quella dei neutroni. Il numero totale dei protoni è detto numero atomico. Gli elettroni hanno carica negativa uguale, in valore assoluto, a quella dei protoni e massa pari a $1/1.840$ di quella di neutroni e protoni. Negli atomi, le cariche elettriche si bilanciano poiché i protoni e gli elettroni sono in numero uguale e, di conseguenza, il numero atomico rappresenta anche il numero di elettroni. Poiché la massa degli elettroni è trascurabile rispetto a quella del nucleo, la massa atomica risulta pari alla massa totale di protoni e neutroni.

Si dicono isotopi gli atomi che hanno lo stesso numero atomico (e, quindi, lo stesso numero di protoni ed elettroni) ma diverse masse atomiche (e, quindi, numeri di neutroni diversi). Le forze elettriche che uniscono tra loro elettroni e protoni sono responsabili dei legami chimici e, quindi, di tutte le proprietà apparenti della materia. Pertanto gli isotopi di uno stesso elemento, che sono caratterizzati dallo stesso numero atomico, hanno proprietà fisico-chimiche molto simili.

Nel nucleo, protoni e neutroni sono legati tra loro con forze milioni di volte più grandi di quelle dei legami chimici. Da tali forze nucleari derivano le quantità di energia, enormemente superiori a quelle liberate dalle reazioni chimiche, che vengono messe in gioco durante le reazioni nucleari. I nuclei degli elementi leggeri, caratterizzati dai numeri atomici più bassi, sono molto più stabili dei nuclei degli

elementi pesanti, caratterizzati dai numeri atomici più alti. I nuclei degli elementi pesanti (instabili) possono trasformarsi spontaneamente in nuclei di elementi più leggeri (e più stabili), emettendo radiazioni durante questo processo, detto “decadimento”. Le radiazioni emesse dai nuclei pesanti instabili appartengono a quattro gruppi principali:

- radiazioni neutroniche costituite, appunto, da neutroni (n);
- radiazioni alfa (α) costituite da particelle simili ai nuclei di elio, in quanto formate da due protoni e due neutroni;
- radiazioni beta (β) costituite da elettroni;
- radiazioni gamma (γ) costituite da onde elettromagnetiche di lunghezza confrontabile con quella dei raggi X.

Le radiazioni neutroniche e quelle alfa e beta vengono emesse con velocità dell'ordine degli 8.000 km/s, mentre le radiazioni elettromagnetiche γ viaggiano con la velocità della luce. L'energia cinetica posseduta dalle radiazioni α , β e neutroniche, ed i quanti di energia associati alle radiazioni γ , hanno origine dalle trasformazioni di massa in energia. L'assorbimento delle radiazioni emesse dai nuclei pesanti eccita i movimenti di vibrazione degli atomi bersaglio, traducendosi in un processo di generazione interna di calore.

Per raggiungere una configurazione stabile è, a volte, necessaria un'intera sequenza di trasformazioni. Ad esempio, gli isotopi 235 e 238 dell'uranio si tramutano in piombo attraverso una catena formata da oltre dieci decadimenti radioattivi. La tendenza ad emettere radiazioni è misurata dal tempo di dimezzamento, cioè dal tempo necessario perché la quantità dell'isotopo in questione si riduca a metà in seguito alla sua consunzione radioattiva. Molti decadimenti radioattivi sono caratterizzati da tempi di dimezzamento assai grandi e le catene di decadimenti radioattivi possono durare miliardi di anni. Ad esempio, il tempo di dimezzamento che caratterizza il decadimento radioattivo da uranio 235 a torio 231 è di $700 \cdot 10^6$ anni, mentre quello che caratterizza il decadimento da uranio 238 a torio 234 è di $4.500 \cdot 10^6$ anni.

L'uranio ha numero atomico 92 e, quindi, 92 protoni ma, come si è detto, il numero dei neutroni è diverso nei diversi isotopi. Ad esempio, l'isotopo U-235 ha una massa atomica 235 volte più grande di quella di un protone e, quindi, il numero di neutroni del suo nucleo risulta pari a $(235-92) = 143$. In simboli, l'uranio 235 si indica come U_{92}^{235} e, sempre con notazione simbolica, si può scrivere che l'uranio naturale è composto “oggi” per lo 0,71% in massa di U_{92}^{235} e per il 99,29% in massa di U_{92}^{238} . Come si è detto, sia U_{92}^{235} che U_{92}^{238} sono radioattivi e, nel loro primo decadimento, tendono

6. ENERGIE NUCLEARI

ad emettere spontaneamente raggi α , cioè particelle formate da due protoni e due neutroni. In questo modo essi si trasformano in isotopi del torio (numero atomico 90) secondo le reazioni



Gli isotopi Th_{90}^{231} e Th_{90}^{234} sono ancora instabili e, quindi, continuano a percorrere la catena di decadimenti radioattivi fino ad arrivare al primo elemento pesante stabile, che è il piombo.

A causa della lentezza dei processi di decadimento radioattivo, non è possibile utilizzare a fini energetici le emissioni radioattive della maggior parte delle sostanze naturali (anche se, ad esempio, la generazione del calore endogeno è dovuta ai decadimenti radioattivi che interessano le enormi quantità di materiale contenute all'interno della crosta terrestre). Per generare energia nucleare utile ai fini pratici occorre, infatti, sfruttare il processo di fissione a catena di alcuni atomi particolari, illustrato schematicamente nella Fig. 6.1.

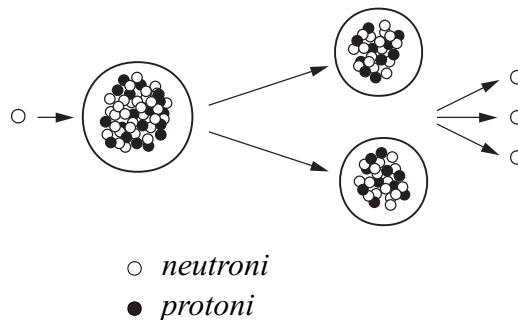
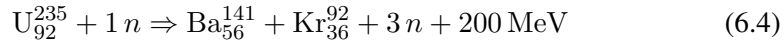


Figura 6.1: Illustrazione schematica del processo di fissione a catena.

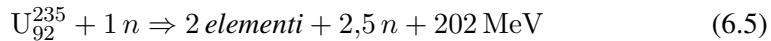
Un neutrone emesso durante il decadimento di una sostanza radioattiva può colpire il nucleo di un elemento pesante e fissionarlo, cioè spezzarlo in due nuclei più piccoli liberando, nel contempo, neutroni dotati di energia cinetica. L'energia cinetica risultante deriva, ovviamente, da una corrispondente perdita di massa. Tutti i nuclei degli elementi del sistema periodico con una elevata massa atomica possono fissionarsi se colpiti da un neutrone dotato di energia cinetica sufficientemente alta. In natura, invece, esiste un solo elemento caratterizzato da una elevata probabilità di fissionarsi anche se colpito da un neutrone "lento" (talvolta definito neutrone "termico"), cioè dotato di energia cinetica relativamente bassa. Questo elemento è l'isotopo 235 dell'uranio che si fissiona secondo diverse possibili reazioni, la più probabile delle quali

è



dove $1 \text{ MeV} \cong 1,60 \cdot 10^{-13} \text{ J}$. Se si potessero misurare le masse partecipanti alla reazione, si troverebbe che gli elementi al secondo membro hanno massa complessiva inferiore di circa lo 0,1% alla massa complessiva degli elementi al primo membro, e che tale difetto di massa si è tradotto nella liberazione di energia. (In realtà, l'energia liberata complessivamente da un singolo processo di fusione dell'uranio è di circa 212 MeV, ma i 200 MeV rappresentano l'energia sfruttabile ai fini termici, mentre i restanti 12 MeV rappresentano l'energia fornita in forma cinetica ai tre neutroni).

Se si considerano tutte le possibili reazioni di fissione dell'isotopo U-235, e si tiene conto delle probabilità di ciascuna, si arriva alla relazione statistica generale



dove, evidentemente 2,5 rappresenta il numero medio di neutroni liberati nelle diverse possibili reazioni. Si noti che l'energia ottenuta per fissione da un'unità di massa di U-235 è pari a circa $2,5 \cdot 10^6$ volte l'energia ottenuta dalla combustione di un'unità di massa di carbone.

Affinché le reazioni di fissione si autosostengano, occorre che i neutroni liberati vadano a colpire altri nuclei che si fissionano a loro volta. Poiché l'energia unitaria generata è pari a $3,2 \cdot 10^{-11} \text{ J/fissione}$, in una centrale nucleare da 1.000 MW_{elt} (e quindi con un reattore da circa 3.000 MW_{ter} , ovvero $3 \cdot 10^9 \text{ J/s}$) si dovranno avere:

$$\frac{3 \cdot 10^9 \text{ J/s}}{3,2 \cdot 10^{-11} \text{ J/fissione}} \cong 10^{20} \frac{\text{fissioni}}{\text{s}}$$

All'inizio della reazione a catena, un reattore nucleare deve contenere del materiale cosiddetto "fissile" (come, ad esempio, l'U-235), in una concentrazione sufficiente a liberare neutroni in eccesso rispetto al minimo richiesto per l'autosostentamento. Allo stesso tempo, il reattore deve poter essere controllato con sistemi opportuni che tolgano di mezzo i neutroni non necessari. Pertanto, occorre prima far "divergere" la reazione fino al livello di potenza voluta e poi "stabilizzarla".

A regime, una parte dei neutroni liberati si autoelimina attraverso l'assorbimento nei materiali strutturali. Inoltre, si hanno molte collisioni senza fissione, sia nell'U-235 (dove 1 volta su 6 non si ha alcuna reazione anche se i neutroni sono lenti) sia nell'U-238 (dove la reazione è molto improbabile se i neutroni sono lenti). Un'altra frazione, più o meno grande, dei neutroni liberati viene assorbita dalle barre di controllo composte da materiali, come boro e cadmio, ad alta sezione di cattura. Tali barre, a seconda delle esigenze della reazione, possono essere introdotte in misura

maggiore o minore tra gli elementi “combustibili” del reattore.

È noto poi che la probabilità che un nucleo di U-235 si fissioni quando è colpito da un neutrone, aumenta se l'energia cinetica del neutrone non è troppo elevata. Un neutrone “lento”, infatti, rimane più a lungo nelle vicinanze del nucleo di U-235 e viene catturato più facilmente. Pertanto, occorre che i neutroni generati vengano rallentati, ovvero “moderati”, attraverso urti successivi con nuclei capaci di ridurre la velocità senza catturarli.

I moderatori usati nei reattori nucleari sono essenzialmente tre: il carbonio, sotto forma di grafite, i nuclei di deuterio (l'isotopo pesante dell'idrogeno $D = H_1^2$) che si trovano nell'acqua “pesante” D_2O , ed i nuclei di idrogeno normale H_1^1 , che si trovano nell'acqua “leggera” H_2O . I moderatori più efficaci sono l'acqua pesante e la grafite, in quanto sia il deuterio sia il carbonio sono caratterizzati da probabilità molto basse di cattura neutronica. D'altra parte l'acqua pesante è molto costosa e difficile da produrre, mentre la grafite si infiamma facilmente ad alta temperatura se entra a contatto con l'aria. I vantaggi tecnici ed economici offerti dall'uso di acqua leggera come moderatore sono, quindi, superiori agli svantaggi funzionali e, infatti, la maggior parte dei reattori nucleari a neutroni lenti in esercizio sono moderati con acqua normale. Per compensare le catture neutroniche che hanno luogo nell'acqua normale, i reattori moderati con essa vengono alimentati con uranio arricchito artificialmente, fino a circa il 3%, nell'isotopo fissile U-235.

Va rilevato, infine, che l'asportazione del calore generato durante le reazioni è un aspetto essenziale della tecnologia nucleare. Poiché l'acqua normale viene già usata come moderatore nella maggior parte dei reattori a neutroni lenti, è abbastanza logico che venga usata la stessa acqua anche come vettore termico. Analogamente, l'acqua pesante viene usata anche come fluido termico nei reattori moderati con essa. Nei reattori moderati a grafite, invece, il fluido refrigerante è, di solito, l'anidride carbonica che ha la proprietà di essere chimicamente inerte rispetto al moderatore.

Esempio 6.1 *Atteso che il tempo di dimezzamento di U_{92}^{235} è di $700 \cdot 10^6$ anni, mentre quello di U_{92}^{238} è di $4.500 \cdot 10^6$ anni, si calcolino le frazioni di massa dei due isotopi nell'uranio naturale di $2.100 \cdot 10^6$ anni fa.*

Soluzione

In $2.100 \cdot 10^6$ anni, U_{92}^{235} si è dimezzato ($2100/700 = 3$ volte e quindi, all'epoca, si trovava in quantità ($2^3 = 8$) volte superiori al valore attuale. Nello stesso periodo di tempo, U_{92}^{238} si è dimezzato ($2100/4500 = 0,47$ volte e, quindi, all'epoca si trovava in quantità ($2^{0,47} = 1,38$) volte superiori al valore attuale.

Oggi 1 kg di uranio contiene $0,71 \cdot 10^{-2}$ kg (= 7,1 g) di U_{92}^{235} e $99,29 \cdot 10^{-2}$ kg (= 992,9 g) di U_{92}^{238} e proviene da

$$7,1 \cdot 8 \text{ g di } U_{92}^{235} + 1,38 \cdot 992,9 \text{ g di } U_{92}^{238} = 1427 \text{ g}$$

di uranio di $2.100 \cdot 10^6$ anni fa. All'epoca considerata dal problema, quindi, le frazioni in massa erano:

$$U_{92}^{235} = \frac{7,1 \cdot 8}{1427} = 3,98\%$$

$$U_{92}^{238} = \frac{1,38 \cdot 992,9}{1427} = 96,02\%$$

Di conseguenza, l'uranio 235 era presente in proporzioni maggiori del 3% ed, a conferma di ciò, si può citare il recente ritrovamento, nel Gabon, di un reattore nucleare naturale. Questo reattore ha funzionato spontaneamente per diverse migliaia di anni fino a quando, evidentemente, la reazione nucleare spontanea era resa possibile dalla presenza di U-235 in concentrazioni maggiori di quella critica.

6.2.1 Autofertilizzazione nucleare

Come si è già rilevato, tra gli elementi che esistono in natura solo U_{92}^{235} ha forti probabilità di fissionarsi, anche se colpito da neutroni lenti (e, quindi, dotati di minor energia cinetica ma più facili da catturare). Pertanto l'uranio 235 è l'unico elemento naturale utilizzabile come combustibile nucleare. Esso, tuttavia, è disponibile in quantità molto limitate rispetto all'uranio 238, e ciò costituisce una limitazione alla possibilità di sfruttamento dell'energia nucleare da fissione. È però possibile produrre artificialmente degli elementi capaci di fissionarsi anche quando vengono colpiti con neutroni lenti. Ad esempio, quando un nucleo di U_{92}^{238} viene colpito da un neutrone, si innesca la seguente catena di reazioni



dove U_{92}^{239} è instabile ed ha vita media di 23 minuti prima di decadere emettendo una radiazione β , cioè un elettrone



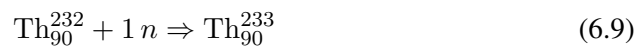
dove il nettunio 239 è instabile ed ha vita media di 2,3 giorni prima di decadere emettendo ancora una radiazione β



dove il plutonio 239 è l'elemento fissile artificiale.

Dunque, l'U-238 non è "fissile" ma, in seguito alla cattura di un neutrone, può trasformarsi in Pu-239, cioè in un elemento fissile artificiale. Pertanto l'U-238 viene definito elemento fertile. Nei reattori nucleari a fissione non autofertilizzanti, il rapporto di conversione tra combustibile formato (Pu-239) e combustibile bruciato (U-235) è pari al 60% e, quindi, per ogni 100 nuclei di U-235 che si fissionano si formano mediamente 60 nuclei di Pu-239. Questo rapporto di conversione non è una costante, e può essere aumentato privilegiando il funzionamento con neutroni veloci piuttosto di quello con neutroni lenti. Al limite vi è la possibilità di realizzare reattori, detti appunto autofertilizzanti, nei quali la produzione di nuovo fissile avviene ad un ritmo superiore al ritmo di consumo del fissile esistente.

Un altro processo di autofertilizzazione possibile, ma meno interessante industrialmente, è quello che prevede l'impiego di torio in reattori a fissione con neutroni lenti. Il torio è presente in natura con il solo isotopo Th_{90}^{232} che, quando assorbe un neutrone, può dare luogo alla seguente catena di reazioni



dove il torio 233 è instabile e decade emettendo una radiazione β , cioè un elettrone



dove il protoattinio 233 è instabile e decade emettendo ancora una radiazione β



dove l'uranio 233 è l'elemento fissile artificiale.

6.3 REATTORI NUCLEARI A FISSIONE

Nel corso degli anni sono stati sperimentati e realizzati molti reattori nucleari basati su tecnologie alquanto diverse tra loro. Spesso, tuttavia, le scelte tecniche sono state imposte dalle "condizioni al contorno", tra le quali la difficoltà di realizzare impianti di arricchimento dell'uranio ha avuto un ruolo decisivo. Come si è detto, U-235 ed U-238 hanno le stesse proprietà chimico-fisiche avendo lo stesso numero atomico e, quindi, non possono essere separati con processi di tipo chimico. Le tecnologie di separazione sono perciò basate su processi di centrifugazione molto sofisticati, che sono rimasti segreti per lungo tempo (avendo, tra l'altro, un notevole interesse militare). Gli Stati Uniti, che potevano contare sulla tecnologia di arricchimento dell'uranio, hanno utilizzato come moderatore l'acqua normale (o leggera), nonostante tale fluido sia caratterizzato da un significativo assorbimento neutronico. Essi si sono

orientati, quindi, su reattori “lenti” ad uranio arricchito, moderati e raffreddati con acqua leggera e, nell’ambito di tale scelta, hanno sviluppato le filiera di reattori a ciclo diretto BWR (Boiling Water Reactors), ed a ciclo indiretto PWR (Pressurized Water Reactors). Stati come Gran Bretagna e Canada, non in possesso delle tecnologie di separazione, si sono necessariamente orientati verso reattori “lenti” alimentati con uranio naturale, ed hanno fatto ricorso a moderatori che non assorbono neutroni. In Gran Bretagna è stata sviluppata una filiera di reattori GCR (Gas Cooled Reactors) moderati a grafite e raffreddati con anidride carbonica. In Canada sono stati sviluppati i reattori a ciclo indiretto PHWR (Pressurized Heavy Water Reactors) moderati e raffreddati con acqua pesante.

Secondo molti esperti, sia i reattori britannici sia quelli canadesi presentano caratteristiche di sicurezza ed affidabilità maggiori di quelle, pur ottime, dei reattori Statunitensi. Nei reattori britannici, infatti, le possibilità di perdita totale del refrigerante gassoso sono quasi inesistenti ed, inoltre, la capacità termica della grande quantità di grafite utilizzata è tale da far durare diverse ore il transitorio termico necessario al nocciolo per raggiungere temperature pericolose. I reattori PHWR canadesi, poi, risultano necessariamente più sicuri degli omologhi reattori PWR statunitensi in quanto impiegano uranio naturale, che è meno reattivo dell’uranio arricchito. In Occidente, i costi inferiori dei reattori Statunitensi e la potenza commerciale degli Stati Uniti hanno, tuttavia, imposto i reattori ad uranio arricchito. Le scelte tecnologiche Sovietiche, invece, sono state molto diverse avendo portato allo sviluppo dei reattori LWGR (Light Water-cooled Graphite-moderated Reactors) che, col senno del dopo Cernobil, è fin troppo facile definire insicuri.

In passato, un’altra condizione al contorno importante è derivata dal timore che le riserve mondiali di uranio fossero in via di esaurimento. Ciò ha spinto verso lo sviluppo, forse prematuro, di reattori veloci autofertilizzanti in grado di sfruttare pressoché integralmente il combustibile nucleare. Da questo punto di vista, l’autofertilizzazione ha perso interesse quando, dopo il 1990, ci si è resi conto che le riserve mondiali di uranio non erano così scarse come inizialmente si pensava. Nel frattempo, tuttavia, la tecnologia dei reattori autofertilizzanti era migliorata al punto che, ora, si pensa di riprenderla per i reattori di quarta generazione (dei quali si tratterà nel Paragrafo 6.4).

Nei paragrafi che seguono, si esamineranno con particolare attenzione i più diffusi tra i reattori a fissione lenti, ovvero quelli a ciclo diretto BWR (che, nel 2008 erano il 21% dei reattori in servizio) e quelli a ciclo indiretto PWR (che nel 2008 erano il 61% dei reattori in servizio). Successivamente, si illustrerà lo schema funzionale del Superphénix, il reattore a fissione veloce autofertilizzante FBR (Fast Breeder Reactor) costruito in Francia negli anni a cavallo del 1980 da un consorzio partecipato, tra gli altri, dall’EDF (Électricité de France) per il 51% e dall’ENEL per il 33%.

6.3.1 Reattori a ciclo diretto (BWR)

I reattori a ciclo diretto sono schematizzati nella Fig. 6.2. In essi il fluido refrigerante viene a contatto con il combustibile nucleare ed è quindi radioattivo. Pertanto, tutti i componenti dell'impianto (turbine, condensatore, pompe, e scambiatori) devono essere a perfetta tenuta.

Il vapore, generato nel nocciolo del reattore, attraversa il separatore di gocce che si trova nel nocciolo stesso prima di espandersi nella turbina di alta pressione. Poiché il vapore in partenza è saturo, è necessario un secondo separatore di liquido tra la turbina di alta e quella di bassa pressione. Dati i valori limitati della temperatura massima di ciclo, il rendimento complessivo risulta abbastanza modesto, dell'ordine del 32% nonostante l'impiego di scambiatori rigenerativi (solo schematizzati nella figura).

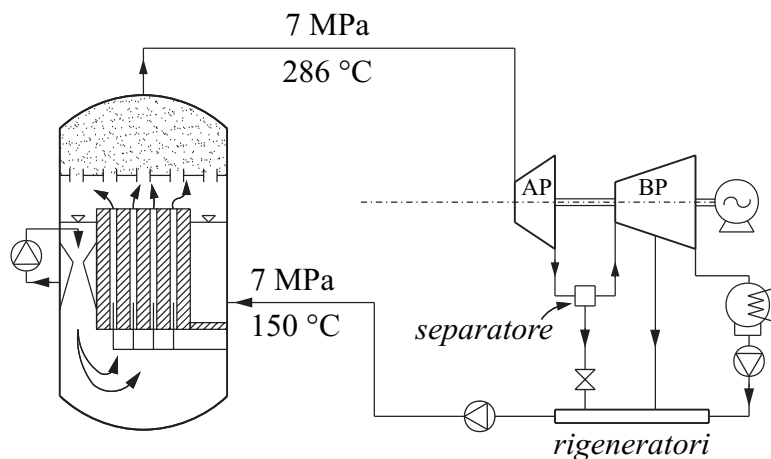


Figura 6.2: Schema funzionale dei reattori BWR.

Nel nocciolo di un reattore BWR, illustrato in Fig. 6.3, l'acqua fluisce attraverso gli spazi lasciati liberi dal combustibile, evaporando parzialmente. Il combustibile è contenuto in cilindri in lega di zirconio ed è costituito da "pellets" (o pastiglie) di biossido di uranio (UO_2), arricchito al 3% nell'isotopo U-235.

Come indicato in Fig. 6.4, il controllo della reazione nucleare è ottenuto attraverso l'impiego di barre mobili, con forte capacità di assorbimento neutronico. Le barre si interpongono tra gli elementi di combustibile per una lunghezza maggiore o minore, a seconda del loro posizionamento.

La circolazione dell'acqua nel nocciolo è assistita da un sistema di pompe ed eiettori ma la circolazione naturale, da sola, è sufficiente a garantire un certo grado di

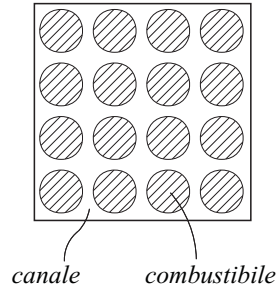


Figura 6.3: Canali di passaggio del refrigerante attraverso le barre di combustibile.

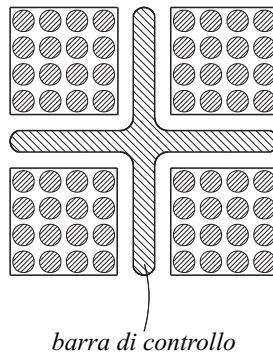


Figura 6.4: Vista in sezione delle barre di controllo.

raffreddamento d'emergenza finché viene mantenuto il livello del liquido. In caso di perdita parziale del liquido di raffreddamento, l'aumento del titolo di vapore abbassa l'attività moderatrice e, quindi, riduce la frazione di neutroni lenti rispetto alla frazione di neutroni veloci. Poiché, come si è detto, i neutroni veloci sono più difficili da catturare, ne deriva un ulteriore grado di sicurezza intrinseca in quanto, al diminuire della frazione di liquido, la reazione nucleare tende a spegnersi.

6.3.2 Reattori a ciclo indiretto (PWR)

I reattori a ciclo indiretto, schematizzati nella Fig. 6.5, costituiscono la filiera di impianti nucleari attualmente più diffusa. In essi, il fluido refrigerante che attraversa il reattore cede il calore acquisito ad uno scambiatore-generatore di vapore e, di conseguenza, l'acqua che percorre il ciclo Rankine non è radioattiva. Nonostante l'impiego degli scambiatori rigenerativi, il rendimento complessivo di un impianto a ciclo indiretto è dell'ordine del 31% e, quindi, lievemente più basso di quello dei reattori a ciclo diretto. Ciò si spiega con l'abbassamento della temperatura massima provocato dalla necessità di impiegare uno scambiatore intermedio per la produzione

del vapore.

Il controllo della reazione nucleare, la configurazione dei passaggi del fluido vettore termico nel reattore, il tipo di combustibile usato ed il sistema di contenimento del combustibile sono simili a quelli degli impianti BWR. La circolazione dell'acqua nel reattore è garantita da un sistema di pompe multiple. Anche in questo caso, nell'ipotesi di guasto alle pompe si ha una rapida vaporizzazione che riduce l'attività moderatrice e, quindi, riduce anche la frazione di neutroni lenti rispetto alla frazione dei più difficilmente catturabili neutroni veloci. In aggiunta, i reattori PWR sono meno critici, rispetto ai BWR, dal punto di vista del contenimento del materiale radioattivo. Per questi motivi i reattori PWR sono stati i primi ad essere commercializzati e, ancor oggi, vengono impiegati nei sommergibili nucleari.

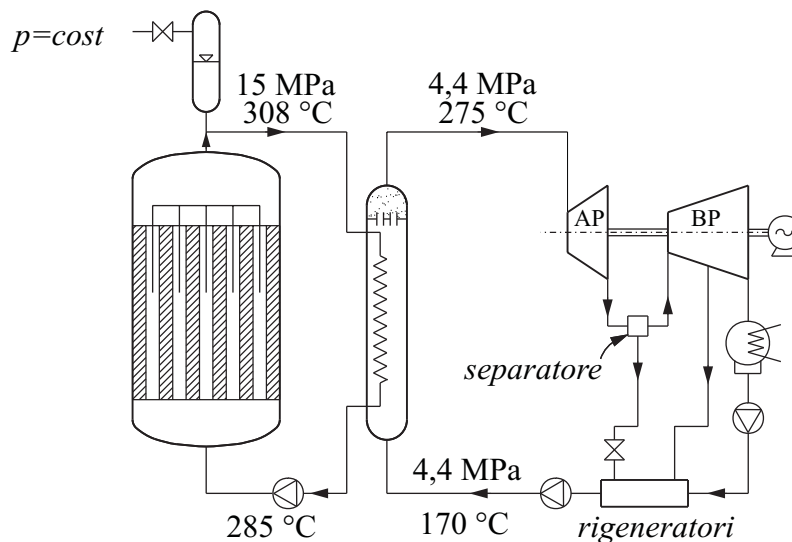


Figura 6.5: Schema funzionale dei reattori PWR.

6.3.3 Centrali con reattori autofertilizzanti

Negli anni intorno al 1980, la tecnologia più promettente per realizzare l'autofertilizzazione appariva essere l'impiego di una miscela di uranio 238 e plutonio 239 in reattori non moderati, nei quali i neutroni erano prevalentemente veloci. Senza moderatore, però, la cattura dei neutroni ed il mantenimento della reazione a catena risultano più difficili e, quindi, occorre usare combustibile molto arricchito in isotopi fissili. In tali reattori, inoltre, non si può impiegare acqua per il raffreddamento, in quanto l'acqua agirebbe anche da moderatore. Infatti, il reattore autofertilizzante Superphénix, costruito in Francia sul fiume Rodano presso Creys-Malville, era

alimentato con una miscela di U-238 e plutonio contenente una percentuale variabile tra il 30 ed il 40% di Pu-239 fissile, ed era raffreddato con sodio liquido. Il Superphénix forniva la potenza termica necessaria a produrre 1.200 MW_{elt} ma, per problemi tecnici e per l'opposizione degli ambientalisti, smise di produrre energia elettrica già nel 1996 e, dopo un ulteriore periodo d'uso a scopi di ricerca, venne chiuso definitivamente nel 2009.

Lo schema funzionale di una centrale nucleare, con reattore autofertilizzante a neutroni veloci del tipo Superphénix, è rappresentato in Fig. 6.6. La reazione viene controllata con barre a forte assorbimento neutronico e, come si è già rilevato, il refrigerante usato è il sodio liquido che, grazie alla sua elevatissima conduttività termica, riesce ad asportare le enormi quantità di calore generate per unità di volume all'interno del reattore. La necessità di isolare il sodio primario, radioattivo, dal vapore che evolve in turbina, impone il ricorso ad un circuito intermedio, ancora a sodio.

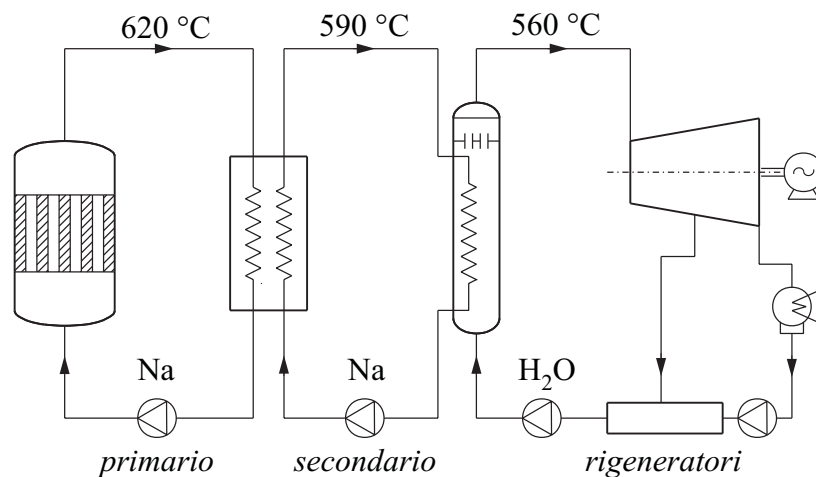


Figura 6.6: Schema funzionale di una centrale nucleare con reattore autofertilizzante raffreddato a sodio liquido.

L'impiego di sodio liquido potrebbe sembrare, a prima vista, molto azzardato. Va fatto presente, tuttavia, che il sodio liquido, in quanto metallo, è caratterizzato da una bassissima tensione di vapore e, quindi, non induce forti sollecitazioni meccaniche nel contenitore. Si noti inoltre che, grazie alle elevate temperature del sodio, il vapore d'acqua immesso in turbina può essere surriscaldato e portato alle stesse condizioni termodinamiche del vapore nei normali cicli nelle centrali termoelettriche. Il ciclo termico a valle del reattore è, infatti, un normale ciclo Rankine con surriscaldamento e rigenerazione. Pertanto, il rendimento complessivo dell'impianto può raggiungere valori del 42-43%, che sono notevolmente più elevati di quelli ottenibili nei reattori

BWR e PWR, nei quali le temperature medie di fornitura del calore sono molto più basse.

6.4 SICUREZZA DEI REATTORI NUCLEARI

Il problema della sicurezza dei reattori nucleari si è posto sin da quando, nel 1942, Enrico Fermi ha realizzato la prima reazione a catena all'Università di Chicago, ma la scala del problema è diventata planetaria solo con le applicazioni della fissione nucleare alla produzione di energia elettrica. Tali applicazioni sono diventate possibili a partire dal 1953, dopo che il presidente americano Eisenhower, con il discorso "Atomi per la Pace" alle Nazioni Unite, ha tolto il segreto militare sullo sfruttamento a scopi pacifici dell'energia nucleare. I prototipi dei reattori nucleari industriali sono arrivati subito dopo: la prima centrale elettronucleare sovietica ha cominciato a produrre energia nel 1954, seguita dalla prima centrale britannica nel 1956 e dalla prima centrale statunitense nel 1958. Convenzionalmente, i reattori nucleari prototipo di quel periodo vengono chiamati "reattori di prima generazione".

Alla seconda generazione di reattori appartengono invece i reattori BWR e PWR ed il reattore Superphénics descritti nel paragrafo precedente. I reattori BWR e PWR sono stati realizzati fino a tutto il 1999 ed, ancor oggi nel Mondo, producono la maggior parte dell'energia elettrica di fonte nucleare. I reattori BWR e PWR di seconda generazione, costruiti in occidente, sono già caratterizzati da un buon livello di sicurezza intrinseca in quanto, come si è detto, la reazione nucleare al loro interno si spegne nel caso del più grave guasto ipotizzabile: la perdita del refrigerante nel nocciolo. Con l'acqua viene, infatti, a mancare il moderatore e, di conseguenza, i neutroni diventano veloci e non vengono più catturati. La produzione di calore, al contrario, non cessa di colpo ma si riduce esponenzialmente nel tempo, e la mancanza d'acqua compromette lo smaltimento del calore residuo di reazione. Per non avere la fusione del nocciolo in caso di guasto, oltre alla circolazione naturale deve essere sempre garantito un certo grado di raffreddamento di emergenza con mezzi alternativi come, ad esempio, le iniezioni d'acqua. Se poi si arriva ugualmente alla fusione del nocciolo, deve essere possibile trattenere il materiale radioattivo fuso all'interno della centrale. A questo fine i reattori occidentali sono contenuti nei rispettivi "vessel", ovvero in recipienti di acciaio a grande resistenza che, a loro volta, sono alloggiati in strutture in calcestruzzo e acciaio, capaci di sopportare le massime sollecitazioni meccaniche prevedibili (terremoti, esplosioni, urti di aerei e così via).

Dopo l'incidente di Cernobil, avvenuto nel 1986, le preoccupazioni per la sicurezza delle centrali nucleari sono aumentate e, di conseguenza, si è cercato di migliorare ulteriormente la sicurezza intrinseca dei reattori. Ciò ha portato, dopo il 2000, alla

6.4. SICUREZZA DEI REATTORI NUCLEARI

costruzione dei reattori di terza generazione che incorporano tutta una serie di miglioramenti costruttivi suggeriti dall'esperienza operativa maturata con i reattori di seconda generazione. I principali miglioramenti riguardano:

- lo sfruttamento più spinto del combustibile nucleare;
- l'introduzione di nuovi sistemi di sicurezza intrinseca quali l'assorbimento neutronico nei materiali per assicurare lo spegnimento del reattore in condizioni diverse da quelle di normale esercizio,
- l'intensificazione di convezione naturale ed irraggiamento per assicurare lo smaltimento del calore residuo anche in caso di guasto alle pompe;
- l'introduzione di ricombinatori catalitici idrogeno/ossigeno di capacità adeguata ad evitare che l'idrogeno, prodotto dall'ossidazione dello zirconio in caso di incidente, raggiunga concentrazioni pericolose;
- una maggior capacità di adeguamento ai carichi variabili, con possibilità di passare dal 25 al 100% del carico in circa 30 minuti;
- lo sfruttamento dell'effetto scala grazie all'utilizzo di unità altamente modulari, spesso costruite in collaborazione da più Stati, con potenza elettrica per reattore dell'ordine dei 1.000 MW.

Lo sfruttamento più spinto del combustibile ha portato ad una notevole riduzione della quantità di scorie generate per unità di energia prodotta, mentre l'introduzione di nuovi sistemi di sicurezza attiva e passiva ha consentito di passare dalla frequenza probabile di 1 guasto grave ogni 10^5 anni di funzionamento, tipica della seconda generazione di reattori, alla frequenza obiettivo di 1 guasto grave ogni 10^8 anni di funzionamento per la terza generazione di reattori. Ovviamente, l'adozione dei miglioramenti tecnologici ha comportato costi di costruzione più elevati ai quali la modularità e la standardizzazione dei progetti e dei componenti hanno rimediato solo in parte.

I reattori nucleari a fissione di quarta generazione sono ancora in fase di studio, e la loro realizzazione non è prevista prima degli anni intorno al 2030. Essi comprendono tre filiere a di reattori a neutroni lenti

- Very-High Temperature Reactors (VHTR), ovvero Reattori ad elevatissima temperatura raffreddati con elio e moderati con grafite;
- Super-Critical Water Reactors (SCWR), ovvero Reattori raffreddati e moderati con acqua a pressione superiore alla pressione critica;
- Molten Salt Reactors (MSR), ovvero Reattori raffreddati con sali fusi e mode-

rati con grafite;

e tre filiere di reattori autofertilizzanti a neutroni veloci,

- Gas-cooled Fast Reactors (GFR), ovvero Reattori autofertilizzanti raffreddati con gas (elio);
- Sodium-cooled Fast Reactors (SFR), ovvero Reattori autofertilizzanti raffreddati con sodio liquido;
- Lead-cooled Fast Reactors (LFR), ovvero Reattori autofertilizzanti raffreddati con piombo fuso.

Tutti i reattori di quarta generazione, sia pure per vie diverse, perseguono gli stessi obiettivi: miglioramento ulteriore della sicurezza, maggior sfruttamento del combustibile nucleare, utilizzo di combustibile nucleare incompatibile con l'uso militare e, nei limiti del possibile, riduzione dei costi di costruzione.

6.4.1 L'incidente di Cernobil

I reattori della centrale di Cernobil erano reattori a ciclo diretto, raffreddati ad acqua normale e moderati con grafite, in modo da poter funzionare con uranio solo leggermente arricchito (1,8%). Essi sono noti sia con l'acronimo originale russo RBMK (che significa "reattori di grande potenza a canali"), sia con il più descrittivo acronimo inglese LWGR (Light Water-cooled Graphite-moderated Reactors) e sono schematizzati in Fig. 6.7.

Come meglio evidenziato in Fig. 6.8, l'acqua viene fatta circolare entro tubi di raffreddamento, di diametro relativamente piccolo, nei quali è conglobato il combustibile. A loro volta, i tubi di raffreddamento sono immersi in un blocco di grafite nel quale sono ricavati i passaggi per le barre di controllo. L'intero nocciolo è poi mantenuto in una atmosfera neutra di elio ed azoto per evitare che la grafite, riscaldata dalla reazione nucleare, possa incendiarsi. Va notata, tuttavia, l'assenza di un recipiente di contenimento in acciaio (vessel) e di una struttura protettiva esterna in calcestruzzo e acciaio a grande resistenza.

In questi reattori, il compito di moderare i neutroni è svolto quasi completamente dalla grafite poiché, a causa delle scelte costruttive, la quantità d'acqua è molto ridotta. La funzione di assorbitore neutronico esercitata dall'acqua non è, però, trascurabile anche se è più modesta rispetto a quella assicurata nei reattori BWR e PWR (dove i vessels contengono grandi quantità di liquido). Pertanto, in caso di mancanza d'acqua a seguito, ad esempio, di una vaporizzazione completa o di una perdita, si riduce poco l'attività moderatrice, mentre si riduce abbastanza l'attività di assorbi-

6.4. SICUREZZA DEI REATTORI NUCLEARI

mento (che resta affidata alle sole barre di controllo). In tali condizioni, la popolazione neutronica può aumentare rapidamente nel tempo rendendo instabile il reattore e, di conseguenza, possono verificarsi sovratemperature ed esplosioni che mettono la grafite calda a contatto con l'aria, provocandone l'incendio immediato.

Il 26 aprile 1986, nell'unità numero 4 della centrale nucleare di Cernobil, i circuiti di raffreddamento normali e di emergenza furono messi fuori servizio da una manovra sbagliata. Sembra infatti che alcuni operatori incoscienti volessero verificare se, mancando l'energia elettrica esterna, l'energia cinetica e rotazione, immagazzinata

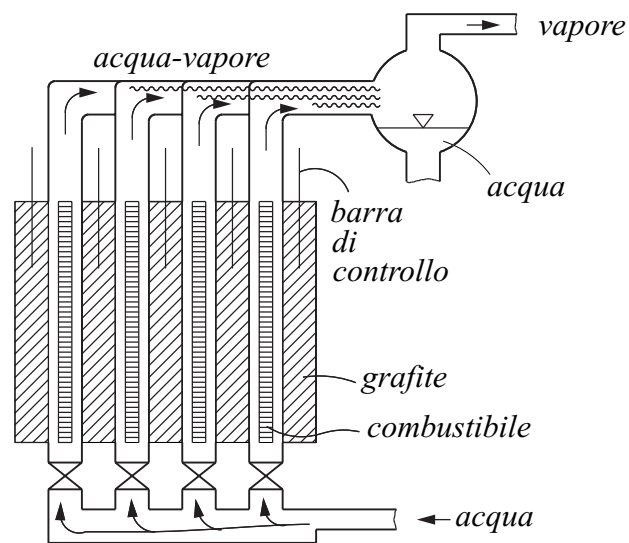


Figura 6.7: Reattore sovietico a ciclo diretto moderato a grafite.

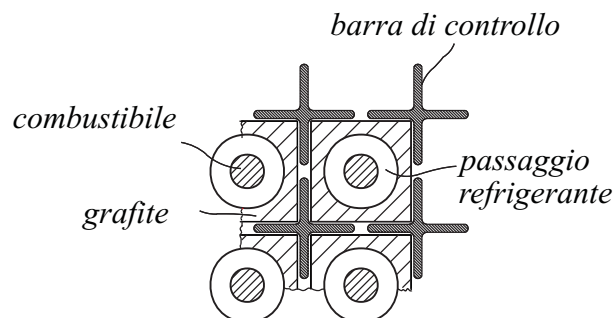


Figura 6.8: Tubi di raffreddamento contenenti il combustibile ed immersi in grafite, con interposte le barre di controllo.

nel turboalternatore, fosse sufficiente a fornire potenza elettrica ai circuiti di raffreddamento fino all'entrata in funzione dei gruppi elettrogeni di soccorso. In questo modo, invece, il reattore fu portato nel campo del funzionamento instabile, provocando un rapidissimo innalzamento della temperatura seguito da due forti esplosioni. La grafite, che aveva raggiunto la temperatura di 2000 °C, entrò a contatto con l'aria incendiandosi. L'incendio durò per diversi giorni, formando un pennacchio di fumi carichi di radionuclidi che fu disperso dai venti in un'area molto vasta.

6.4.2 L'incidente di Fukushima

Nel distretto di Fukushima sono installate due centrali nucleari: Fukushima Prima e Fukushima Seconda (in giapponese Fukushima "Daichi" e Fukushima "Daini"). Nella centrale Fukushima Prima, dove è avvenuto l'incidente, erano installati 6 reattori nucleari a ciclo diretto (BWR) del tipo descritto nel Paragrafo 6.3.1 e schematizzato nelle Fig. 6.2, 6.3 e 6.4. L'incidente ha coinvolto, in varie misure, i reattori 1, 2, 3 e 4, tutti costruiti intorno al 1970 su progetto General Electric (modello Mark I). I reattori 5 e 6 erano, invece, fermi per manutenzione programmata (in condizioni di sicurezza termica già raggiunta) e, per questo motivo, non hanno subito danni gravi.

A Fukushima, a differenza di quanto è avvenuto a Cernobil, non vi sono stati errori od imprudenze degli operatori e non si sono avute esplosioni nei noccioli. Gli edifici hanno resistito ad un terremoto di intensità senza precedenti e, se si vuole, l'unica manchevolezza progettuale è stata la sottovalutazione dell'altezza, anche questa senza precedenti, raggiunta dalla successiva onda di tsunami.

Come è noto, infatti, l'incidente è ascrivibile al terremoto di intensità 9 sulla scala Richter che ha colpito il Giappone l'11 marzo 2011 e, soprattutto, alla successiva onda di tsunami che a Fukushima ha raggiunto un'altezza di oltre 10 metri (14 metri secondo alcune testimonianze).

Il terremoto ha causato l'interruzione della rete elettrica, ma l'intervento dei gruppi elettrogeni di soccorso, azionati da motori Diesel, ha ridato corrente ai reattori consentendo ugualmente l'inserimento in automatico delle barre di controllo (che hanno spento immediatamente le reazioni nucleari). Dopo il terremoto, i sistemi di refrigerazione d'emergenza hanno iniziato a smaltire il calore di reazione residuo, azionati sempre dai gruppi elettrogeni. (Come si è già osservato, anche a reazione spenta le barre di combustibile restano termicamente attive e devono essere refrigerate per un lungo periodo prima di poter essere trasferite ai depositi esterni od agli impianti di ritrattamento). Un'ora dopo il terremoto, tuttavia, l'onda di tsunami ha sommerso i gruppi elettrogeni, posti ad un'altezza di circa 6 metri, danneggiandoli seriamente e mettendo così fuori servizio i sistemi di refrigerazione d'emergenza. In assenza di

refrigerazione, nel nocciolo dei reattori si sono avuti aumenti di temperatura e pressione, mentre nelle vasche del combustibile esaurito, soggette alla pressione atmosferica, si sono avuti aumenti di temperatura, con evaporazione e conseguenti riduzioni del livello dell'acqua. Sia nei noccioli sia nelle vasche si sono, presumibilmente, raggiunte temperature dell'ordine dei 1000 °C ed oltre che, pare, hanno causato fusioni parziali ("melt down"). In ogni caso, a temperature dell'ordine dei 1000 °C lo zirconio delle barre ha interagito con l'acqua secondo la reazione esotermica e, perciò, spontanea:



generando idrogeno.

Per comprendere pienamente il rischio rappresentato dalle formazioni di idrogeno è necessario fare riferimento allo schema strutturale dell'edificio di centrale, riportato in Fig. 6.9. Come si può notare, il "vessel" in acciaio (primo sistema di contenimento), è circondato da una struttura a gabbia in calcestruzzo e acciaio con pareti di grande spessore (secondo sistema di contenimento). A sua volta la gabbia, che è a tenuta stagna, è alloggiata nell'edificio esterno di centrale non a tenuta (terzo sistema di contenimento).

Dalle vasche combustibile, l'idrogeno è migrato direttamente nella parte alta, causando le esplosioni che hanno distrutto le coperture degli edifici. Dai noccioli dei reattori, l'idrogeno è passato all'interno delle gabbie di contenimento quando gli aumenti di pressione hanno costretto gli operatori a sfiatare i noccioli stessi. Dalle gabbie, a seguito della rottura (sempre per sovrappressione) dei diaframmi di sicurezza, la miscela di idrogeno e vapore è passata nelle camere toroidali preposte alla condensazione d'emergenza. Infine, secondo la spiegazione più accreditata, alcune camere toroidali hanno ceduto a loro volta, immettendo la miscela di idrogeno e vapore all'interno degli edifici di centrale e causando, in questo modo, le esplosioni nelle parti basse che hanno danneggiato le pareti perimetrali.

Esempio 6.2 *Si confronti, in termini assoluti, l'intensità del terremoto di Fukushima con le intensità dei terremoti che, in tempi recenti, hanno colpito il Friuli e L'Aquila.*

Soluzione

Sulla scala Richter, ai tre terremoti sono state attribuite, rispettivamente, le intensità: 9 (Fukushima), 6,4 (Friuli) e 6 (L'Aquila). Poiché la scala Richter è logaritmica, il valore 9 per Fukushima, significa che l'intensità assoluta I del terremoto giapponese (J) è stata tale da dar luogo ad un rapporto

$$\log_{10} \frac{I_J}{I_0} = 9 \Rightarrow \frac{I_J}{I_0} = 10^9$$

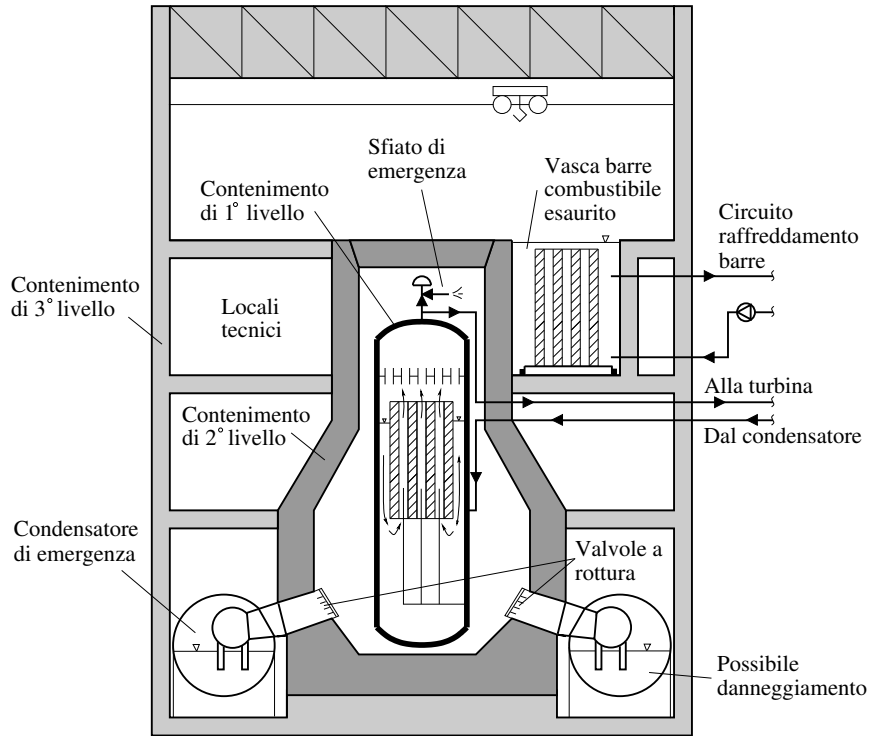


Figura 6.9: Schema strutturale dell'edificio di centrale a Fukushima.

con l'intensità di riferimento I_0 . Analogamente, si è avuto

$$\frac{I_F}{I_0} = 10^{6,4}$$

per il Friuli e

$$\frac{I_A}{I_0} = 10^6$$

per L'Aquila. Pertanto si sono avuti anche i seguenti rapporti di intensità

$$\frac{I_J}{I_F} = 10^{9-6,4} \cong 400$$

per il Friuli e

$$\frac{I_J}{I_A} = 10^{9-6} = 1000$$

per L'Aquila. Ovvero, il terremoto di Fukushima è stato 400 volte più intenso del terremoto del Friuli e 1.000 volte più intenso del terremoto dell'Aquila.

Esempio 6.3 Si determinino le velocità di propagazione e l'altezza raggiunte dalle onde di tsunami generate da un terremoto.

Soluzione

Anche se il termine tsunami, che in giapponese significa “onda contro il porto”, è ormai entrato nell'uso corrente, i corrispondenti termini tecnici italiani sono “onda anomala” od, anche, “onda di maremoto”. Ciò premesso si può ricordare, pur senza entrare in dettagli teorici, che la velocità di propagazione c delle onde di tsunami può essere stimata in base alla formula

$$c = \sqrt{gH}$$

dove g è l'accelerazione di gravità ed H è la profondità dei fondali. Tale relazione implica, ad esempio, che ad una profondità di 4.000 metri (valore medio per gli oceani), la velocità di propagazione sia: $c \cong 198 \text{ m/s} = 713 \text{ km/h}$. La velocità c , comunque, decresce al diminuire della profondità e, quindi, si riduce in prossimità delle coste.

L'altezza raggiunta dalle onde di tsunami è legata alla potenza specifica P'' , ovvero alla potenza per unità di superficie in pianta A , trasportata dalle onde stesse. Vale, infatti, la relazione

$$P'' = \frac{P}{A} = \frac{Ec}{A} = E''c$$

dove E'' è l'energia specifica, ancora per unità di superficie in pianta. Nel modello semplificato di onda di tsunami, schematizzato in Fig. 6.10, si ipotizza che P'' si conservi inalterata e che l'energia E sia di tipo potenziale. Come indicato nello schema, la superficie dell'acqua subisce un innalzamento h sul livello del pelo libero nell'area A e, di conseguenza, l'energia potenziale totale è stimabile come

$$E = mg \frac{h}{2} = \rho Ahg \frac{h}{2} = \frac{1}{2} \rho g Ah^2$$

dove m è la massa dell'acqua che si solleva, mediamente, di $h/2$. Di conseguenza, l'energia potenziale specifica è pari a

$$E'' = \frac{E}{A} = \frac{1}{2} \rho gh^2$$

Nell'ipotesi di costanza della potenza specifica P'' trasmessa dall'onda, si ha

$$(E''c)_r = (E''c)_m$$

dove i pedici r ed m denotano, rispettivamente, la riva ed il mare aperto. Si avrà

quindi anche

$$\frac{E_r''}{E_m''} = \frac{c_m}{c_r} \Rightarrow \left(\frac{h_r}{h_m}\right)^2 = \left(\frac{H_m}{H_r}\right)^{1/2} \Rightarrow \frac{h_r}{h_m} = \left(\frac{H_m}{H_r}\right)^{1/4}$$

Posto quindi: $H_m = 4.000$ m, $H_r = 4$ m ed $h_m = 2,5$ m per l'altezza a riva dell'onda di tsunami si ricava: $h_r = 14$ m.

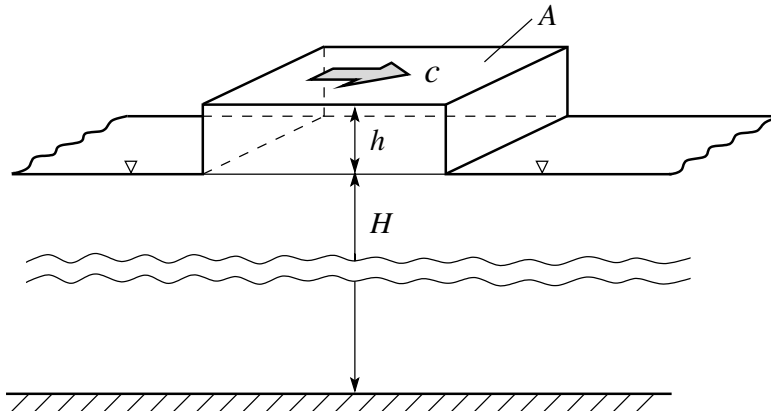


Figura 6.10: Modello semplificato di un'onda di tsunami.

6.5 RISCHI AMBIENTALI DELLA FONTE NUCLEARE

Negli anni tra il 1942 e il 1947 l'attenzione di tutti era incentrata sulla bomba atomica, ed i reattori interessavano nella misura in cui riuscivano a produrre il plutonio utilizzabile per le bombe. A differenza dell'U-235 il plutonio è, infatti, facilmente separabile dall'U-238, in quanto diverso chimicamente. Ancora negli anni intorno al 1960, i primi reattori delle centrali nucleari europee, costruiti in Gran Bretagna ed in Francia, venivano ottimizzati per dare plutonio piuttosto che energia elettrica, privilegiando il funzionamento con neutroni veloci invece di quello con neutroni lenti.

Applicazioni militari a parte, il rischio nucleare è ora rappresentato dalla radioattività dei prodotti di fissione, cioè delle "scorie nucleari". Come si è detto, dalla fissione di U-235 si possono formare tutta una serie di prodotti con massa atomica compresa tra 80 e 160. Questi isotopi presentano, in generale, un numero di neutroni maggiore di quello degli elementi naturali e, quindi, sono instabili e radioattivi. Essi, perciò, vengono definiti anche radionuclidi o radioisotopi. Oltre ai già ricordati bario

6.5. RISCHI AMBIENTALI DELLA FONTE NUCLEARE

¹⁴¹La e krypton ⁹²Kr, le scorie nucleari comprendono isotopi instabili di stronzio, xeno, cesio, iodio, rutenio, lantanio, tellurio e di molti altri elementi ancora, saliti agli onori delle cronache nel dopo Cernobil.

I primi passi compiuti dai radionuclidi verso la stabilizzazione sono accompagnati da emissioni di particelle pesanti (radiazioni α e neutroniche) mentre, successivamente, vengono emessi elettroni ed onde elettromagnetiche (radiazioni β e γ). Le particelle pesanti hanno potere di penetrazione modesto e, quindi, le radiazioni α e neutroniche sono arrestate da pochi centimetri d'aria. Le radiazioni β , costituite da elettroni, possono penetrare per qualche millimetro sotto la pelle, mentre le radiazioni γ , costituite da onde elettromagnetiche del tipo dei raggi X, possono attraversare anche molti metri di cemento. All'esterno del nostro corpo, quindi, solo le radiazioni gamma risultano pericolose ma, quando i radionuclidi penetrano all'interno per inalazione o ingestione, tutte le radiazioni emesse possono colpire tessuti ed organi vitali.

Come si è detto, i radioisotopi decadono trasformandosi in elementi via via più stabili che, alla fine della catena di emissioni, non sono più radioattivi. La rapidità del decadimento è misurata dall'emivita e, ad esempio, i principali radioisotopi emessi a Cernobil presentano i valori di emivita riportati nella Tabella 6.1.

Tabella 6.1: Emivita dei principali isotopi emessi a Cernobil.

Radioisotopo	Emivita
iodio 131	8 giorni
rutenio 103	39 giorni
lantanio 140	40 ore
cesio 137	30 anni
cesio 134	2 anni
tellurio 132	3 giorni
iodio 132	2 ore

Il numero delle trasformazioni che avvengono ogni secondo in un campione di materiale radioattivo è un indice dell'attività del campione e si misura in bequerel [Bq], essendo

$$1 \text{ Bq} = 1 \text{ trasformazione al secondo}$$

La vecchia unità di misura dell'attività era il nanocurie ($1 \text{ nCi} = 10^{-9} \text{ Ci}$), ed il fattore di conversione è

$$1 \text{ nCi} = 37 \text{ Bq}$$

Dal punto di vista degli effetti biologici, tuttavia, interessa la dose assorbita, cioè la quantità di energia fornita dalle radiazioni ad ogni chilogrammo di massa corporea.

6. ENERGIE NUCLEARI

Tale dose va poi “pesata” per tenere conto delle conseguenze sull’organismo ed arrivare, quindi, alla dose equivalente. Per la dose assorbita (non pesata), misurata in gray [Gy], si ha

$$1 \text{ Gy} = 1 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La vecchia unità di misura della dose di radiazione (non pesata) era il “rad”, ed il fattore di conversione è

$$1 \text{ Gy} = 100 \text{ rad}$$

Per la dose assorbita pesata (o equivalente) misurata in sievert [Sv], si ha

$$1 \text{ Sv} = 1 \frac{\text{joule raggi X}}{\text{kg peso corporeo}}$$

La vecchia unità di misura della dose di radiazione pesata era il “rem” (Röntgen equivalent man), ed il fattore di conversione è

$$1 \text{ Sv} = 100 \text{ rem}$$

Nell’uomo, le radiazioni hanno sia effetti immediati sia effetti tardivi. I principali effetti immediati dell’assorbimento di una dose di radiazioni sono riassunti nella Tabella 6.2, mentre i rischi di effetti tardivi sugli organi più sensibili sono elencati nella Tabella 6.3.

Tabella 6.2: Effetti immediati dell’assorbimento di una dose di radiazioni.

Dose [Sv]	Sintomi	Rischio di morte	Morte dopo
0-1	nessuno	nessuno	
1-2	vomito e diminuzione globuli bianchi	nessuno	
2-6	come sopra più emorragie, infezioni e depilazione	fino a 80%	2 mesi
6-10	come sopra	tra 80 e 100%	2 mesi
oltre 10	come sopra più sonnolenza, tremori e febbre	certo	2 settimane

Gli effetti immediati sensibili delle radiazioni si possono avere solo in caso di incidenti gravi e, quindi, tali effetti vanno considerati, si spera, “una tantum”. Gli effetti tardivi delle radiazioni, invece, si accumulano nell’organismo e richiedono misure adeguate per ridurre i limiti di esposizione, sia dei lavoratori dell’industria nucleare sia della popolazione in generale. A questo proposito va ricordato che le dosi pesate, od equivalenti, si riferiscono a tutti i tipi di radiazioni, e non solo quelle di origine nucleare. In totale, considerando anche gli altri organi non elencati, si hanno me-

diamente 165 casi di effetti tardivi per un milione di persone irraggiate con 10 mSv (= 1 rem) al corpo intero. Attualmente, la dose massima ammissibile di radiazioni viene considerata pari a 500 mrem in un anno (tenendo conto sia del fondo naturale, sia di esami e cure mediche) mentre, sulla base dei possibili danni genetici, la dose tollerabile viene assunta pari a 5 rem in 30 anni.

Tabella 6.3: Rischi di effetti tardivi delle radiazioni.

Organo irraggiato con 10 mSv	Effetto tardivo	Numero di casi per milione di persone
midollo attivo	leucemia	20
ossa	cancro	5
polmoni	cancro	20
seno	cancro	25
tiroide	cancro	5
apparato genitale	malformazioni e malattie nei discendenti	40

Nell'anno del "dopo Cernobil", l'ENEA ha stimato in 0,4 mSv (= 40 mrem) la dose aggiuntiva di radiazioni ricevuta in media da ogni italiano. Ovviamente vi sono state regioni più colpite di altre, in particolare quelle del nord dove si sono verificate intense precipitazioni che hanno favorito le ricadute di materiale radioattivo. Va detto però che anche il fondo naturale di radiazione è molto variabile e spazia dai 0,5 mSv/anno (= 50 mrem/anno) di Aosta ai 2 mSv/anno (= 200 mrem/anno) di Napoli. In assenza di incidenti, il contributo attuale all'innalzamento della dose di radiazioni fornito dalle centrali nucleari è pari a $1 \cdot 10^{-6}$ Sv/anno (= 0,1 mrem/anno), valutato su base mondiale. Se fra un secolo tutta l'energia richiesta dall'umanità (40 Gtep) venisse prodotta per via nucleare, il contributo salirebbe a 0,1 mSv/anno (= 10 mrem/anno).

6.6 IL NUCLEARE NEL MONDO

L'energia nucleare da fissione, giunta allo stadio di maturità industriale da diversi decenni, incontra numerose opposizioni motivate da una serie di problemi che molti considerano ancora irrisolti. I problemi che più preoccupano sono:

- **sicurezza**, in quanto le centrali nucleari sono viste come un rischio per la salute e l'ambiente, oltre che come un possibile bersaglio di attacchi terroristici;
- **smaltimento delle scorie radioattive**, in quanto il confinamento delle scorie in depositi geologici od, in alternativa, il loro stoccaggio in bunker sotterranei

schermati non sono considerate garanzie sufficienti;

- **proliferazione nucleare**, in quanto non si può negare il legame tra la produzione civile di energia nucleare e lo sviluppo di armi atomiche;
- **costi di costruzione**, certamente più elevati di quelli delle centrali termoelettriche tradizionali di ugual potenza.

D'altra parte

- le considerazioni sviluppate nei paragrafi precedenti dovrebbero aver dimostrato che la sicurezza delle centrali nucleari di terza generazione è molto elevata;
- lo smaltimento delle scorie radioattive riguarda, in realtà, dei volumi di materiale relativamente ridotti (dell'ordine di 10.000 m³/anno in tutto il Mondo per l'insieme delle scorie più pericolose);
- non vi è un legame necessario di causa-effetto tra centrali nucleari ed armi atomiche, dal momento che molte nazioni aderenti al trattato di non proliferazione delle armi nucleari utilizzano il nucleare a scopi civili;
- le centrali nucleari sono caratterizzate da costi di costruzione relativamente elevati ma anche da costi di produzione dell'energia elettrica relativamente bassi; inoltre il vantaggio competitivo sui costi di produzione potrebbe aumentare di molto in presenza di, non improbabili, sempre più forti penalizzazioni per le emissioni di anidride carbonica.

A causa dei molti contemporanei svantaggi e vantaggi, le decisioni sull'energia nucleare differiscono molto da Stato a Stato. Gli unici dati oggettivi, quindi, sono le statistiche sulla diffusione della fonte elettronucleare riportate nel seguito.

Nella Fig. 6.11 si mostra il numero di reattori nucleari operativi nel Mondo alla fine del 2008. Come si può vedere, ben pochi Stati industrializzati hanno rinunciato all'energia nucleare.

Un altro aspetto interessante è la frazione di energia elettrica prodotta con fonte nucleare rispetto alla produzione totale di energia elettrica. Come si può vedere dalla Fig. 6.12 sono molti gli Stati industrializzati che, oltre a non rinunciare alla fonte nucleare, hanno scelto di far fronte ad una parte significativa del proprio fabbisogno di energia elettrica utilizzando la fonte nucleare.

A conclusione del paragrafo, tuttavia, è giusto far notare che, complessivamente nel Mondo, i programmi di costruzione di nuove centrali nucleari hanno subito un deciso rallentamento negli ultimi decenni. Tale dato emerge chiaramente dalla Fig.

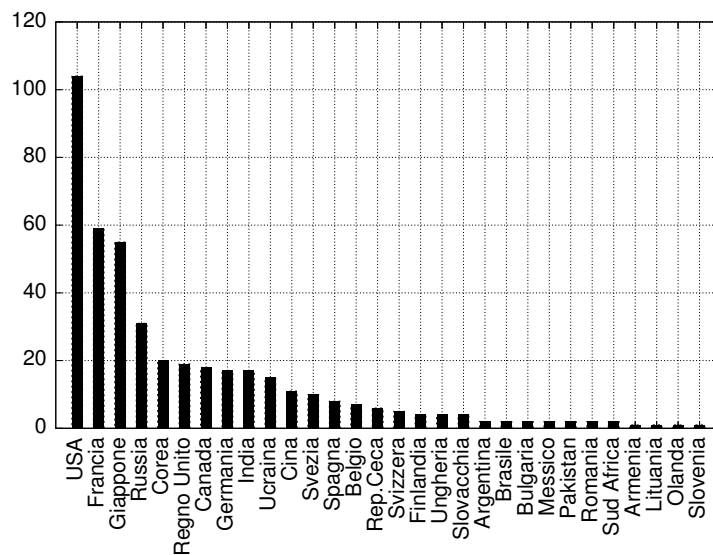


Figura 6.11: Reattori nucleari operativi nel 2008 [Elaborazione su dati IAEA].

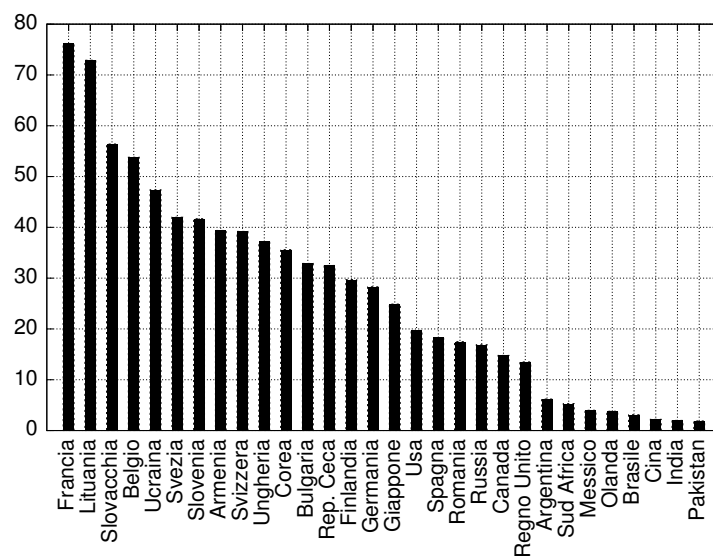


Figura 6.12: Frazione di energia elettrica da fonte nucleare nel 2008 [Elaborazione su dati IAEA].

6.13 dove si riporta l'età delle centrali nucleari operative nel 2010. La tendenza è determinata da diversi fattori, dei quali i principali sono

- la crescente ostilità al nucleare da parte delle organizzazioni ambientaliste;

6. ENERGIE NUCLEARI

- la struttura dei costi del nucleare, spostata verso gli investimenti per la costruzione dei reattori che non consente di raggiungere il punto di pareggio economico prima di almeno due decenni;
- la spinta generalizzata a prolungare da 40 a 60 anni la vita utile degli ormai ampiamente ammortizzati reattori di seconda generazione.

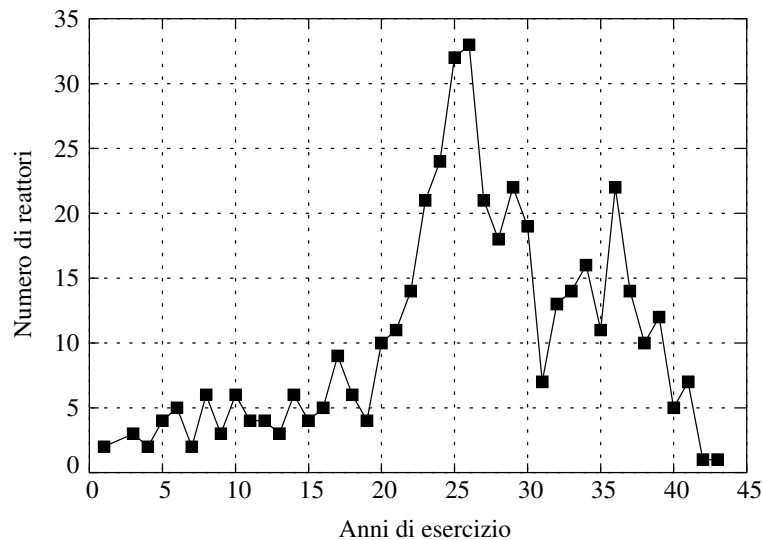


Figura 6.13: Età e numero dei reattori operativi nel 2010 [Elaborazione su dati IAEA].

6.7 IL NUCLEARE IN ITALIA

L'Italia è stata una nazione pioniera nell'impiego dell'energia nucleare a scopi civili, avendo iniziato la costruzione della prima centrale elettronucleare nel 1958 a Latina. Nel 1964, l'Italia disponeva di tre centrali nucleari: oltre a quella già menzionata di Latina, della potenza di 160 MW_{elt} con tecnologia GCR, erano in funzione anche la centrale del Garigliano, della potenza di 160 MW_{elt} con tecnologia BWR, e la centrale di Trino Vercellese, della potenza di 260 MW_{elt} con tecnologia PWR. A queste prime centrali si aggiunse, nel 1978, la centrale di Caorso, della potenza di 860 MW_{elt} con tecnologia BWR mentre, nel 1979, iniziarono i lavori di costruzione della centrale di Montalto di Castro, con due reattori di tecnologia BWR della potenza di 982 MW_{elt} ciascuno.

Nel 1986 l'incidente alla centrale di Cernobil provocò un'impressione tale da spingere al Referendum antinucleare del 1987. Il Referendum portò all'abrogazione delle

leggi:

- sulla localizzazione dei siti delle centrali nucleari,
- sulla rifusione dei danni indiretti portati alla popolazione dalle centrali nucleari, e
- sulla partecipazione dell'allora monopolista ENEL ad iniziative internazionali in campo nucleare.

Dopo il Referendum, il governo prese ulteriori drastiche decisioni che andavano oltre il mandato popolare. Il Referendum, infatti, bloccava la costruzione di "nuove" centrali nucleari mentre il Governo deliberò di chiudere definitivamente la centrale di Latina, e di non far ripartire, dopo le manutenzioni, le centrali del Garigliano, di Trino Vercellese e di Caorso. Per la centrale di Montalto di Castro, completata all'80%, si deliberò la conversione a gas naturale.

Attualmente l'Italia è l'unica nazione del G8 ad aver rinunciato integralmente al nucleare, pur essendo uno dei primi importatori al Mondo di energia elettrica (che ha forti probabilità di essere di origine nucleare provenendo, in buona parte, da Francia, Svizzera e Slovenia). In compenso, con l'acquisto della quota di controllo dell'ENDESA da parte dell'ENEL, tre reattori nucleari spagnoli: Asco 1, Asco 2 e Vandellos 2 sono, in buona parte, di proprietà italiana. L'ENEL, inoltre, sta realizzando altri due reattori che entreranno in servizio nella Repubblica Slovacca entro il 2013.

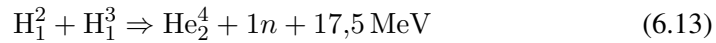
Recentemente, vi è stato un cambiamento di rotta da parte del Parlamento, sfociato nella "Delega al Governo in materia nucleare" contenuta nell'Art. 25 della Legge 99/09. Nell'intendimento del legislatore ciò dovrebbe portare, entro il 2014, all'avvio della costruzione di nuove centrali con l'obiettivo, molto ambizioso, di giungere entro il 2030 alla produzione del 25% del fabbisogno totale di energia elettrica utilizzando la fonte nucleare. Anche questa volta, naturalmente, le opposizioni ambientaliste non sono mancate, mentre le comunità che risiedono nelle vicinanze dei possibili siti non hanno rinunciato a farsi sentire. In questo clima, l'incidente di Fukushima non ha certo aiutato lo "schieramento" favorevole al nucleare che andava formandosi in vista del referendum, previsto per il 12 giugno 2011, sull'abrogazione dell'Art. 25 della Legge 99/09.

6.8 LA FUSIONE NUCLEARE

L'energia generata dal Sole è energia di fusione nucleare, in quanto deriva dalla fusione di nuclei leggeri, quali gli isotopi di idrogeno, elio e litio. Idrogeno, elio e litio abbondano anche sulla Terra e, quindi, è naturale la speranza di potere utilizzare la

fusione nucleare come una sorgente di energia primaria sostanzialmente inesauribile.

La più promettente tra le possibili reazioni di fusione è la seguente:



ovvero

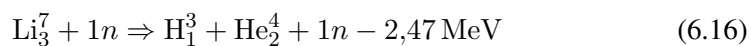
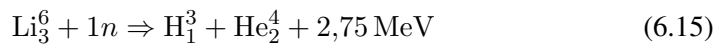


Attesa l'equivalenza: $1 \text{ MeV} \cong 1,60 \cdot 10^{-13} \text{ J}$, si può stimare che l'energia ottenuta dalla fusione di un'unità di massa di deuterio e trizio sia pari a circa $1,1 \cdot 10^7$ volte l'energia ottenuta dalla combustione di un'unità di massa di carbone.

Perché sia raggiunta l'accensione controllata di una reazione di fusione, occorre che la temperatura sia mantenuta a valori dell'ordine di $100 \cdot 10^6 \text{ K}$ ed, inoltre, che il prodotto della densità N della miscela (espressa in particelle per centimetro cubo) per il tempo ϑ di permanenza a quella densità (espresso in secondi), siano tali da soddisfare la condizione di Lawson

$$N\vartheta > 5 \cdot 10^{14} \frac{\text{particelle} \cdot \text{secondo}}{\text{centimetro cubo}} \quad (6.14)$$

Il deuterio occorrente per la reazione si può ricavare dall'acqua del mare, mentre non è reperibile nell'ambiente il trizio, che ha un nucleo radioattivo ed è caratterizzato da un tempo di dimezzamento di dodici anni. Il trizio si può, comunque, ottenere dal litio, disponibile in natura sotto forma di una miscela al 7,5% di litio 6 (Li_3^6) e 92,5% di litio 7 (Li_3^7). Se i neutroni generati dalla fusione vengono utilizzati più o meno come nei reattori autofertilizzanti si hanno, infatti, le reazioni seguenti



La reazione (6.15) è più probabile, perché è esotermica e coinvolge il litio 6 che ha elevate capacità di cattura. La reazione (6.16) è meno probabile perché è endotermica e coinvolge il litio 7 che ha ridotte capacità di cattura. In compenso, la reazione (6.16) ha il vantaggio di non consumare neutroni.

Sino ad oggi la reazione di fusione non è stata ancora realizzata in laboratorio. La sola fusione realizzata dall'uomo è quella che si verifica durante l'esplosione delle bombe ad idrogeno, dove temperature e densità critiche vengono raggiunte mediante la pre-esplosione di una piccola bomba atomica. Pertanto, non si rende un servizio alla verità facendo credere che la fusione nucleare possa giungere a maturità industriale in un futuro vicino. Creare speranze non realistiche potrebbe, anzi, avere effetti molto negativi sull'opinione pubblica che, prima o poi, si sentirebbe ingannata.

6.8.1 Reattori nucleari a fusione

Il problema principale, nella realizzazione di un reattore a fusione, è costituito dalla necessità di mantenere confinata la miscela di deuterio e trizio alla temperatura di 100 milioni di gradi ed a pressioni sufficienti a raggiungere la densità critica. Nessun contenitore materiale è concepibile per queste condizioni estreme e, di conseguenza, le ricerche sono rivolte verso tecnologie di confinamento di tipo magnetico od inerziale.

La tecnica del confinamento magnetico sembra essere la più promettente. Ad altissima temperatura le particelle di materia si trovano, infatti, sotto forma di plasma, con nuclei ed elettroni in quantità tale da rendere elettricamente neutra la miscela, ma liberi da legami reciproci. Come indicato schematicamente in Fig. 6.14, si può allora pensare di mantenere confinato il plasma in un volume toroidale creato da un potentissimo campo magnetico esterno.

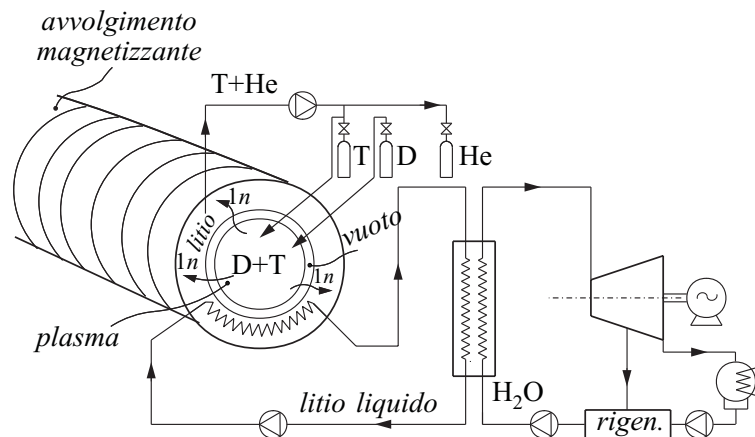


Figura 6.14: Fusione nucleare con reattore a confinamento magnetico.

Per la parte termica, la centrale a fusione potrebbe poi assumere una configurazione abbastanza simile alle centrali a fissione autofertilizzanti, prevedendo l'utilizzo di uno scambiatore intermedio quale generatore di vapore per un ciclo Rankine convenzionale a vapore d'acqua.

La seconda possibilità considerata per realizzare una centrale a fusione nucleare prevede il confinamento inerziale. Come illustrato schematicamente in Fig. 6.15, tale confinamento viene realizzato facendo pervenire sulla superficie del combustibile le vampate di energia emesse da potentissimi raggi laser disposti simmetricamente. Dalle capsule di combustibile (una miscela di deuterio e trizio solidi perché a bassis-

sima temperatura) viene così eiettato ad altissima velocità il materiale superficiale. In questo modo, il nocciolo delle capsule viene compresso e portato a temperature e densità superiori a quelle critiche. Poiché l'aspetto essenziale del meccanismo di compressione è lo sfruttamento del principio di conservazione della quantità di moto, questa modalità di fusione viene definita "a confinamento inerziale".

Anche questa volta lo schema di centrale, riportato in Fig. 6.15, mostra uno sviluppo abbastanza convenzionale, basato sull'impiego di uno scambiatore intermedio e di un ciclo Rankine a vapore d'acqua.

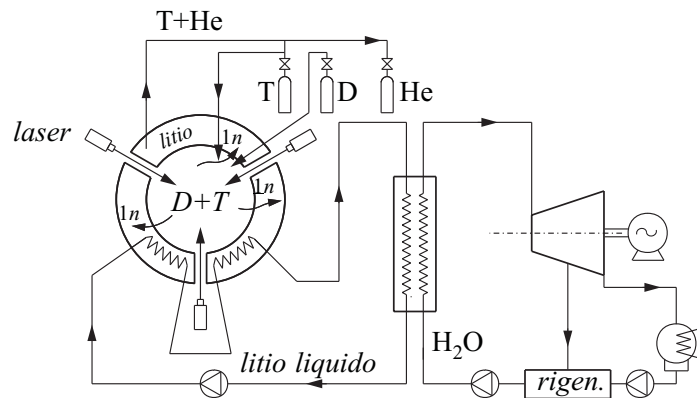


Figura 6.15: Fusione nucleare con reattore a confinamento inerziali.

6.8.2 Impatto ambientale dell'energia di fusione

La fusione nucleare è oggetto di ricerca e prevede l'impiego di tecnologie complesse, la cui realizzazione pratica non può certo essere collocata in un futuro prossimo. Pertanto, al momento attuale, non è lecito fare previsioni sugli sviluppi di progetti esecutivi. Ciò premesso, si può osservare che i reattori a fusione sicuramente non producono scorie nucleari, e questa semplice considerazione basta a farli preferire ai reattori a fissione. I reattori a fusione, tuttavia, impiegheranno trizio, che è radioattivo e non è molto facile da contenere in quanto si diffonde anche attraverso le pareti metalliche. Il trizio gassoso non è pericoloso di per sé, ma può divenire pericoloso quando, combinandosi con l'ossigeno dell'atmosfera, dà luogo ad acqua radioattiva. Nelle vicinanze del reattore poi, si dovrà sempre limitare l'emissione di radiazioni neutroniche ed elettromagnetiche. Contrariamente a quello che i mezzi di informazione sostengono comunemente non si può, quindi, affermare che la fusione sia una tecnologia del tutto priva di rischi ambientali.

6.9 CONCLUSIONI

Nei limiti imposti da una trattazione non specialistica, il capitolo ha cercato di fornire le informazioni necessarie per partecipare, in maniera non emotiva, alle decisioni sul futuro di una fonte energetica alla quale solo l'Italia, tra le nazioni del G8, ha rinunciato. Nel testo, in particolare

- Si sono illustrati i principi fisici delle reazioni di fissione nucleare utilizzabili per la produzione di energia, soffermandosi sul comportamento degli isotopi 235 e 238 dell'uranio, che sono i "combustibili" utilizzati nella maggior parte degli impianti nucleari attualmente in funzione.
- Si è trattato brevemente dell'autofertilizzazione nucleare, il processo che, producendo artificialmente degli elementi capaci di fissionarsi, amplia notevolmente la disponibilità dei combustibili nucleari utilizzabili a scopi civili.
- Si sono esaminati i reattori a fissione più diffusi: quelli a ciclo diretto ad acqua bollente BWR (Boiling Water Reactors) e quelli a ciclo indiretto ad acqua pressurizzata PWR (Pressurized Water Reactors).
- Nel contesto dell'autofertilizzazione nucleare, si è illustrato lo schema funzionale del reattore Superphénics raffreddato con sodio liquido.
- Si è dedicato un paragrafo alla sicurezza dei reattori nucleari, mostrando come già i reattori di seconda generazione di tecnologia occidentale (ovvero i reattori costruiti prima del 2000, che sono la maggioranza dei reattori attualmente in funzione) presentino un ottimo grado ragionevole di sicurezza intrinseca.
- In tale contesto si è accennato agli ancora più sicuri reattori di terza generazione, (ovvero ai reattori costruiti dopo il 2000), ed ai reattori di quarta generazione, attualmente in fase di studio.
- Si sono descritti, evidenziandone le possibili cause, l'incidente del 1986 alla centrale ucraina di Cernobil, e l'incidente del 2011 alla centrale giapponese di Fukushima.
- Si è trattato dei rischi ambientali della fonte nucleare, soffermandosi su quelli collegati al rilascio accidentale di sostanze radioattive nell'ambiente.
- Si è presentata una serie di dati statistici di fonte IAEA (International Atomic Energy Agency) sulla diffusione dell'energia nucleare nel Mondo e si è richiamata brevemente la storia dell'energia nucleare in Italia.

6. ENERGIE NUCLEARI

- Dal confronto internazionale emerge chiaramente come la situazione italiana sia anomala rispetto a quella della maggior parte delle nazioni industrializzate.
- A conclusione del capitolo si sono dedicati alcuni cenni all'energia nucleare da fusione che, purtroppo, si trova ancora allo stadio di ricerca pre-industriale.

Capitolo 7

Energia solare

7.1 UTILIZZAZIONI DIRETTE DELL'ENERGIA SOLARE

In questo capitolo si esamineranno le utilizzazioni dirette dell'energia solare, distinguendo tra applicazioni ad alta, media e bassa temperatura, e trattando separatamente la generazione elettrica fotovoltaica. Non ci si occuperà, invece, degli usi indiretti dell'energia solare sotto forma di energia idraulica, energia eolica e biomasse, in quanto tali usi sono discussi nei capitoli che seguono.

In premessa, si tratterà delle caratteristiche dell'irraggiamento solare in arrivo sulla Terra, in quanto la captazione è il presupposto di tutte le forme di utilizzazione diretta. In tale contesto si discuteranno le influenze della latitudine, della diffrazione nell'atmosfera e dell'orientamento della superficie captante, e si presenterà una mappa del flusso radiativo annuale incidente su una superficie orizzontale nelle diverse zone d'Italia.

Per quanto riguarda le utilizzazioni termiche, si accennerà soltanto alle applicazioni ad alta temperatura limitate, essenzialmente, alle fornaci solari che sono poco diffuse in Italia. Ci si soffermerà, invece, sulle applicazioni a media temperatura con riferimento, soprattutto, al “solare termodinamico”, ovvero alla produzione di energia elettrica nelle centrali eliosolari termiche. Infine, si illustreranno le applicazioni dell'energia solare a bassa temperatura, trattando in dettaglio le problematiche della produzione di acqua calda sanitaria con pannelli solari. Si accennerà poi alle soluzioni architettoniche per lo sfruttamento passivo dell'energia solare ed alle prospettive tecnologiche dell'impiego, nel condizionamento dell'aria, di macchine frigorifere ad assorbimento funzionanti con energia solare.

Nel contesto della generazione elettrica fotovoltaica si illustreranno i principi fisici su cui tale generazione è basata. Successivamente, si discuteranno le caratteristiche di funzionamento dei moduli fotovoltaici, fornendo le informazioni necessarie a realizzare piccoli impianti fotovoltaici, sia di tipo isolato sia collegati alla rete elettrica. Infine, per completare la panoramica dedicata alla tecnologia fotovoltaica, si descriveranno alcuni impianti per la produzione di energia elettrica su larga scala con pannelli fotovoltaici.

7.2 IRRAGGIAMENTO SOLARE

Si definisce costante solare G_0 l'energia solare incidente, per unità di tempo, su una superficie unitaria orientata in direzione ortogonale ai raggi solari e posta fuori dell'atmosfera. Le stime più recenti della costante solare concordano sul valore $G_0 = 1.368 \text{ W/m}^2$ e, quindi, la potenza totale irraggiata dal Sole si può calcolare come

$$P = 4\pi \bar{R}^2 G_0 = 4\pi (150 \cdot 10^9)^2 1368 \cong 3,87 \cdot 10^{26} \text{ W}$$

dove \bar{R} è la distanza media tra la Terra ed il Sole. Di conseguenza, la generazione interna di calore per unità di volume del Sole è pari a

$$\dot{q} = \frac{P}{(4/3)\pi R_s^3} = \frac{3,87 \cdot 10^{26}}{(4/3)\pi (7,25 \cdot 10^8)^3} \cong 0,24 \frac{\text{W}}{\text{m}^3}$$

dove $R_s = 7,25 \cdot 10^8 \text{ m}$ è il raggio solare. Come si può notare, il valore di \dot{q} è molto basso se si pensa, ad esempio, che la generazione di calore per unità di volume, all'interno del corpo umano, è pari a circa 1.400 W/m^3 . L'energia solare è irradiata dal nocciolo centrale del Sole, dove hanno luogo reazioni di fusione nucleare. La temperatura solare poi diminuisce dal centro verso l'esterno fino ad arrivare a 5.775 K che è la temperatura apparente della superficie.

La potenza solare netta in arrivo, a livello del suolo, su una superficie unitaria orientata in direzione normale ai raggi, si può valutare in base alla relazione empirica

$$G_n = \tau^m G_0 \tag{7.1}$$

dove τ è il coefficiente di trasmissione dell'atmosfera, che varia da 0,62 in una giornata nuvolosa a 0,81 in una giornata serena, ed m indica il rapporto tra la lunghezza del percorso effettivo dei raggi e la lunghezza s del percorso più breve. Come illustrato nella Fig. 7.1, il rapporto m si può calcolare assumendo $m = 0$ al di fuori dell'atmosfera ed applicando, negli altri casi, la relazione trigonometrica

$$m = \frac{1}{\cos z} = \sec z \quad (7.2)$$

dove z è l'angolo zenitale, cioè l'angolo formato dai raggi solari con la normale alla superficie terrestre.

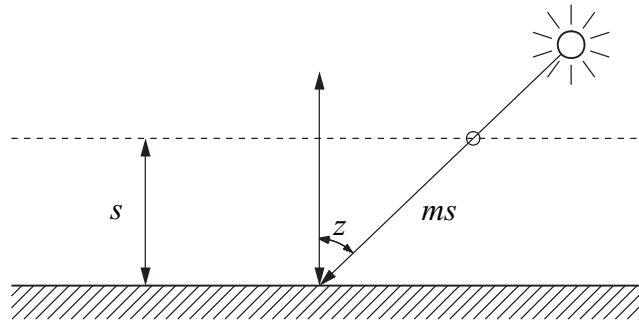


Figura 7.1: Percorso della radiazione solare nell'atmosfera.

Quando nel suo percorso di attraversamento dell'atmosfera un raggio solare incontra una gocciolina di liquido od una particella solida, aventi dimensioni confrontabili con la lunghezza d'onda della radiazione ($\cong 1\mu\text{m}$), si verificano i processi di diffrazione schematizzati in Fig. 7.2. Al crescere di m cresce la lunghezza del percorso e, quindi, aumenta la probabilità che i raggi solari incontrino polveri o nubi. Di conseguenza, a livello del suolo aumenta con m anche la componente di radiazione diffusa rispetto a quella diretta.

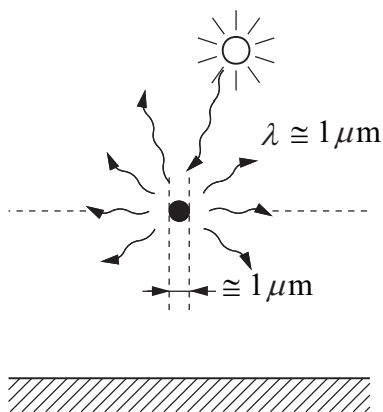


Figura 7.2: Diffrazione dei raggi solari.

Come indicato nella Figura 7.3, la radiazione diffusa può essere captata quasi completamente dai pannelli piani poiché il vetro è, in pratica, trasparente a tutte le radiazioni solari che arrivano con angolo di incidenza i (che è l'angolo formato dal raggio solare con la normale alla superficie) inferiore al valore limite di riflessione (compreso, in genere, tra i 70° e gli 80°). Come indicato nella Figura 7.4, invece, i concentratori funzionano secondo le leggi dell'ottica geometrica e, quindi, non captano la radiazione diffusa e vanno orientati verso la radiazione diretta.

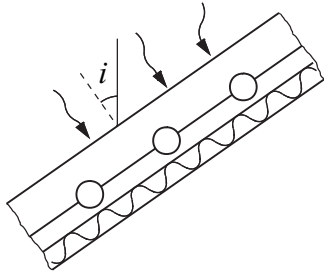


Figura 7.3: Radiazione diffusa captata da un pannello solare piano.

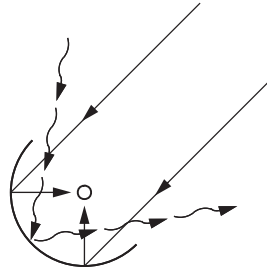


Figura 7.4: Radiazione diretta captata da un concentratore opportunamente orientato.

7.2.1 Influenza dell'orientamento

Se la superficie ricevente A_i non è ortogonale ai raggi solari, si verifica la situazione schematizzata in Fig. 7.5 (a) nella quale risulta

$$A_i \cos i = A_n \quad (7.3)$$

Poiché, ovviamente, il flusso totale incidente sulle superfici A_i ed A_n è lo stesso, si ottengono le relazioni

$$G_i A_i = G_n A_n = G_n A_i \cos i \Rightarrow G_i = G_n \cos i \quad (7.4)$$

dove G_n e G_i sono i flussi specifici di radiazione solare incidenti, rispettivamente, su una superficie ortogonale A_n e sulla generica superficie ricevente A_i . Se, in particolare, la superficie A_i è orizzontale come indicato nella Fig. 7.5 (b), l'angolo i coincide con l'angolo zenitale z .

È chiaro che l'orientamento migliore per una superficie captante è quello ortogonale ai raggi solari che, tuttavia, può essere mantenuto solo con superfici comandate da sistemi di inseguimento dei raggi solari. Le superfici fisse, che sono le più utilizzate, vanno installate, preferibilmente, con orientazione geografica Sud, senza però richiedere il rispetto rigoroso di questa regola, in quanto gli orientamenti Sud-Est e Sud-Ovest non penalizzano eccessivamente i rendimenti. Per quanto riguarda l'inclinazione, cioè l'angolo β formata dalla superficie captante con il piano orizzontale, un valore uguale numericamente alla latitudine α garantisce un buon funzionamento medio annuale. D'altra parte un valore più grande della latitudine privilegia il funzionamento con raggi solari bassi (invernale), mentre un valore più piccolo privilegia il funzionamento con raggi solari alti (estivo). Nella pratica, si tende a scegliere $\beta \cong (\alpha + 10)$ con i pannelli solari termici, e $\beta \cong (\alpha - 10)$ con i pannelli fotovoltaici. In questo modo, con i pannelli solari termici si migliora la produzione di acqua

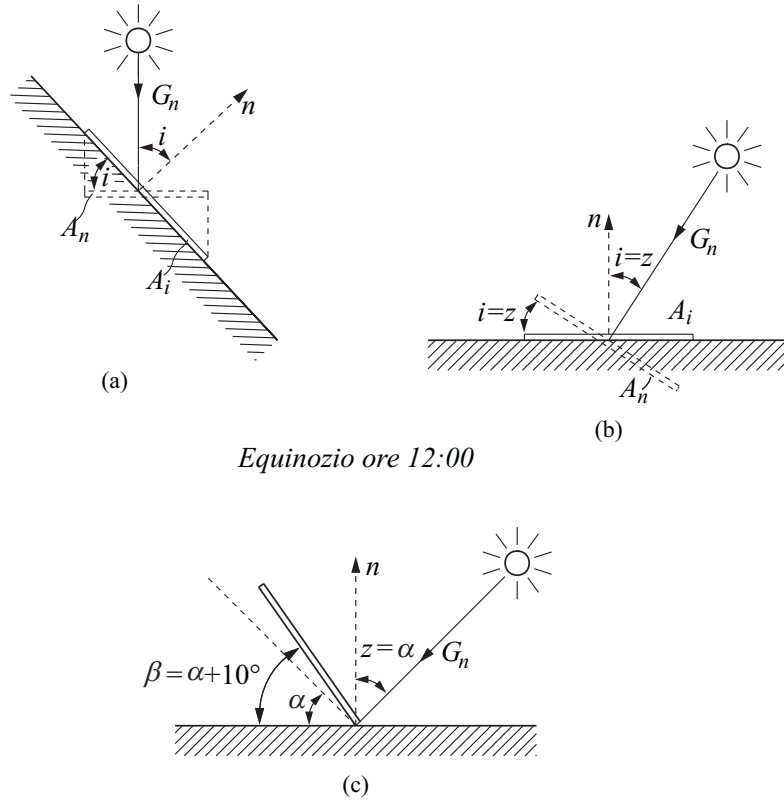


Figura 7.5: Influenza dell'orientamento valutata per (a) una superficie generica; (b) una superficie orizzontale e (c) un pannello solare inclinato 10° più della latitudine α .

sanitaria durante il periodo invernale (che è particolarmente critico), mentre con i pannelli fotovoltaici si migliora la produzione annuale di energia elettrica sfruttando in maniera ottimale il periodo estivo (caratterizzato da maggior insolazione e più favorevole andamento meteorologico).

Esempio 7.1 Si calcoli il massimo irraggiamento specifico incidente a Udine all'equinozio su:

- una superficie captante orientata a Sud ed inclinata, rispetto al piano orizzontale, di un angolo pari alla latitudine;
- una superficie captante orientata a Sud ed inclinata, rispetto al piano orizzontale, 10° più della latitudine;

Soluzione

Alla latitudine di Udine (46°) ed a mezzogiorno (solare) del 21 marzo e del 23 settem-

bre, l'angolo di incidenza i , formato dai raggi solari e dalla normale ad una superficie inclinata di 46° rispetto al piano orizzontale, vale $i = 46 - 46 = 0^\circ$. Di conseguenza, in una giornata limpida si ha

$$G_i = G_n \cos i = G_n = \tau^m G_0 = \tau^{1/\cos z} G_0 = 0,81^{1/\cos 46} 1350 = 997 \text{ W/m}^2$$

Nelle stesse condizioni, per una superficie inclinata di 56° rispetto al piano orizzontale, si ha $i = 56 - 46 = 10^\circ$ e

$$G_i = G_n \cos i = 997 \cos 10 = 982 \text{ W/m}^2$$

Nella situazione analizzata, un'inclinazione della superficie captante di 10° rispetto alla direzione di massimo irraggiamento riduce, quindi, il flusso radiativo dell'1,5% appena.

7.2.2 Radiazione solare annuale

La produzione media di un impianto solare, sia termico sia fotovoltaico, è necessariamente proporzionale alla radiazione solare annuale in arrivo nel luogo in cui l'impianto stesso è posizionato. A sua volta, come rilevato nei paragrafi precedenti, la radiazione annuale è influenzata dalla latitudine (che determina la lunghezza del percorso dei raggi nell'atmosfera), e dalle condizioni atmosferiche prevalenti nel luogo di installazione (che determinano la riflessione e la rifrazione da parte delle nubi e delle polveri sospese). Sono di grande interesse, quindi, le mappe di irraggiamento annuale medio ricavate sulla base di misure relative ad intervalli di tempo pluriennali. Una di queste mappe è riportata in Fig. 7.6 per l'Italia, dove si fa riferimento al flusso radiativo specifico incidente, nelle diverse località, su superfici captanti orizzontali. L'unità di misura adottata è il chilowattora per anno e per metro quadrato di superficie captante [kWh/(m²anno)], e la distribuzione è evidenziata dai falsi colori. Non sorprende, evidentemente, che le zone più adatte all'installazione degli impianti solari siano la Sardegna e la Sicilia, perché la Sardegna è relativamente poco inquinata mentre la Sicilia si trova alle latitudini più basse. D'altra parte anche nelle regioni del Nord, certamente meno favorite, si hanno valori tali da non scoraggiare l'utilizzo dell'energia solare.

Può essere poi interessante chiedersi come si possa passare dai valori di radiazione media annuale incidente su un piano orizzontale, a quelli di radiazione media annuale incidente su superfici captanti variamente inclinate ed orientate. Se ci si accontenta di una risposta approssimata, ci si può basare sulla Tabella 7.1 che riporta i fattori di correzione da applicare ai valori di irraggiamento medio annuale di Fig. 7.6 per le diverse situazioni di inclinazione ed orientamento. I valori della tabella sono riferiti

7.2. IRRAGGIAMENTO SOLARE



Figura 7.6: Radiazione solare media annuale in Italia incidente su superfici orizzontali, espressa in chilowattora per metro quadrato ed anno [Fonte PVGIS ©European Communities 2001-2008].

agli impianti fotovoltaici e, per quanto riguarda l'inclinazione, sono stati ottenuti assumendo una latitudine media italiana pari a 40° (e, di conseguenza, un'inclinazione ottimale sul piano orizzontale pari a $\beta = \alpha - 10 = 30^\circ$). Attesa tale approssimazione, si può osservare che i pannelli fotovoltaici orizzontali ($\beta = 0^\circ$) sono poco penalizzati rispetto ai pannelli fotovoltaici inclinati in maniera ottimale ($\beta = 30^\circ$) mentre, al contrario, i pannelli fotovoltaici verticali ($\beta = 90^\circ$) sono caratterizzati da penalizzazioni decisamente elevate. Per quanto riguarda l'orientamento, invece, la scelta ottimale è, chiaramente, il Sud ma le penalizzazioni introdotte scegliendo gli orientamenti Sud-Est e Sud-Ovest sono molto basse.

Tabella 7.1: Fattori di correzione da applicare ai valori di irraggiamento medio annuale di Fig. 7.6 per le diverse situazioni di inclinazione ed orientamento [Fonte Centre Energies Renouvelables "Phébus Ariège"].

Coordinate	0°	30°	60°	90°
Est	1,00	0,97	0,84	0,59
Sud-Est	1,00	1,03	0,95	0,71
Sud	1,00	1,08	0,98	0,73
Sud-Ovest	1,00	1,03	0,95	0,71
Ovest	1,00	0,97	0,84	0,59

7.3 UTILIZZAZIONI AD ALTA TEMPERATURA

L'energia solare può essere concentrata ed utilizzata fino ad una temperatura teorica pari a quella apparente del Sole. Naturalmente, a causa delle perdite per convezione ed irraggiamento e nell'impossibilità di concentrare anche la componente di radiazione diffusa, la temperatura raggiunta nelle "fornaci solari" arriva al massimo a 3000 K. Tali temperature vengono utilizzate, soprattutto, per scopo di ricerca, come la fusione di metalli in atmosfera controllata e la produzione di idrogeno attraverso la dissociazione termica dell'acqua.

Nelle fornaci solari si impiegano specchi a doppia curvatura, del tipo ad inseguimento o del tipo fisso, che concentrano su piccoli volumi tutta l'energia solare incidente su un'area molto vasta. I concentratori più utilizzati sono quelli fissi con assorbitore mobile rappresentati in Fig. 7.7, nei quali l'assorbitore viene spostato mediante un sistema automatico di orientamento.

7.4 UTILIZZAZIONI A MEDIA TEMPERATURA

Le utilizzazioni a media temperatura sono costituite, essenzialmente, da generato-

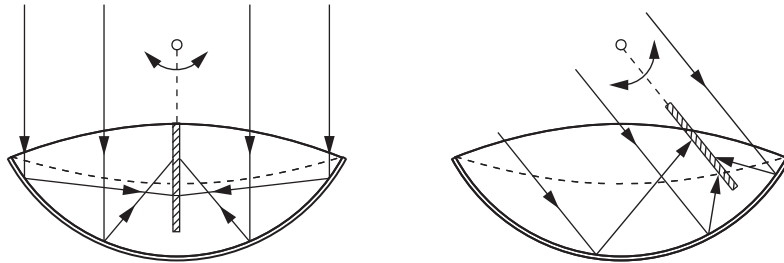


Figura 7.7: Concentratore fisso con assorbitore mobile: posizionamenti dell'assorbitore con raggi solari ortogonali ed inclinati.

ri di vapore solare che alimentano dei cicli Rankine in quelli che vengono definiti “impianti solari termodinamici”. In tali impianti, si può produrre il vapore utilizzando sistemi distribuiti collegati idraulicamente, oppure un singolo generatore su cui vengono concentrate tutte le radiazioni captate.

Nei sistemi distribuiti si impiega una serie di concentratori cilindrici a semplice curvatura del tipo schematizzato in Fig. 7.8, con un tubo-assorbitore posto nel fuoco geometrico. I concentratori sono parzialmente orientabili in quanto possono solo ruotare intorno al proprio asse, ed i tubi-evaporatori sono collegati in parallelo tra di loro in modo da dare luogo, nell'insieme, ad un solo sistema di generazione del vapore.

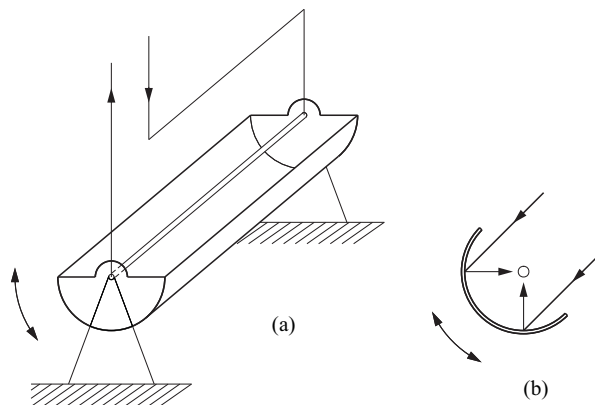


Figura 7.8: Produzione di vapore con sistema distribuito di concentratori: (a) schema e (b) captazione delle radiazioni solari.

Di solito, i sistemi distribuiti vengono utilizzati negli impianti di taglia più piccola mentre, per gli impianti più grandi, si preferisce ricorrere ad un solo generatore. In tal caso, il ricevitore-generatore è servito da un numero molto grande di specchi pia-

ni inseguitori (eliostati). Vista la configurazione assunta dal sistema, questo tipo di impianto viene detto “a torre con campo di specchi”. In Italia, l’esperienza di maggior rilievo nel settore degli impianti a torre è stata la centrale eliosolare di Adrano, in provincia di Catania, realizzata negli anni intorno al 1980. L’impianto di Adrano, schematizzato in Fig. 7.9, aveva una potenza di picco di 1 MW_{elt} , ed era costituito da una torre alla sommità della quale si trovava la caldaia. La centrale occupava una superficie di 35.000 m^2 , l’altezza della torre era di 55 m, ed il campo di specchi comprendeva 182 eliostati. Per la produzione di energia si utilizzava un ciclo Rankine con il vapore d’acqua come fluido operativo, mentre un accumulo ad acqua pressurizzata, inserito in parallelo nel circuito, aveva lo scopo di evitare che le irregolarità di irraggiamento si trasformassero in irregolarità nell’alimentazione della turbina. In realtà, la centrale di Adrano non entrò mai in produzione e, dopo la fase sperimentale, fu chiusa per il malfunzionamento dell’accumulo e l’eccessiva frequenza dei guasti.

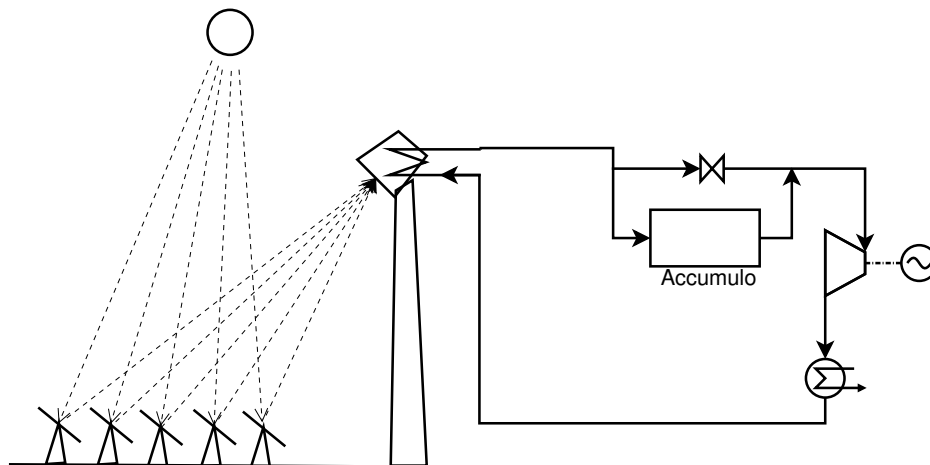


Figura 7.9: Centrale eliosolare del tipo a torre con campo di specchi ed accumulo ad acqua pressurizzata.

Subito dopo l’esperienza italiana fu costruita, nel sud della California, una centrale, simile a quella di Adrano, della potenza di picco di 10 MW_{elt} . La centrale, corredata da 1818 eliostati focalizzati su una torre alta 90 m, produsse oltre 38 milioni di chilowattora dal 1982 al 1988 prima di essere, a sua volta, dismessa a causa del malfunzionamento del sistema di accumulo ad acqua pressurizzata. La centrale fu però modificata nel 1992, conservando il campo di eliostati, la torre e la turbina, ma cambiando il ricevitore, il fluido termovettore solare ed il sistema di accumulo. Il nuovo schema funzionale della centrale, con circuito primario a nitrato di sodio fuso e circuito secondario ad acqua-vapore, è rappresentato in Fig. 7.10. Il nitrato di sodio, che deve rimanere al di sopra della temperatura di fusione, viene pompato,

ad una temperatura di circa $290\text{ }^{\circ}\text{C}$, dalla vasca d'accumulo "freddo" al ricevitore, dove è riscaldato fino ad una temperatura di circa $560\text{ }^{\circ}\text{C}$. Da qui, il nitrato fuso viene inviato alla vasca d'accumulo caldo, prima di passare allo scambiatore-generatore dove è prodotto il vapore surriscaldato utilizzato nel ciclo Rankine.

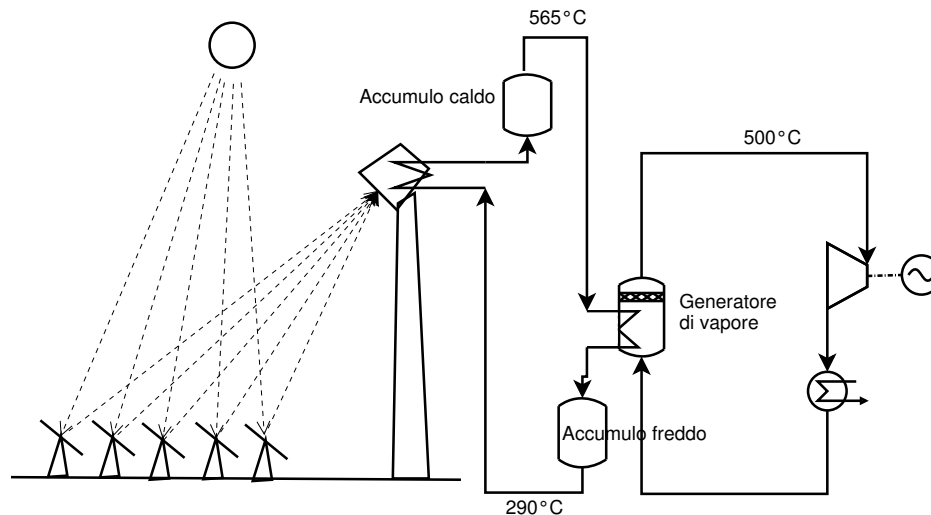


Figura 7.10: Centrale eliosolare del tipo a torre con campo di specchi ed accumulo a sali fusi.

Si noti che lo schema di Fig. 7.10 è ancora attuale ed, infatti, viene utilizzato, con poche modifiche, negli impianti a torre di ultima generazione realizzati in Spagna a partire dal 2007. D'altra parte, un'alternativa termodinamicamente interessante per gli impianti a torre e campo di specchi è quella di operare con accumuli a temperatura relativamente bassa e di impiegare, nel ciclo Rankine, fluidi organici bassobollenti della famiglia degli idrocarburi alogenati, realizzando così quello che in linguaggio tecnico viene definito Ciclo Rankine Organico (ORC). I fluidi organici presentano, rispetto all'acqua, un più favorevole rapporto tra pressioni massime e minime di ciclo. Inoltre, come evidenziato in Fig. 7.11, la scelta oculata di un fluido operativo organico consente di mantenere l'espansione in turbina nella zona del vapore surriscaldato. Se ciò avviene, si può arrivare a rendimenti totali dell'ordine del 15-20%, anche con temperature massime del ciclo Rankine non superiori a $150\text{-}200\text{ }^{\circ}\text{C}$.

7.4.1 Stagni solari

Gli stagni solari, di cui un esempio è schematizzato in Fig. 7.12, sono dei laghetti artificiali di piccola profondità, impermeabilizzati sul fondo mediante una membra-

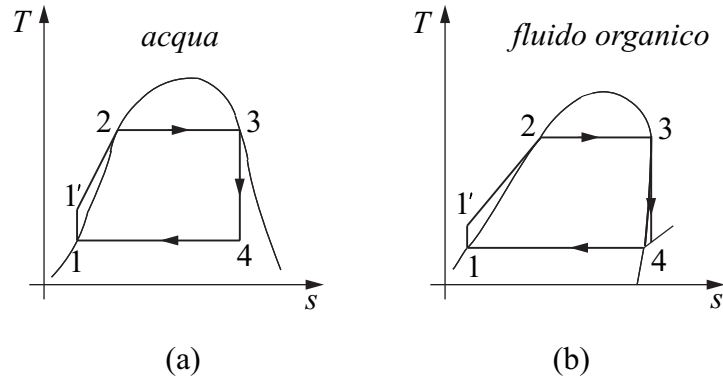


Figura 7.11: Andamenti di un ciclo Rankine con le stesse temperature di evaporazione e condensazione ma con fluidi diversi: (a) acqua e (b) fluido organico ideale.

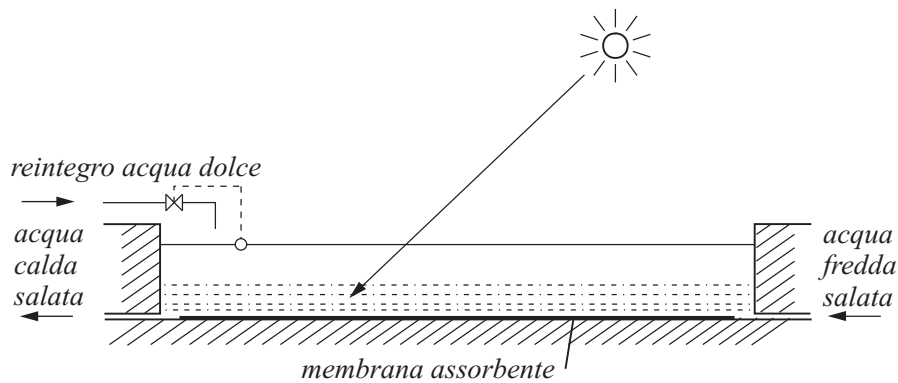


Figura 7.12: Schema di uno stagno solare.

na in gomma sintetica avente buone caratteristiche di assorbimento delle radiazioni solari. L'irraggiamento fa aumentare la temperatura sul fondo del laghetto e, in assenza di interventi, questo riscaldamento innescherebbe un processo di convezione naturale caratterizzato da una risalita in superficie dell'acqua calda. Per mantenere la stratificazione termica, si crea un gradiente di densità associato alla concentrazione salina facendo circolare acqua salata (e, quindi, a densità maggiore) sul fondo, e reintegrando l'acqua evaporata con acqua dolce (e, quindi, a densità minore) immessa in superficie. In questo modo tra ingresso ed uscita dell'acqua salata sul fondo si riescono a mantenere differenze di temperatura dell'ordine di diverse decine di kelvin, sufficienti a fornire calore a cicli Rankine a fluido organico aventi rendimenti dell'ordine di qualche percento.

7.5 UTILIZZAZIONI A BASSA TEMPERATURA

Le più importanti utilizzazioni dell'energia solare a bassa temperatura sono la produzione di acqua sanitaria ed il riscaldamento ambientale, realizzati mediante l'impiego di collettori piani (detti anche "pannelli solari"). Nei pannelli solari, schematizzati in Fig. 7.13 (a), la struttura è costituita da una cassa di contenimento rigida isolata all'interno. Una lastra di vetro sulla parte superiore permette il passaggio delle radiazioni che vengono catturate dalla piastra metallica nera sottostante. Il fluido termovettore, che circola nelle tubazioni poste a stretto contatto della superficie metallica, asporta il calore assorbito. Qualche volta le tubazioni di circolazione del fluido sono saldate alla piastra ma, il più delle volte, si ricavano delle canalizzazioni piegando e saldando le lamiere superiore ed inferiore della piastra stessa secondo il sistema "roll bond" illustrato in Fig. 7.13 (b). La cassa dei collettori solari, rappresentata in sezione nella Fig. 7.13 (a), deve essere a perfetta tenuta per impedire l'ingresso di umidità. In caso contrario, l'umidità entrata evapora al contatto con la piastra calda ma, se la temperatura esterna è bassa, condensa sulla faccia interna del vetro riducendone la trasparenza. Inoltre, l'umidità può elevare la conduttività termica dei materiali fibrosi (tipo lana di vetro) che sono spesso utilizzati per la coibentazione interna dei pannelli.

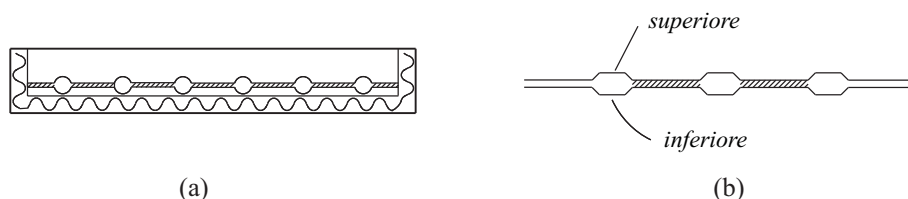


Figura 7.13: Pannello solare: (a) sezione e (b) realizzazione dei canali con tecnologia "roll bond".

Di solito, il fluido termovettore è una miscela di acqua ed antigelo che attraversa il circuito idraulico del pannello, evidenziato nella Fig. 7.14. La piastra captante deve essere metallica per avere una bassa resistenza termica e, quindi, si utilizzano piastre in rame (le migliori), in alluminio (le migliori dopo quelle in rame) od in acciaio. Le piastre in acciaio, oltre ad avere una conduttività termica più bassa, hanno una capacità termica maggiore e, di conseguenza, sono meno efficienti nello sfruttare i transitori termici legati al passaggio delle nubi. Se si usano piastre in alluminio bisogna però inserire dei giunti dielettrici nel circuito idraulico (che, di solito, comprende elementi in rame), al fine di evitare la corrosione dovuta al formarsi di pile rame-alluminio.

Come si è detto, la superficie assorbente del pannello è nera e schermata da un

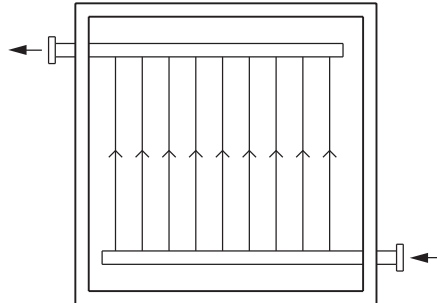


Figura 7.14: Circuito idraulico di un pannello solare.

vetro (trasparente alla radiazione solare entrante, ma opaco alla radiazione infrarossa uscente). Il pannello è isolato per evitare le perdite convettive attraverso il fondo ed i lati ma, a meno di non ricorrere alle costose piastre captanti “evacuate”, non si possono evitare le perdite per convezione verso l’alto innescate dai meccanismi di dispersione termica schematizzati in Fig. 7.15. Come indicato in Fig. 7.15 (a), la corrente d’aria che lambisce all’esterno il pannello è responsabile della convezione forzata esterna, mentre l’aria all’interno della cassa è responsabile della convezione naturale interna. Le perdite termiche verso l’alto possono venir calcolate facendo riferimento al modello monodimensionale di Fig. 7.15 (b).

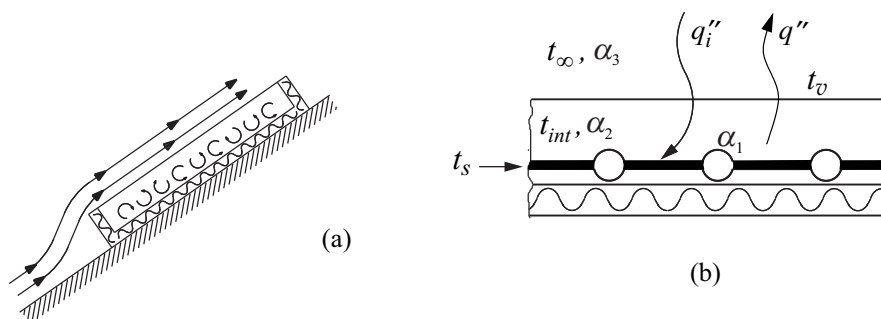


Figura 7.15: Meccanismi di dispersione termica in un pannello solare: (a) linee di corrente e (b) coefficienti di scambio termico.

Il flusso termico specifico incidente q_i'' riscalda, infatti, la piastra, che si porta ad una temperatura t_s superiore a quella esterna t_∞ e, di conseguenza, innesca i meccanismi di dispersione. La perdita convettiva è legata ai tre scambi in serie caratterizzati dai coefficienti: α_1 tra superficie ed intercapedine a t_{int} , α_2 tra intercapedine e vetro a t_v , ed α_3 tra vetro ed aria esterna. Quantitativamente, il flusso termico specifico perduto è esprimibile come

7.5. UTILIZZAZIONI A BASSA TEMPERATURA

$$q'' = U(t_s - t_\infty) = \alpha_1(t_s - t_{int}) = \alpha_2(t_{int} - t_v) = \alpha_3(t_v - t_\infty) \quad (7.5)$$

dove

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3} \quad (7.6)$$

Al fine di ridurre le perdite per convezione, senza ricorrere ai collettori a piastre evacuate, si possono realizzare pannelli con doppio vetro del tipo rappresentato in Fig. 7.16. Nei pannelli con doppio vetro si riduce la convezione, grazie alla presenza di un'intercapedine aggiuntiva ma, come evidenziato in Fig. 7.16, si riduce anche il flusso radiante in arrivo perché l'angolo limite i_L , oltre il quale il vetro diventa riflettente, è più piccolo per i doppi vetri. (Per convincersene basta osservare, con una inclinazione elevata, una finestra con doppi vetri ed una con vetri semplici: l'effetto specchio è più pronunciato con i doppi vetri).

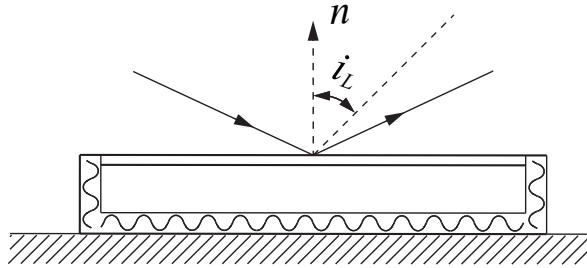


Figura 7.16: Riflessione della radiazione incidente su un pannello solare con doppio vetro: l'angolo di incidenza limite i_L è minore rispetto ai pannelli con vetro semplice.

Il rendimento dei pannelli solari è definito come

$$\eta = \frac{q_a''}{q_i''} \quad (7.7)$$

dove q_a'' è il flusso termico specifico assorbito mentre q_i'' è il flusso termico specifico incidente. I rendimenti dei pannelli solari vengono rappresentati da curve del tipo di quelle riportate in Fig. 7.17. Come si vede dalla figura, il rendimento di un determinato pannello dipende solo dal parametro (dimensionale)

$$\frac{\Delta t}{q_i''} = \frac{t_s - t_\infty}{q_i''} \quad (7.8)$$

che, in qualche modo, governa il rapporto tra perdite per convezione (prevalenti quando vi è un'elevata differenza di temperatura Δt tra la piastra e l'ambiente esterno) e perdite per mancato assorbimento delle radiazioni (prevalenti quando vi sono elevati flussi termici specifici incidenti q_i''). È interessante osservare come, passando da

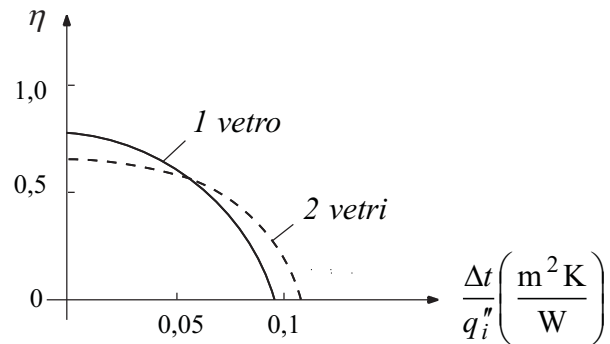


Figura 7.17: Curve di rendimento dei pannelli solari con vetro semplice e vetro doppio.

vetro semplice a vetro doppio, si riducono le perdite per convezione, ma si peggiora l'assorbimento delle radiazioni.

Gli schemi di collegamento idraulico più utilizzati per i pannelli solari si possono ricondurre ai tipi fondamentali illustrati nella Fig. 7.18. A proposito di tali schemi si può osservare che:

- nel collegamento in parallelo semplice i pannelli funzionano con la stessa temperatura di mandata e la stessa temperatura di ritorno;
- nel collegamento in parallelo con ritorno inverso il fluido percorre sempre la stessa distanza e nessun pannello risulta favorito in termini di perdite di carico (ma, naturalmente, è richiesto l'impiego di una maggiore quantità di tubi);

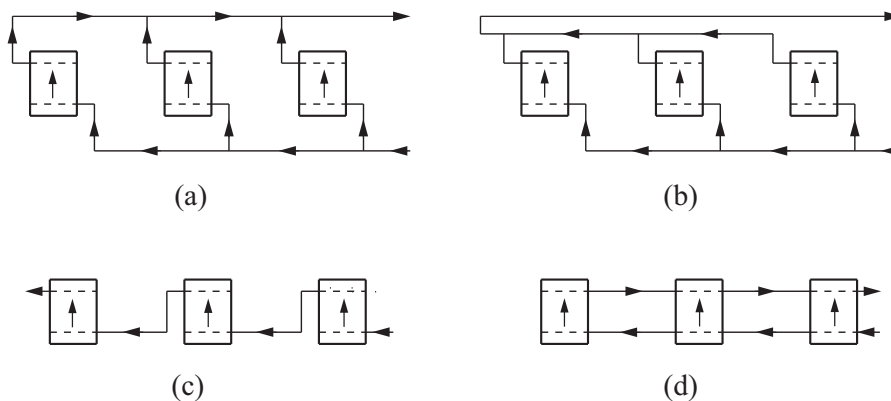


Figura 7.18: Collegamenti idraulici dei pannelli solari: (a) parallelo semplice; (b) parallelo con ritorno inverso; (c) serie, per un massimo di 5 pannelli e (d) serie/parallelo, per un massimo di 5 pannelli.

- nel collegamento in serie la temperatura aumenta progressivamente e le perdite di carico sono maggiori ma, in questo modo, si possono ottenere temperature finali più alte;
- il collegamento serie/parallelo è il più economico, dal punto di vista della realizzazione e, quindi, viene utilizzato nella maggior parte dei piccoli impianti dove, generalmente, si impiegano due soli pannelli.

7.5.1 Produzione di acqua sanitaria con pannelli solari

Mediamente, i pannelli solari forniscono 6-8 megajoule per metro quadrato al giorno, equivalenti a 50 litri di acqua sanitaria per metro quadrato al giorno, pari al fabbisogno di una persona. Per il nucleo familiare tipico attuale (3 persone) occorrono quindi 3 m² di pannelli, di solito suddivisi in 2 pannelli da 1,5 m² ciascuno. Inoltre, a causa della variabilità della radiazione solare, i pannelli devono essere corredati da un serbatoio di accumulo della capacità di 50 litri per ogni metro quadrato di superficie captante installata (150 litri per 3 persone).

Negli ultimi anni hanno incontrato un successo crescente i pannelli del tipo rappresentato in Fig. 7.19, nei quali il serbatoio di accumulo è incorporato nella parte alta del pannello stesso. Con questa configurazione, l'accumulo viene a trovarsi in posizione più elevata della piastra captante, e la circolazione del vettore termico può essere naturale. Il fluido che circola nel pannello si riscalda e sale, poi si raffredda a contatto con l'accumulo e ritorna per differenza di densità. Pertanto, la circolazione naturale si arresta senza interventi esterni in assenza di irraggiamento. In compenso, l'accumulo deve essere protetto dal gelo mediante una resistenza scaldante elettrica che entri in funzione automaticamente nel caso di abbassamenti pericolosi della temperatura dal lato acqua sanitaria.

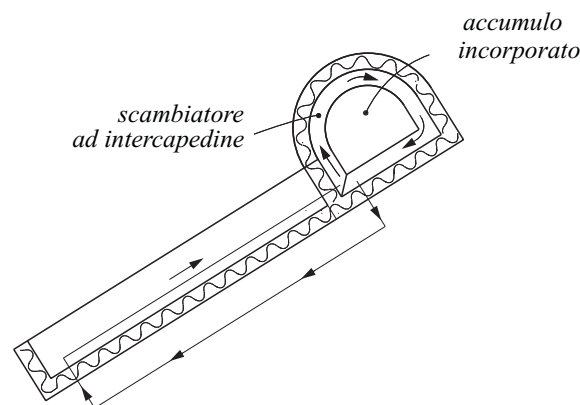


Figura 7.19: Pannelli solari con serbatoio di accumulo incorporato.

Se si utilizzano pannelli senza accumulo incorporato, l'accumulo esterno è unico per tutti i pannelli e si trova, generalmente, nella centrale termica, mentre i pannelli sono sul tetto in posizione più elevata. Di conseguenza, per avere circolazione occorre installare una pompa.

I circuiti idraulici dei pannelli non sono mai attraversati dall'acqua sanitaria, ma sono sempre di tipo chiuso e vengono riempiti con antigelo in modo da non doverli svuotare nelle giornate particolarmente fredde. L'antigelo impiegato non deve essere tossico, al fine di evitare pericoli per le persone in caso di trafilamenti di fluido dallo scambiatore verso il lato acqua sanitaria.

Infine, la possibile assenza di irraggiamento solare anche per periodi relativamente lunghi impone l'impiego di una fonte energetica alternativa. Nella produzione di acqua calda sanitaria, l'impianto a pannelli solari viene usualmente affiancato ad un sistema tradizionale con caldaia dotata, o meno, di bollitore incorporato. Gli schemi di impianto per la produzione di acqua sanitaria rientrano in una delle tipologie fondamentali illustrate nel seguito.

Accumulo incorporato e caldaia con bollitore

Con riferimento allo schema funzionale riportato in Fig. 7.20, si possono fare le osservazioni seguenti:

- d'inverno, l'impianto a pannelli funziona da preriscaldatore per il bollitore della caldaia: (1) aperto e (2) chiuso;
- d'estate è possibile spegnere la caldaia, chiudere (1) ed aprire (2) in modo da produrre l'acqua calda con i soli pannelli;
- l'eventuale ricircolo dell'acqua calda sanitaria torna al bollitore della caldaia.

Si noti che un impianto di questo tipo è indicato per le ristrutturazioni, in quanto non prevede modifiche importanti alla centrale termica.

Accumulo non incorporato e caldaia con bollitore

Con riferimento allo schema funzionale riportato in Fig. 7.21, si possono fare le osservazioni seguenti:

- la centralina di regolazione (C) consente la partenza della pompa solo se $t_2 > t_1$, al fine di evitare il possibile raffreddamento dell'accumulo in assenza di irraggiamento solare;
- la valvola di non ritorno sul circuito pannelli impedisce circolazioni inverse notturne;

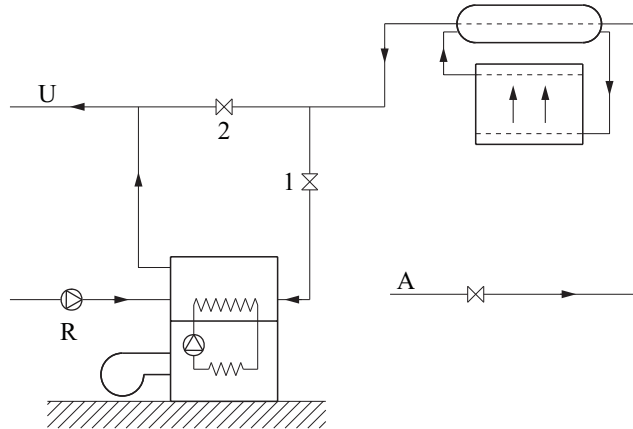


Figura 7.20: Schema funzionale di un impianto a pannelli con accumulo incorporato e caldaia con bollitore (A = alimentazione, U = utenza, R = ricircolo).

- d'inverno, l'impianto a pannelli funziona da preriscaldatore per il bollitore della caldaia: (1) aperto e (2) chiuso;
- d'estate è possibile spegnere la caldaia, chiudere (1) ed aprire (2) in modo da produrre l'acqua calda con i soli pannelli;
- l'eventuale ricircolo dell'acqua calda sanitaria può tornare nel bollitore della caldaia ma non nell'accumulo, per evitare di rompere la stratificazione termica nell'accumulo stesso.

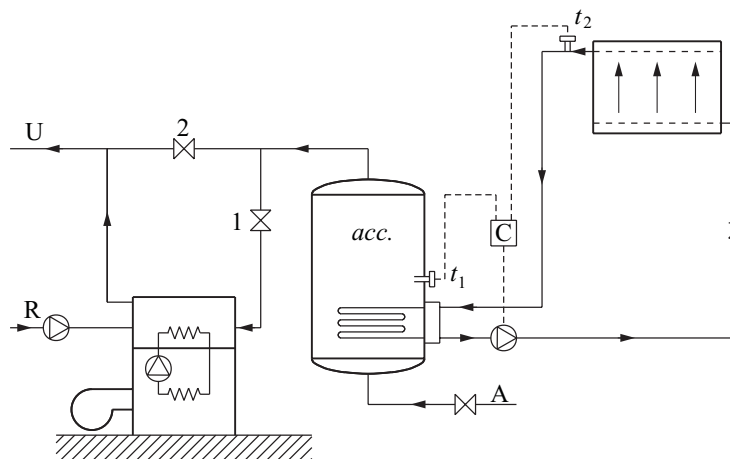


Figura 7.21: Schema funzionale di un impianto a pannelli senza accumulo incorporato e caldaia con bollitore (A = alimentazione, U = utenza, R = ricircolo).

Si noti che un impianto di questo tipo consente il ricircolo sull'accumulo di caldaia, ma comporta l'installazione dell'accumulo solare in centrale termica.

Accumulo non incorporato e caldaia senza bollitore

Con riferimento allo schema funzionale riportato in Fig. 7.22, si possono fare le osservazioni seguenti:

- la valvola (1) apre se la temperatura t_3 in cima all'accumulo è inferiore a quella programmata per l'acqua sanitaria;
- lo scambiatore della caldaia deve stare in alto e quello dei pannelli in basso affinché la caldaia scaldi solo una zona dell'accumulo ed, eventualmente, pannelli e caldaia possano funzionare contemporaneamente.

Si noti che con un circuito di questo tipo non si deve attuare il ricircolo dell'acqua per non rompere la stratificazione termica nel bollitore.

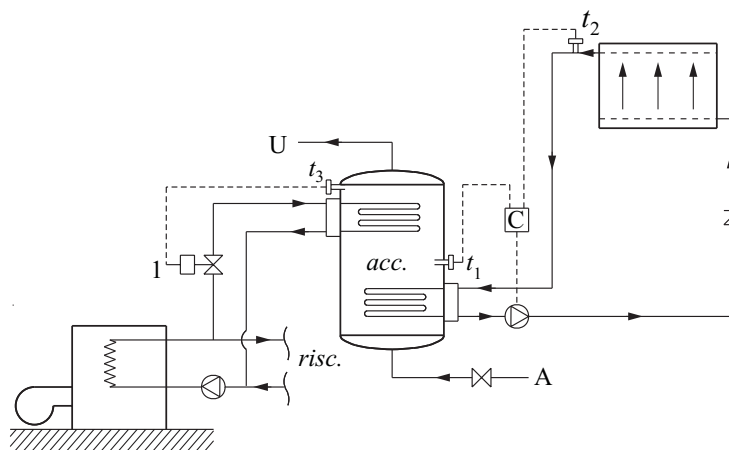


Figura 7.22: Schema funzionale di un impianto a pannelli senza accumulo incorporato e caldaia senza bollitore (A = alimentazione, U = utenza, R = ricircolo).

Eventuale ricircolo

In premessa, occorre ricordare che l'utilità del ricircolo consiste nel mantenere caldo il circuito di distribuzione, di modo che anche i rubinetti più lontani possano erogare subito acqua alla temperatura voluta. Per contro, lo svantaggio del ricircolo è dato dai maggiori consumi energetici per far fronte alla movimentazione dell'acqua ed all'incremento delle dispersioni di calore associate ad una temperatura media di distribuzione più elevata. In ogni caso, l'eventuale ricircolo non può interessare i

serbatoi di accumulo dei pannelli nei quali, come indicato in Fig. 7.23, deve essere consentita la stratificazione termica.

Il ricircolo, quindi, deve fare capo al bollitore della caldaia, come indicato chiaramente nello schema di Fig. 7.24.

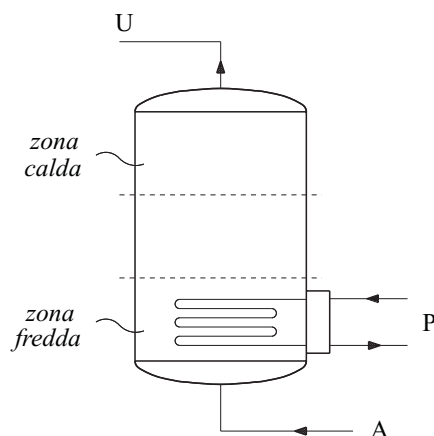


Figura 7.23: Stratificazione termica negli accumuli in assenza di ricircolo (A = alimentazione, U = utenza, P = circuiti dei pannelli solari).

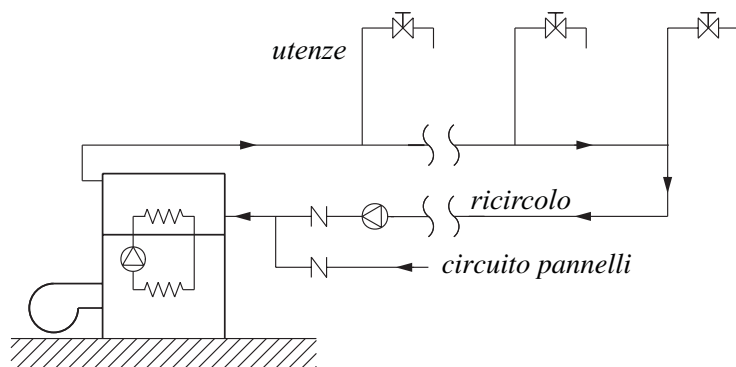


Figura 7.24: Schema idraulico del ricircolo dell'acqua sanitaria in un impianto a pannelli solari.

7.5.2 Riscaldamento con pannelli solari

Il sistema di accumulo a servizio di un impianto di riscaldamento ambientale a pannelli solari, non affiancato da una caldaia tradizionale, deve garantire l'erogazione del calore anche nei periodi di non insolazione. Al limite, un accumulo ideale do-

vrebbe essere stagionale, poiché la radiazione solare abbonda d'estate. Un calcolo interessante è perciò quello della capacità che dovrebbe avere un accumulo termico per poter essere considerato equivalente alla scorta di gasolio in una cisterna. Nel riscaldamento di una casa monofamiliare bene isolata si consumano, in media, 6-10 litri di gasolio al giorno, corrispondenti ad un consumo stagionale dell'ordine di $(8 \cdot 180 =) 1440$ litri $= 1,44 \text{ m}^3$. Con un potere calorifico inferiore del gasolio di $35,6 \text{ MJ/litro}$, tale accumulo corrisponde ad una disponibilità di $(1440 \cdot 35,6 =) 51,3 \cdot 10^3 \text{ MJ}$. Ammesso un salto termico utile di 40 K (da $40 \text{ }^\circ\text{C}$ ad $80 \text{ }^\circ\text{C}$) in un accumulo ad acqua, per avere un accumulatore di capacità termica equivalente alla cisterna sarebbe necessario un volume

$$V = \frac{Q}{\rho c \Delta t} = \frac{51,3 \cdot 10^9}{10^3 \cdot 4187 \cdot 40} = 306 \text{ m}^3$$

pari ad una piscina lunga 15 m , larga 10 m e con oltre 2 m di profondità. Accumuli di questo genere sono improponibili per i problemi di costo, isolamento, impermeabilizzazione e manutenzione legati alla loro realizzazione ed al loro impiego.

Un altro calcolo indicativo è quello della superficie captante che occorrerebbe installare per avere, con i pannelli solari, una capacità di erogazione giornaliera di calore massima pari a quella fornita dalla combustione di 12 litri di gasolio ($1,5$ volte il consumo medio giornaliero). In questo caso, tenuto conto di un rendimento globale (di primo principio) dell'impianto di riscaldamento pari a $0,8$ si devono captare $12 \cdot 35,6 \cdot 0,8 = 342 \text{ MJ}$ per giorno e quindi, durante l'inverno, occorre una superficie totale di pannelli solari dell'ordine di $(342 / 6 \cong) 60 \text{ m}^2$.

Il riscaldamento basato esclusivamente sull'impiego dell'energia solare non è dunque proponibile, a causa del volume di accumulo necessario e del numero di pannelli richiesto. Più plausibile è l'uso dell'energia solare per riscaldare un accumulo ridotto (dell'ordine dei 10 m^3) al quale può "attingere" una pompa di calore acqua-acqua. In questo caso, l'accumulo funziona a bassa temperatura e, quindi, i pannelli solari hanno un rendimento elevato. L'impianto però si complica, in quanto, come evidenziato in Fig. 7.25, deve comprendere pannelli, pompa di calore e caldaia di riserva. In un impianto di questo tipo:

- la centralina di regolazione C_1 comanda la pompa dei pannelli;
- la centralina di regolazione C_2 fa in modo che l'evaporatore della pompa di calore venga alimentato a temperatura costante ed, eventualmente, ferma la pompa di calore se l'accumulo diventa troppo freddo;
- la centralina di regolazione C_3 avvia la caldaia di riserva se la pompa di calore non riesce a mantenere in temperatura l'accumulo dell'impianto.

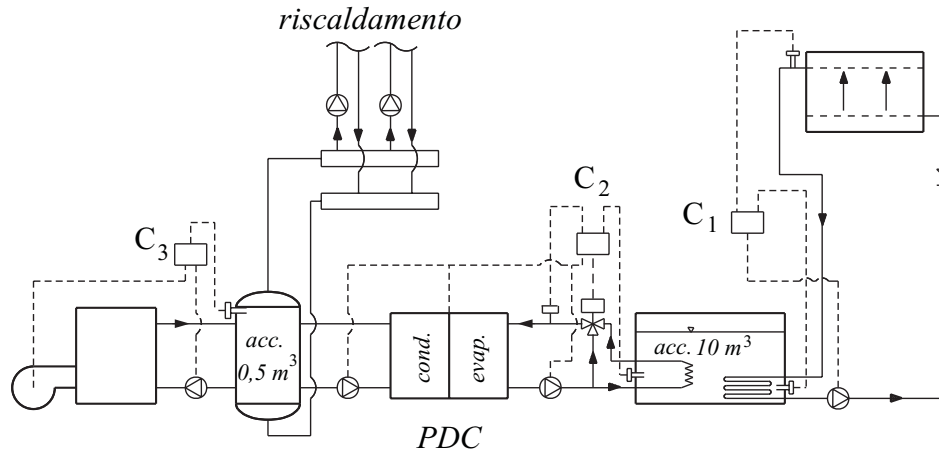


Figura 7.25: Riscaldamento con pannelli solari e pompa di calore (PDC).

7.5.3 Architettura bioclimatica

Il giudizio globalmente negativo sull'impiego dell'energia solare a scopi di riscaldamento ambientale non si estende, evidentemente, all'utilizzazione "passiva" dell'energia solare in architettura. Anzi, è auspicabile che, nella progettazione architettonica, si cerchi di sfruttare al meglio l'irraggiamento solare, pensando all'edificio come ad un collettore solare passivo (cioè non corredato di componenti impiantistici speciali). Alcuni esempi di questo approccio "bioclimatico", possono meglio spiegare il concetto:

- come evidenziato in Fig. 7.26, una finestra orientata a Sud e fornita di aggetto, lascia passare i raggi del sole (inclinati) durante l'inverno, ma non lascia passare i raggi (più alti) durante l'estate;
- una finestra rivolta a Ovest viene investita in pieno dai raggi solari durante le ore pomeridiane più calde e, quindi, va protetta con schermature esterne per non costituire un carico troppo severo per l'impianto di condizionamento;
- un riscontro d'aria (meglio se Nord-Sud) consente di ventilare efficacemente durante la notte e, quindi, di abbassare la temperatura media interna anche in assenza di impianti di condizionamento;
- il colore bianco dei muri riflette, di giorno, la radiazione solare e smaltisce egualmente di notte, come radiazione infrarossa, il calore accumulato durante le ore di luce.

Infine, come indicato in Fig. 7.27, le case possono essere corredate di verande a serra, o dispositivi simili, che consentono una efficace cattura della radiazione solare invernale e, una volta aperte e ventilate, possono agire da schermo estivo (grazie alla presenza degli aggetti). In questo caso, la struttura stessa dell'edificio funziona da accumulatore termico invernale.

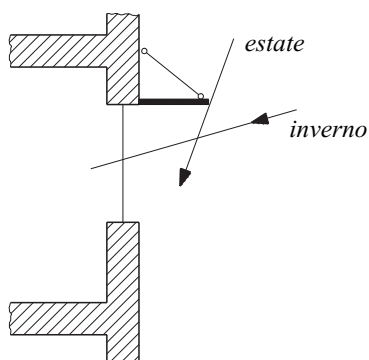


Figura 7.26: Finestra orientata a Sud e dotata di aggetto.

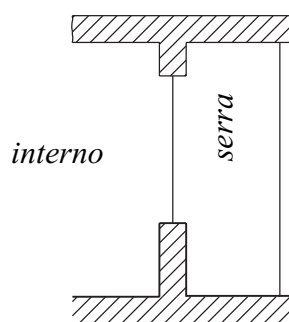


Figura 7.27: Utilizzazione di una serra/veranda solare.

7.5.4 Condizionamento solare

La maggiore difficoltà incontrata nella realizzazione degli impianti di riscaldamento solare è lo sfasamento tra richiesta di calore ed offerta di energia solare, con la conseguente necessità di avere a disposizione un gran numero di pannelli ed accumuli molto grandi. In linea di principio, il condizionamento estivo azionato da energia solare non presenta questo inconveniente perché il carico risulta massimo nelle giornate più calde che, evidentemente, sono caratterizzate anche da insolazione molto elevata.

Da questa semplice constatazione è scaturito, alcuni anni fa, un grande interesse per le macchine frigorifere ad assorbimento funzionanti con energia solare. Le macchine frigorifere ad assorbimento alimentate con acqua calda richiedono, però, temperature di mandata il più possibile costanti e, comunque, non inferiori a 90° (per avere temperature medie di fornitura calore di 80° con salti termici dell'ordine di 20 K tra mandata e ritorno). Per contro, la radiazione solare è per sua natura molto variabile, anche nel corso di una stessa giornata, ed il rendimento di captazione dei pannelli solari precipita quando la temperatura di produzione dell'acqua calda supera i $70-80^{\circ}\text{C}$. Pertanto, le macchine frigorifere ad assorbimento che utilizzano l'energia solare sono costrette a funzionare in regime intermittente e con temperature al generatore relativamente basse. In queste condizioni, esse hanno efficienze talmente

ridotte che, dopo gli entusiasmi iniziali, la via della produzione di freddo con energia solare è stata abbandonata. Le ditte produttrici delle macchine, tuttavia, hanno semplicemente cambiato la politica commerciale riproponendo i loro refrigeratori ad assorbimento, adatti a funzionare con temperature medie di fornitura calore dell'ordine degli 80 °C, nei contesti del teleraffrescamento, discusso nel Paragrafo 13.3.3, e della trigenerazione, discussa nel Paragrafo 13.4.3.

7.6 GENERAZIONE ELETTRICA FOTOVOLTAICA

Con riferimento alla Fig. 7.28, si supponga di mettere in contatto un elemento semiconduttore di tipo P (ad esempio silicio tetravalente drogato con impurità di boro trivalente) ed un elemento semiconduttore di tipo N (ad esempio silicio tetravalente drogato con impurità di fosforo pentavalente). Per arrivare, nonostante le impurità, a strutture cristalline uniformemente tetravalenti come il silicio, l'elemento di tipo P tende ad attirare elettroni, mentre l'elemento di tipo N tende a perderli. Di conseguenza, se non si ha passaggio di corrente elettrica si crea una situazione di equilibrio dove l'accumulo di elettroni in P e la perdita di elettroni in N generano la distribuzione di potenziale evidenziata nella Fig. 7.28.

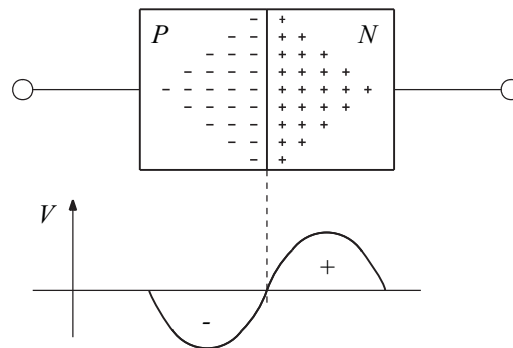


Figura 7.28: Situazione di equilibrio, in assenza di corrente, in una giunzione N-P.

La situazione, tuttavia, può cambiare se, come in Fig. 7.29, si provoca una serie ininterrotta di scissioni nei legami elettronici di reticolo attraverso la fornitura di un flusso radiativo alla giunzione N-P. In questo caso si ha la generazione continua di coppie elettrone (-) e lacuna (+) con le conseguenti migrazioni: verso N degli elettroni liberati, attirati dal potenziale positivo, e verso P delle lacune, attratte dal potenziale negativo. Se poi si mantiene l'equilibrio elettronico chiudendo il circuito elettrico all'esterno attraverso due elettrodi collegati ad un carico, si realizza un generatore

fotovoltaico nel quale il passaggio della corrente ha luogo nel senso (convenzionale) che va da P ad N.

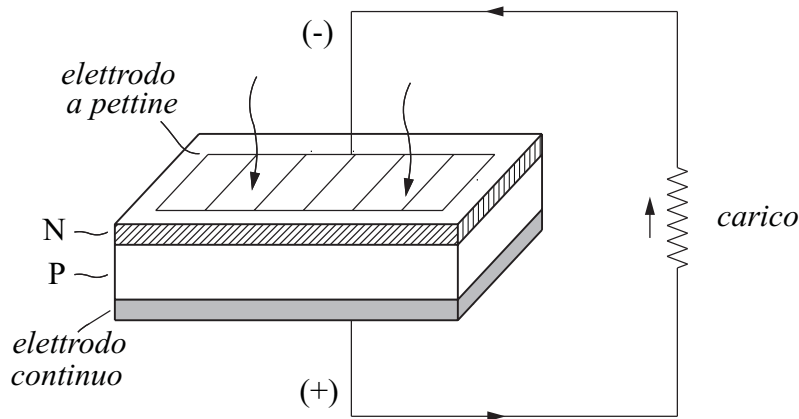


Figura 7.29: Cella fotovoltaica e corrente (convenzionale) da P ad N.

La forma dei generatori elettrici ad energia solare, meglio noti come celle fotovoltaiche, è regolare (quadrata, rettangolare, esagonale o circolare), con dimensioni tipiche in pianta (lati o diametro) dell'ordine di 10-15 cm. I componenti funzionali più importanti, evidenziati in Fig. 7.29, sono:

- un elettrodo a pettine collegato allo strato N;
- uno strato di materiale di tipo N, dello spessore di 0,3-0,4 μm ;
- uno strato di materiale di tipo P dello spessore di 250-350 μm ;
- un elettrodo continuo collegato allo strato P.

Poiché la fornitura di energia alla giunzione N-P si realizza mediante l'assorbimento dei soli fotoni che possiedono una energia superiore ad un valore minimo di soglia, le celle fotovoltaiche non riescono ad utilizzare adeguatamente le frazioni infrarosse delle radiazioni solari (che sono invece captate dai pannelli solari termici). Le radiazioni infrarosse, infatti, hanno frequenza relativamente bassa e, quindi, i fotoni associati ad esse hanno basso contenuto energetico (in quanto l'energia di un fotone è data dal prodotto della costante di Planck per la frequenza). Analogamente, le celle fotovoltaiche non riescono a sfruttare completamente le radiazioni di frequenza più elevata, poiché l'energia posseduta dai fotoni in quantità maggiore

rispetto al valore di soglia necessario a scindere i legami di reticolo, viene dissipata sotto forma di calore. Infine, dal punto di vista costruttivo va rilevato che, per consentire l'assorbimento fotonico alla giunzione N-P, lo strato di materiale N deve essere abbastanza sottile da lasciar passare le radiazioni solari, ma non troppo sottile da aumentare eccessivamente la resistenza elettrica trasversale in corrispondenza all'elettrodo a pettine.

Il silicio monocristallino è stato, ed è ancora oggi, il semiconduttore più usato per le celle fotovoltaiche. Lo svantaggio principale del silicio monocristallino è il costo elevato da affrontare per la preparazione del monocristallo. I vantaggi sono la durata temporale e l'alta efficienza (che raggiunge, in alcuni casi, il 20%). Quest'ultima caratteristica è dovuta alla capacità di sfruttare anche la radiazione diffusa fino ad angoli d'incidenza elevati.

Per diminuire i costi di preparazione delle celle fotovoltaiche, si può utilizzare il più economico silicio policristallino. In questo caso, tuttavia, i diversi orientamenti assunti dai cristalli di silicio ostacolano la cattura delle radiazioni diffuse e l'efficienza scende leggermente, arrivando al 17% al massimo.

Uno sviluppo tecnologico molto importante è rappresentato dalle celle fotovoltaiche a film sottili, prodotte mediante una semplice deposizione sotto vuoto di silicio amorfo, o di tellururo di cadmio (Cd Te), su lastre di vetro o metalliche. I vantaggi delle celle a film sottili sono il basso costo, dovuto alla ridotta quantità di materiale necessaria, e la possibilità di deposito su forme curve che ben si integrano negli elementi architettonici. Lo svantaggio del silicio amorfo è rappresentato dall'efficienza, ancora più bassa di quella del silicio policristallino (9% al massimo). Le celle a film sottile di Cd Te, al contrario di quelle al silicio amorfo, hanno efficienze elevate (fino al 19%) ma, come indica la loro composizione, utilizzano il cadmio che è un materiale tossico.

7.6.1 Moduli fotovoltaici

A causa dei bassi valori della forza elettromotrice prodotta da una singola cella (dell'ordine dei 0,5 V), si usa collegare in serie qualche decina di celle per ottenere un modulo fotovoltaico. Come schematizzato in Fig. 7.30 (a), le celle nei moduli sono avvolte in fogli in materiale plastico, di solito EVA (etilene vinilacetato), che vengono incollati in modo permanente sulle celle stesse attraverso un processo di laminazione a caldo. Fogli in EVA e celle sono protetti, a loro volta, da una lastra di vetro ad alta trasparenza dal lato radiazioni, e da una lastra in plastica dal lato posteriore. Il "sandwich" di vetro, EVA, celle e plastica è poi montato su un telaio metallico che, di solito, è in alluminio. Come indicato nelle Fig. 7.30 (a) e (b), le dimensioni dei moduli di questo tipo sono confrontabili con quelle dei pannelli solari tradizionali.

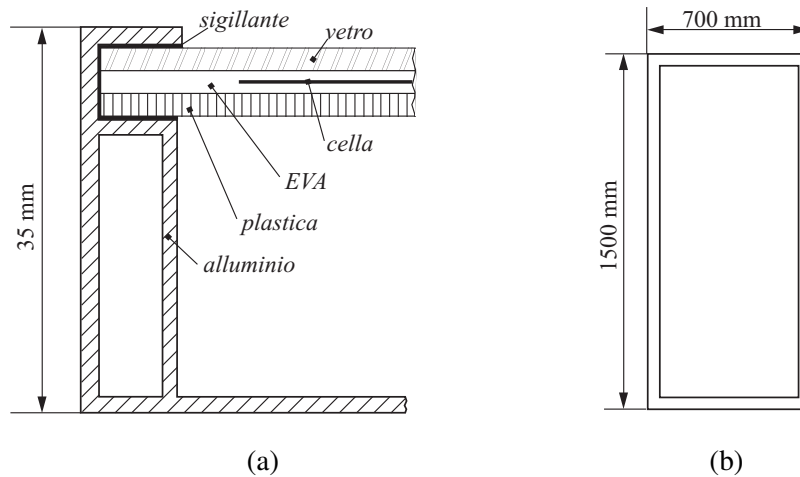


Figura 7.30: Modulo fotovoltaico: (a) sezione e (b) pianta.

Per poter accedere al Conto Energia, illustrato nel Paragrafo 5.4.4, i moduli fotovoltaici devono essere certificati in base alla Norma CEI 61215. Tale norma impone una serie di prove volte ad accertare il comportamento elettrico del generatore e la durata del prodotto nel tempo. La prova più importante è la determinazione della curva caratteristica che lega tra di loro la tensione V e la corrente I . Si tratta di una curva del tipo di quella schematizzata in Fig. 7.31, che va ricavata sperimentalmente operando in condizioni standard STC (Standard Test Conditions), ovvero: radiazione incidente di 1.000 W/m^2 , temperatura del modulo di $25 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocità dell'aria nulla. Nella curva caratteristica si evidenziano poi:

- la potenza di picco P_p ed i valori corrispondenti della tensione V_p e della corrente I_p ;
- l'intensità della corrente di corto circuito I_{cc} e la tensione generata a circuito aperto V_{ca} .

Come si vede dalla Fig. 7.31, la potenza di picco è proporzionale all'area del rettangolo con un vertice nell'origine, due lati coincidenti con gli assi coordinati, ed il vertice opposto sulla curva caratteristica nel punto (V_p, I_p) che individua l'area massima

$$P_p = V_p I_p \quad (7.9)$$

In condizioni operative normali, tuttavia, il modulo investito dalla radiazione solare, si trova a temperature maggiori dei $25 \text{ }^\circ\text{C}$ mantenuti durante la prova. In tale

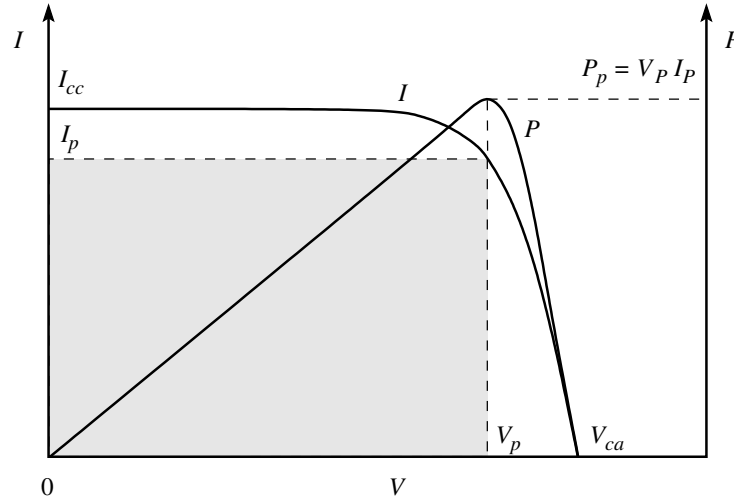


Figura 7.31: Curva caratteristica tensione-corrente-potenza di un modulo fotovoltaico.

situazione la potenza di picco diminuisce, in quanto la resistenza elettrica dei moduli fotovoltaici aumenta con la temperatura (come, del resto, la resistenza elettrica di tutti i semiconduttori). Pertanto, la normativa impone di ripetere le misure di P_p , V_p ed I_p a diverse temperature del pannello, operando con intervalli di 5 K. I risultati di tali prove vengono riassunti nei rispettivi coefficienti di temperatura:

$$\alpha_P = \frac{\Delta P_p}{P_p \Delta t} \quad (7.10)$$

$$\alpha_V = \frac{\Delta V_p}{V_p \Delta t} \quad (7.11)$$

e

$$\alpha_I = \frac{\Delta I_p}{I_p \Delta t} \quad (7.12)$$

che, evidentemente, hanno tutti la stessa dimensione $[\text{K}^{-1}]$.

Inoltre, la norma impone di procedere alla misura della temperatura operativa nominale NOCT (Nominal Operating Cell Temperature) con: radiazione incidente di 800 W/m^2 , temperatura dell'aria di $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e velocità dell'aria di 1 m/s parallela al pannello. I valori del NOCT così determinati sono compresi, in genere, tra i 45 ed i $55 \text{ }^\circ\text{C}$. Infine, la durata nel tempo del modulo viene valutata attraverso una serie di prove che prevedono, tra le altre: immersione in acqua, cicli di variazione di temperatura, cicli di carico meccanico e simulazione della grandine.

7.6.2 Generatori e impianti fotovoltaici

I generatori fotovoltaici sono costituiti da più moduli, collegati in serie e/o parallelo al fine di ottenere i valori desiderati di forza elettromotrice ed intensità di corrente. I generatori fotovoltaici sono inseriti, di solito, in impianti per la produzione di energia elettrica.

In località non servite dalla rete elettrica, gli impianti fotovoltaici sono di tipo isolato, e possono essere schematizzati come illustrato in Fig. 7.32. La corrente generata per via fotovoltaica è di tipo continuo e, di conseguenza, può essere accumulata direttamente in batterie che garantiscono l'alimentazione delle apparecchiature elettriche anche in assenza d'insolazione. Il regolatore elettronico di carica ha il compito di evitare danneggiamenti delle batterie per eccesso, o difetto, di carica. Se le batterie sono troppo cariche il regolatore cortocircuita il generatore mentre, se sono troppo scariche, esclude l'alimentazione delle apparecchiature. L'inserimento nel circuito di un diodo di blocco ha lo scopo di evitare un passaggio di corrente in senso inverso (dalla batteria al generatore fotovoltaico). Infine, l'inverter serve a trasformare la corrente continua, erogata dalle batterie, in corrente alternata per l'alimentazione delle apparecchiature domestiche.

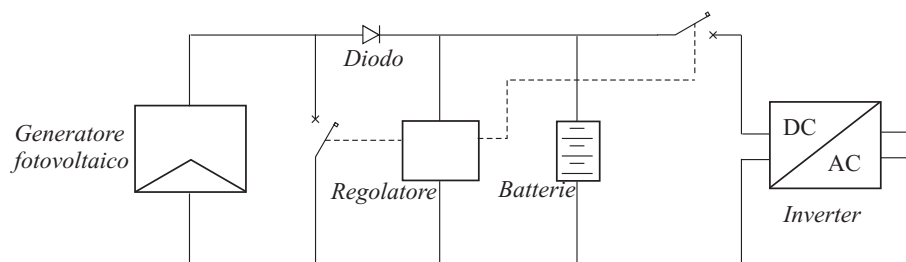


Figura 7.32: Impianto fotovoltaico di tipo isolato.

In località servite dalla rete elettrica gli impianti fotovoltaici sono collegati alla rete (che garantisce la continuità di erogazione senza bisogno di batterie di accumulo). In compenso, occorre interfacciare gli impianti alla rete rispettando le caratteristiche di sicurezza operativa e garantendo la qualità dell'energia immessa. Per le esigenze di contabilizzazione, inoltre, occorre inserire due misuratori, in modo da tener conto dei possibili scambi bidirezionali di energia tra l'impianto e la rete. Uno schema tipico di collegamento è illustrato nella Fig. 7.33.

Fino a pochi anni fa la tendenza era quella di realizzare impianti di produzione fotovoltaica molto grandi. Attualmente la tendenza, incoraggiata dagli incentivi illustrati nel Paragrafo 5.4.4, è quella di privilegiare il più possibile gli impianti di piccola taglia collegati alla rete elettrica nazionale. Con riferimento al parametro caratteristico

7.6. GENERAZIONE ELETTRICA FOTOVOLTAICA

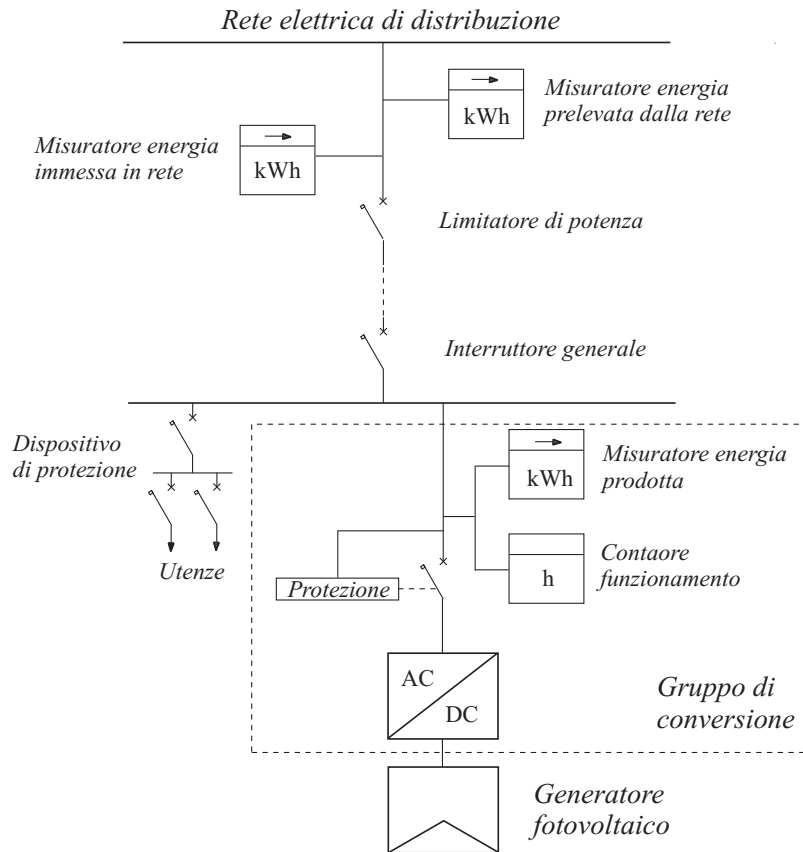


Figura 7.33: Schema unifilare di collegamento di un impianto fotovoltaico alla rete elettrica di distribuzione.

rappresentato dalla potenza di picco P_p , espressa in kW_p , si può dire che, in Italia, un piccolo impianto richiede, in media, una superficie di moduli installati di $8 \text{ m}^2/\text{kW}_p$ e, con un orientamento favorevole (Sud, Sud-Est o Sud-Ovest) ed un'inclinazione di 30° , produce ogni anno $1.100\text{-}1.300 \text{ kWh}/\text{kW}_p$ al Nord, $1.300\text{-}1.500 \text{ kWh}/\text{kW}_p$ al Centro e $1.300\text{-}1.800 \text{ kWh}/\text{kW}_p$ al Sud.

Per quanto riguarda, invece, la produzione di energia elettrica su larga scala si può citare la più grande centrale fotovoltaica attualmente in funzione al Mondo: la centrale di Olmedilla di Alarcón in Spagna, che ha una potenza di picco di 60 MW_p . Tra i grandi impianti italiani, due esempi molto interessanti sono le centrali fotovoltaiche realizzate dall'ENEL a Serre, in provincia di Salerno, ed a Montalto di Castro, in provincia di Viterbo (la stessa località che avrebbe dovuto accogliere la centrale nucleare). La centrale di Serre, inaugurata nel 1993 e tutt'ora funzionante, è suddi-

visa in dieci sottocampi elettricamente indipendenti, ciascuno della potenza di 330 kW_p per complessivi 3.300 kW_p. L'energia elettrica prodotta è pari a circa 4.800 MWh/anno, corrispondenti ad una potenza media di $4800000/(24 \cdot 365) = 548$ kW. La producibilità media è quindi pari a $548/3300 = 0,166 = 16,6\%$ della producibilità massima. La centrale si sviluppa su un'area di circa 55.000 m² con una superficie di moduli installati di circa 26.000 m². La corrente continua prodotta viene convertita in corrente alternata e, quindi, immessa nella rete elettrica nazionale. La centrale di Montalto di Castro, completata nel 2009, ha una potenza di 6.000 kW_p ed una estensione di poco inferiore ai 100.000 m². La produzione attesa è di circa 7.000 MWh/anno, pari al fabbisogno medio di 2.700 famiglie.

A conclusione del paragrafo, può essere interessante osservare che la potenza fotovoltaica netta installata in Italia era pari ad 1 GW alla fine del 2009 (circa l'1% della potenza elettrica netta totale italiana), con un incremento del 131,5% rispetto al 2008, mentre l'energia fotovoltaica netta prodotta nel 2009 è stata pari a 0,75 TWh (circa lo 0,27% della produzione netta totale italiana), con un incremento del 288,6% rispetto al 2008.

7.7 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono illustrate le caratteristiche dell'irraggiamento solare in arrivo sulla Terra, e si sono discusse le utilizzazioni dirette dell'energia solare. A tale proposito si è distinto tra applicazioni ad alta, media e bassa temperatura, e si è trattata separatamente la generazione elettrica fotovoltaica. Non ci si è occupati, invece, degli usi indiretti dell'energia solare sotto forma di energia idraulica, energia eolica e biomasse, in quanto tali usi saranno esaminati in dettaglio nei capitoli loro dedicati. Nel testo, in particolare

- Si sono presi in esame i meccanismi che regolano l'assorbimento e la diffrazione delle radiazioni solari nell'atmosfera, ed il conseguente arrivo sulla superficie terrestre di una radiazione diretta (che giunge da una direzione ben definita in quanto segue le leggi dell'ottica geometrica), e di una radiazione diffusa (che, al contrario, è caratterizzata da uno spettro molto ampio di angoli d'incidenza).
- Si è discussa l'influenza dell'orientamento delle superfici captanti, al fine di determinare la collocazione ottimale delle superfici fisse.
- Si è illustrata la mappa, per l'Italia, dell'irraggiamento annuale medio nelle diverse località.

- Si è accennato alle applicazioni dell'energia solare ad alta temperatura limitate, essenzialmente, ad apparecchiature come le fornaci solari, che sono poco diffuse in Italia.
- Ci si è soffermati sulle applicazioni dell'energia solare a media temperatura con riferimento, soprattutto, al "solare termodinamico", ovvero alla produzione di energia elettrica nelle centrali eliosolari termiche.
- Si sono illustrate in dettaglio le applicazioni dell'energia solare a bassa temperatura volte, essenzialmente, alla produzione di acqua sanitaria con i pannelli solari.
- Si sono descritte le principali tipologie di impianti solari per la produzione di acqua sanitaria, discutendo le rispettive possibilità di interfacciamento con i generatori di calore di un impianto tradizionale.
- Si è accennato alle soluzioni architettoniche per lo sfruttamento passivo dell'energia solare ed alle prospettive tecnologiche di impiego, per il condizionamento dell'aria, delle macchine frigorifere ad assorbimento funzionanti con energia solare
- Si sono illustrati i principi fisici della generazione elettrica fotovoltaica e si sono discusse le caratteristiche di funzionamento dei moduli fotovoltaici.
- Si sono presentati gli schemi funzionali degli impianti fotovoltaici di tipo isolato e dei piccoli impianti fotovoltaici collegati alla rete elettrica nazionale.
- Per completare la panoramica dedicata alla tecnologia fotovoltaica, si sono descritti alcuni grandi impianti, realizzati all'Estero ed in Italia, per produrre energia elettrica su larga scala con pannelli fotovoltaici.

Capitolo 8

Energie idraulica, eolica e geotermica

8.1 ENERGIE DALL'ACQUA, DAL VENTO E DALLA TERRA

Lo sfruttamento delle energie rinnovabili associate all'acqua, al vento ed alla Terra risale, certamente, a molte migliaia di anni fa. Fin dai tempi antichi, infatti, furono usati mulini ad acqua per la macinatura dei cereali, vele per la propulsione navale e sorgenti calde per scopi termali. Ai nostri giorni, le energie idraulica ed eolica sono accomunate dal fatto di essere impiegate quasi esclusivamente per produrre energia elettrica. Per l'energia geotermica, invece, oltre alle applicazioni termoelettriche ancora decisamente prevalenti, si vanno riscoprendo le applicazioni termiche grazie agli incentivi concessi per l'utilizzo delle energie rinnovabili nel riscaldamento ambientale.

Dal punto di vista della produzione di energia elettrica, si può osservare che l'energia idraulica e l'energia eolica sono disponibili in forma cinetica o potenziale e, quindi, vengono convertite in energia elettrica con rendimenti elevati (in teoria unitari). L'energia geotermica, invece, è disponibile sotto forma di energia interna/entalpia a temperature non troppo elevate e, quindi, viene convertita in energia elettrica con rendimenti relativamente bassi, ricorrendo a cicli Rankine opportunamente adattati per sfruttare il calore endogeno.

Nel contesto dell'energia idraulica, si illustreranno gli impianti idroelettrici ad acqua fluente ed a serbatoio, gli impianti di pompaggio, i criteri di scelta delle turbine idrauliche, le opere idrauliche a servizio degli impianti di grande taglia, e le prospettive di sviluppo di mini impianti caratterizzati da un impatto ambientale ridotto. Nel contesto dell'energia eolica, si discuteranno le curve di durata della velocità e

della potenza specifica del vento, le diverse tipologie di aeromotori ad asse orizzontale e ad asse verticale, la determinazione della potenza prodotta e dei rendimenti teorici e reali degli aeromotori, la regolazione degli aeromotori stessi, e la costruzione dei diagrammi che consentono di determinare l'energia producibile in funzione della ventosità del luogo di installazione. Nel contesto dell'energia geotermica, si esamineranno le centrali geotermoelettriche a vapore dominante, e ad acqua a media e bassa temperatura, e si dedicherà un paragrafo all'utilizzo dell'energia geotermica nel riscaldamento ambientale. Infine, si discuterà l'impatto ambientale degli impianti geotermici, con particolare riferimento ai rischi collegati alla realizzazione delle centrali geotermoelettriche.

8.2 ENERGIA IDRAULICA

Tra le fonti primarie, fu proprio l'energia idraulica ad accompagnare l'inizio della rivoluzione industriale in Italia, ed ancora adesso l'energia idroelettrica rappresenta la fonte rinnovabile italiana più importante. Non vi sono dubbi, quindi, sulla maturità tecnologica e sulla convenienza dell'energia idroelettrica, dimostrate da un secolo di storia industriale. Il problema riguarda, semmai, la possibilità di realizzare nuovi impianti di grandi dimensioni in presenza di uno sfruttamento già intensivo, e la possibilità parallela di sfruttare completamente la potenza installata in presenza di tutta una serie di richieste concorrenti (alimentari, igieniche, agricole ed industriali) che rendono l'acqua un bene decisamente scarso negli anni caratterizzati da regimi di precipitazione non troppo favorevoli. A conferma di quanto detto, nel 2009 la potenza idroelettrica netta, valutabile in 21,7 GW (il 20,7% circa della potenza elettrica netta totale), ha registrato un incremento sul 2008 dello 0,5% soltanto. Sempre nel 2009, invece, l'energia idroelettrica da apporti naturali, valutabile in 47,5 TWh (il 17% circa della produzione elettrica netta totale) ha registrato un incremento sul 2008 del 14,2% grazie ad un più favorevole regime pluviometrico.

Lo sfruttamento dell'energia idraulica è legato alla capacità di trasformare in lavoro meccanico la differenza di energia potenziale dell'acqua tra monte e valle di un "salto". La potenza disponibile al giunto di una turbina idraulica si può, infatti, esprimere come

$$P = \eta \rho g \Delta z \dot{V} \quad (8.1)$$

dove ρ è la densità dell'acqua, g è l'accelerazione di gravità, Δz è l'altezza del salto, \dot{V} è la portata volumetrica ed η è il rendimento che tiene conto delle perdite idrauliche e meccaniche. Se, in prima approssimazione, si considerano costanti oltre a g anche η , ρ e Δz , si evidenzia come la potenza ricavabile da un salto idraulico risulti

proporzionale a \dot{V} e, di conseguenza, l'energia ricavabile nell'intervallo di tempo che va da 0 a θ sia proporzionale all'integrale della portata volumetrica affluente

$$E = \int_0^\theta P(\vartheta) d\vartheta \cong \eta \rho g \Delta z \int_0^\theta \dot{V}(\vartheta) d\vartheta \quad (8.2)$$

Lo studio preliminare di fattibilità degli impianti di utilizzazione idroelettrica richiede, perciò, la conoscenza accurata dell'andamento della funzione $\dot{V}(\vartheta)$ nel luogo previsto per le opere di captazione. Come evidenziato in Fig. 8.1, i diagrammi cronologici della portata volumetrica sono, però, molto irregolari. Pertanto si preferisce utilizzare diagrammi delle durate, del tipo illustrato in Fig. 8.2, che sono tanto più significativi quando più grande è il numero di anni su cui sono mediati.

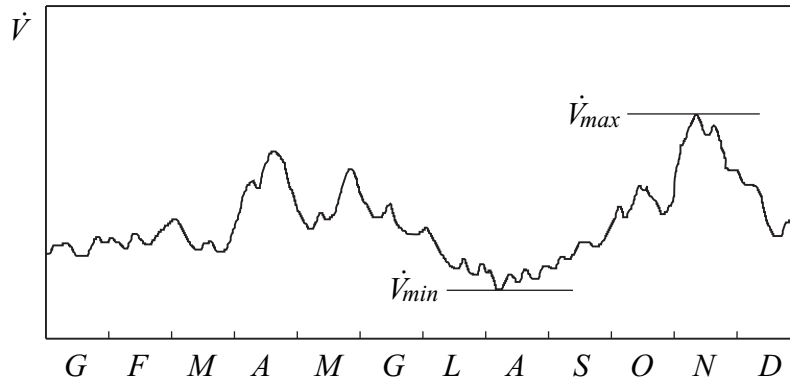


Figura 8.1: Esempio di diagramma cronologico delle portate volumetriche.

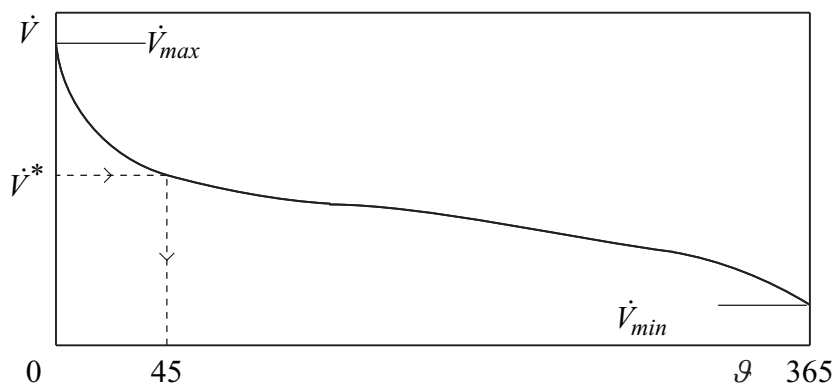


Figura 8.2: Esempio di diagramma delle durate riferito alle portate volumetriche.

La costruzione e la lettura dei diagrammi delle durate sono intuitive. Ad esempio, la portata V^* che individua l'ascissa 45 sul diagramma delle durate in Fig. 8.2, indica la portata V^* che, statisticamente, viene superata per 45 giorni all'anno.

8.2.1 Impianti idroelettrici ad acqua fluente

Gli impianti idroelettrici ad acqua fluente utilizzano una cascata, cioè un salto idraulico che può essere naturale o creato artificialmente. Nel caso del salto artificiale, tra due punti di un corso d'acqua viene ricavata una via più diretta di quella naturale. L'acqua che fluisce per la via artificiale incontra minori perdite di carico e, quindi, può cedere alla turbina l'energia potenziale non dissipata.

Dal punto di vista dell'esercizio, è chiaro che gli impianti ad acqua fluente devono funzionare il più a lungo possibile durante tutto l'anno. Nel dimensionamento di una centrale idroelettrica ad acqua fluente, quindi, occorre stabilire, prima di tutto, la portata nominale che essa potrà elaborare. Un valore troppo alto, vicino alla portata massima, conduce ad una centrale grande e costosa che lavora a carico parziale per la maggior parte dell'anno. Viceversa un valore troppo basso, vicino alla portata minima, conduce ad una centrale poco costosa che, però, non sfrutta un'aliquota considerevole dell'energia a disposizione. Pertanto, nella scelta ci si orienterà su un valore ottimale che, spesso, è vicino a

$$\dot{V}_{ott} = \frac{1}{2}(\dot{V}_{max} + \dot{V}_{min}) \quad (8.3)$$

cioè alla media aritmetica tra i valori minimo e massimo della portata. Esiste, tuttavia, una possibilità aggiuntiva, ed è quella di utilizzare un serbatoio di regolazione a monte del punto di prelievo. Tale utilizzo viene ben inquadrato nell'ambito dello studio degli impianti idroelettrici a serbatoio, illustrati nel paragrafo che segue.

8.2.2 Impianti idroelettrici a serbatoio

Gli impianti idroelettrici a serbatoio utilizzano invasi di regolazione, di solito formati artificialmente, che sono posti a monte delle centrali. Tali invasi consentono di accumulare le portate in arrivo che eccedono la capacità di elaborazione delle centrali, per poi utilizzarle nei periodi di insufficiente alimentazione. Spesso gli impianti di questo tipo sono costituiti da più invasi, posti a livelli diversi, che sono collegati in serie tra loro attraverso le condotte di alimentazione delle turbine.

Per semplicità, si supponga di dover dimensionare un impianto provvisto di un solo serbatoio atto a far fronte ad un ciclo di sfruttamento annuale. Nel dimensionamento

del serbatoio si fa riferimento ai dati idrografici relativi ad un arco di tempo sufficientemente lungo, in modo da ricavare valori affidabili delle portate medie giornaliere disponibili nei diversi giorni dell'anno. Sulla base delle esperienze maturate in situazioni analoghe, le portate disponibili vengono depurate delle probabili perdite per evaporazione dalla superficie del bacino e per assorbimento del terreno sul fondo, in modo da determinare le portate utilizzabili. Integrando nel tempo le portate \dot{V} così trovate, si determina la curva di accumulo

$$V(\theta) = \int_0^\theta \dot{V} d\vartheta \quad (8.4)$$

definita in base al volume d'acqua che "si accumula" nel serbatoio dall'istante iniziale all'istante θ considerato. Il valore medio della portata di deflusso utilizzabile nell'intero periodo $\tilde{\theta}$, pari a 365 giorni nel caso considerato, può essere determinato come

$$\dot{V}_{media} = \frac{1}{\tilde{\theta}} \int_0^{\tilde{\theta}} \dot{V} d\vartheta = \frac{1}{\tilde{\theta}} V(\tilde{\theta}) \quad (8.5)$$

Tale valore coincide, ovviamente, con la pendenza media della curva di accumulo, evidenziata in Fig. 8.3. Di conseguenza, tracciando le tangenti estreme alla curva di accumulo parallele alla retta con la pendenza media definita dalla (8.5), si ricava graficamente il volume del serbatoio che consente di sfruttare l'impianto a portata di deflusso costante.

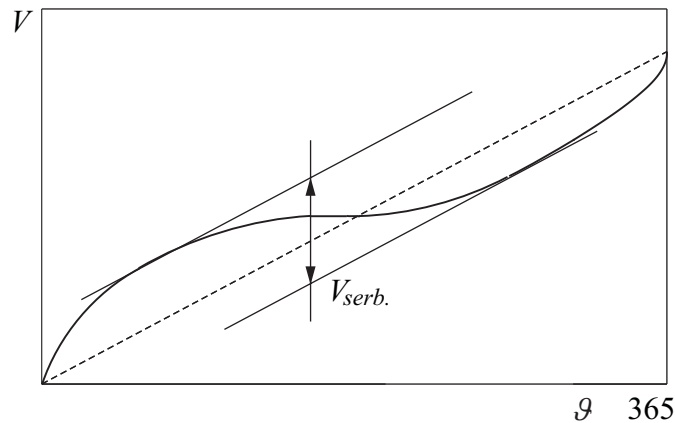


Figura 8.3: Curva di accumulo, retta di pendenza media e volume del serbatoio necessario per l'esercizio a portata costante.

Il procedimento appena illustrato, tuttavia, rischia di condurre ad un sovradimensionamento del serbatoio rispetto alle normali esigenze delle centrali idroelettriche.

Dal punto di vista dell'esercizio, infatti, gli impianti a serbatoio, a differenza di quelli ad acqua fluente, sono generalmente programmati per far fronte alle sole richieste nei periodi di punta. Di conseguenza, spesso viene adottato un approccio inverso: si decide il volume V^* del bacino ed, in base ad esso, si studiano le possibili curve di prelievo che consentono di individuare un regime di funzionamento ottimale in relazione alle esigenze della rete elettrica. Tale approccio è illustrato in Fig. 8.4, dove la curva di accumulo coincide con la curva di serbatoio "pieno", mentre la curva tracciata alla distanza V^* da essa è associata alla condizione di serbatoio "vuoto". La curva di prelievo è rappresentata da una spezzata, a pendenza mai negativa, necessariamente compresa tra le due curve parallele di pieno e vuoto. Nel caso in esame, ad esempio, si fa riferimento ad una situazione iniziale di serbatoio vuoto, ovvero ad un prelievo V^* , pari al volume del serbatoio, effettuato nel precedente periodo di analisi. Alla fine del periodo annuale considerato in figura, quindi, il serbatoio deve essere di nuovo vuoto per rispettare la condizione di uguaglianza tra i volumi d'acqua affluiti e defluiti.

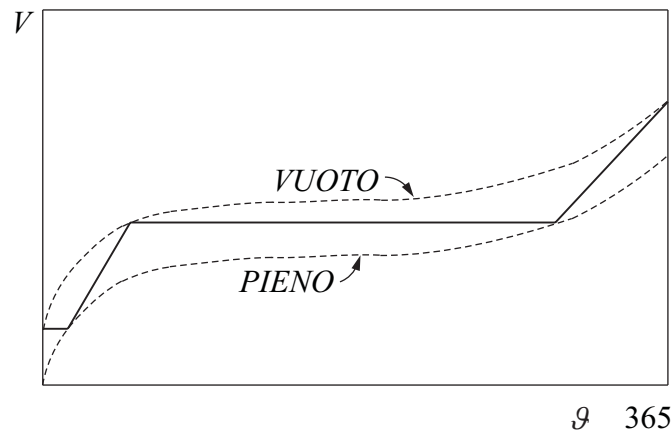


Figura 8.4: Utilizzazione di un serbatoio avente volume pari alla distanza tra le curve di accumulo "vuoto" e "pieno".

8.2.3 Impianti di pompaggio

Come si è visto nel Paragrafo 5.3.1, l'energia elettrica ha valore più alto nei periodi di punta rispetto ai periodi di minor consumo. Per questo motivo vengono spesso realizzati impianti idroelettrici con due serbatoi, uno a monte ed uno a valle, a servizio di una centrale provvista di una macchina idraulica in grado di funzionare sia come pompa sia come turbina. In tal modo, l'eccesso di potenza degli impianti termoelettrici nei periodi di minor consumo può essere sfruttato per pompare acqua dal

bacino a valle a quello a monte e creare, così, una riserva di energia potenziale da utilizzare nei periodi di maggior consumo.

Dal punto di vista economico, il pompaggio consente di valorizzare l'energia giornaliera, settimanale ed anche annuale, a seconda del dimensionamento dei serbatoi a monte ed a valle. Per gli impianti di pompaggio inseriti in un sistema di centrali termoelettriche, la scelta più comune è quella dei serbatoi di accumulo giornaliero. Di conseguenza, il criterio di gestione energetica più seguito è quello di fare funzionare le centrali termoelettriche a potenza costante P_n , assegnando agli impianti di pompaggio il compito di fare fronte alle variazioni. Gli impianti idroelettrici, infatti, sono caratterizzati da tempi di messa in marcia dell'ordine di qualche minuto e, quindi, molto più ridotti di quelli degli impianti termoelettrici (che sono dell'ordine di qualche ora).

Negli impianti di pompaggio l'energia elettrica in entrata $(E_{elt})_e$ viene assorbita dalla rete e serve ad azionare la pompa che fornisce energia potenziale all'acqua. A causa del rendimento non unitario del sistema di pompaggio, tuttavia, l'energia potenziale ottenuta è minore dell'energia elettrica spesa. Con riferimento ai valori assoluti delle energie in gioco, si ha

$$E_z = (\rho g \Delta z) V = \eta_P (E_{elt})_e \quad (8.6)$$

dove V è il volume d'acqua trasferito al bacino a monte. L'energia potenziale ottenuta deve nuovamente essere trasformata, con l'intervento della turbina, in energia elettrica in uscita $(E_{elt})_u$ da immettere in rete. Si ha così

$$(E_{elt})_u = \eta_T E_z = \eta_T \eta_P (E_{elt})_e \quad (8.7)$$

dove, con riferimento ancora ai valori assoluti, si vede come l'energia elettrica assorbita dalla rete sia restituita alla rete stessa decurtata dei rendimenti della pompa e della turbina. In genere si può ammettere che si abbia $\eta_T \eta_P \cong 0,7$, per cui da ogni chilowattora assorbito dalla rete si riottengono 0,70 chilowattora. La convenienza economica del pompaggio è, quindi, verificata solo per costi dell'energia di punta superiori a $(1/0,7) = 1,43$ volte i costi dell'energia nelle ore di minor consumo. Ad esempio, per un diagramma di carico giornaliero (= 24 h) quale quello rappresentato in Fig. 8.5, l'ordinata di compenso P_n realizza l'uguaglianza

$$\begin{aligned} (E_{elt})_e &= \int_0^{\tilde{\theta}} (|P_n| - |P|)^+ d\theta \\ &= 1,43 \int_0^{\tilde{\theta}} (|P| - |P_n|)^+ d\theta = 1,43 (E_{elt})_u \end{aligned} \quad (8.8)$$

evidenziata nella figura stessa.

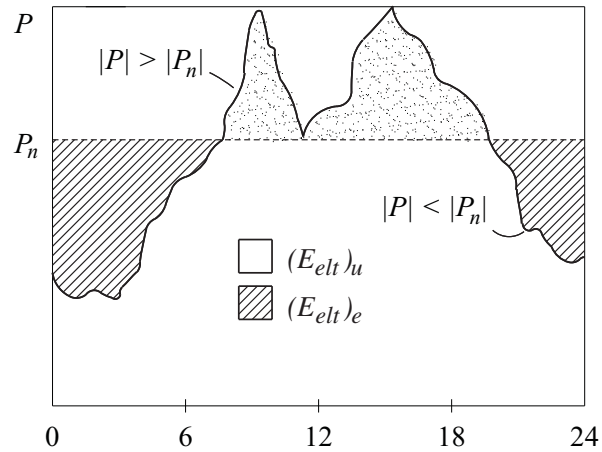


Figura 8.5: Compensazione delle punte del diagramma di carico giornaliero mediante impianti di pompaggio.

8.2.4 Scelta delle turbine idrauliche

La descrizione dettagliata delle turbine idrauliche e delle loro caratteristiche funzionali è argomento proprio dei corsi di Macchine. Qui basta osservare che tutte le turbine idrauliche sono costituite da un organo statorico, detto distributore, dove l'energia dell'acqua è convertita, in tutto o in parte, in energia cinetica, e da un organo rotante, detto rotore, dove l'energia cinetica dell'acqua è trasformata in lavoro meccanico. Il rotore, a sua volta, è collegato meccanicamente all'alternatore (la macchina in cui il lavoro meccanico è trasformato in energia elettrica). Le turbine usate negli impianti idroelettrici sono, essenzialmente, di tre tipi:

- a ruota Pelton, adatte a cadute elevate e portate relativamente ridotte;
- centripete Francis, adatte a valori intermedi della caduta e della portata, oltre che al funzionamento come pompe/turbine;
- ad elica e Kaplan, adatte a cadute modeste e portate relativamente elevate.

In base a queste sommarie considerazioni, si evince che le Pelton e le Francis sono, generalmente, utilizzate negli impianti a serbatoio, mentre le turbine ad elica e le Kaplan sono utilizzate, di solito, negli impianti ad acqua fluente.

8.2.5 Opere idrauliche

Oltre alla centrale vera e propria, un impianto idroelettrico di grande taglia comprende tutta una serie di opere idrauliche destinate a convogliare alla turbina la portata

che entra a monte, ed a restituire al sistema idrico la portata che esce a valle.

La portata a monte è convogliata dalle opere di captazione, che hanno origine nel punto di prelievo dell'acqua e sboccano nei canali di alimentazione dell'impianto (o del serbatoio a monte dell'impianto stesso). Come si è detto, i serbatoi sono spesso formati da sbarramenti artificiali che possono raggiungere dimensioni imponenti. I serbatoi di regolazione stagionale, o pluriennale, sono caratterizzati dalle capacità di invaso più elevate, mentre i serbatoi di regolazione settimanale, o giornaliera, hanno capacità di invaso proporzionalmente più piccole. Per ragioni di sicurezza e di manutenzione, i serbatoi sono muniti di paratie servocomandate che consentono gli scarichi, sia in superficie sia in profondità, anche nel caso di fermo della centrale idroelettrica. Nei grandi serbatoi le variazioni di livello sono elevate e, di conseguenza, le opere di derivazione sono costituite da gallerie in pressione. Nei serbatoi minori, dove le variazioni di livello sono più modeste, le opere di derivazione possono limitarsi anche a semplici canali a cielo aperto.

Le gallerie in pressione e le derivazioni a cielo aperto sboccano nelle condotte forzate attraverso, rispettivamente, pozzi piezometrici e vasche di carico. Nei grandi serbatoi, i pozzi piezometrici mettono in comunicazione con l'atmosfera l'estremo superiore della condotta forzata, allo scopo di limitare le sovrappressioni di colpo d'ariete che si hanno alla chiusura della turbina. In un sistema serbatoio-galleria-pozzo, infatti, le variazioni di energia cinetica che si hanno alla chiusura della turbina si traducono in semplici oscillazioni dell'acqua ai due estremi della galleria. L'effetto di colpo d'ariete viene quindi limitato alla condotta forzata (che, a differenza della galleria, può essere opportunamente dimensionata per resistere alle maggiori sollecitazioni). Nei piccoli serbatoi, invece, la vasca di carico posta all'imbocco della condotta forzata rappresenta una capacità aggiuntiva che evita lo svuotamento, o la tracimazione, del canale adduttore a seguito delle variazioni nella portata richiesta dalla macchina idraulica.

Le opere di restituzione dell'acqua all'ambiente sono costituite da canali o gallerie in pressione, che scaricano le portate uscenti dalla turbina direttamente in alveo, oppure in serbatoi di demodulazione capaci di filtrare le punte delle portate stesse. Naturalmente non tutte le opere idrauliche citate in questo paragrafo hanno riscontro in tutti gli impianti idroelettrici. In particolare, negli impianti ad acqua fluente le opere di derivazione e di restituzione si riducono, spesso, a brevi raccordi con la turbina.

Di frequente le utilizzazioni idroelettriche in un bacino idrografico si susseguono in cascata ed, allora, la restituzione vera e propria ha luogo dopo l'ultimo impianto, mentre tutti gli altri impianti scaricano nei serbatoi di accumulo delle centrali immediatamente a valle. In situazioni di questo tipo si pone il problema di sfruttare

adeguatamente le risorse idrauliche di un intero bacino imbrifero. Il punto di partenza è la disponibilità di diagrammi caratteristici, come quello illustrato in Fig. 8.6, che esprimono la relazione tra la quota altimetrica z e la superficie A di bacino che si trova ad una quota superiore a z . Come si vede, al decrescere della quota aumentano le superfici tributarie della quota stessa, mentre i tratti orizzontali sono associati ai bruschi aumenti di portata (e, quindi, di superficie tributaria) determinati dagli sbocchi di affluenti nel corso d'acqua principale. Infine, la quota z_0 , eventualmente coincidente con il livello del mare, rappresenta la quota cui si riferisce lo studio.

Il volume d'acqua V disponibile ad una certa quota risulta, evidentemente, legato alla superficie tributaria A dalla relazione

$$V = \gamma h A \quad (8.9)$$

dove h è la piovosità media e γ è un coefficiente di riduzione, compreso tra 0 ed 1, che tiene conto dell'assorbimento medio del terreno e dell'evaporazione. Di conseguenza, l'area sottostante alla curva di Fig. 8.6 rappresenta l'energia ottenibile dal bacino essendo

$$E = \int_V \eta \rho g (z - z_0) dV = \eta \rho g \gamma h \int_A \Delta z dA \quad (8.10)$$

in quanto dalla (8.9) si ha $dV = \gamma h dA$. Pertanto, lo sfruttamento ottimale del bacino si realizzerà inscrivendo nel diagramma caratteristico un certo numero di rettangoli, associati alle diverse centrali idroelettriche in serie, in modo da ricoprire il più possibile l'area a disposizione. Così, nella Fig. (8.6) la centrale 1 si trova alla quota z_0 e sfrutta la caduta $\Delta z = z_1 - z_0$, mentre la centrale 2 si trova alla quota z_1 e sfrutta la caduta $\Delta z = z_2 - z_1$. Nella fattispecie, la realizzazione di una terza centrale alla

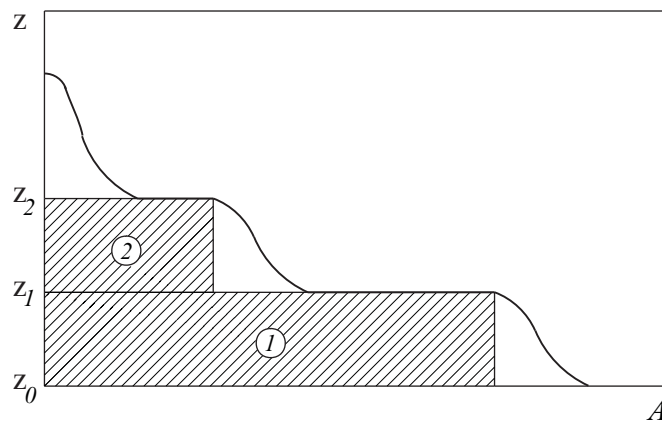


Figura 8.6: Diagramma caratteristico di un bacino idrico.

quota z_2 non è stata giudicata conveniente, data la ridotta area aggiuntiva sfruttabile e la necessità di creare un ulteriore invaso ad alta quota.

8.2.6 Mini idroelettrico

Sebbene gli impianti idroelettrici non emettano sostanze inquinanti, le opere idrauliche necessarie al loro funzionamento interferiscono col paesaggio e la difesa del territorio dalle piene, mentre l'utilizzo energetico dell'acqua condiziona gli usi concorrenti (irrigui, domestici ed industriali). Infine, anche in presenza di bacini naturali (condizione peraltro rara), l'ecosistema del bacino a valle può risentire della immissione di acque provenienti dal bacino a monte per una via più diretta di quella naturale. Le acque che attraversano le centrali, infatti, non fanno in tempo a riscaldarsi e, quindi, sono più fredde di quelle provenienti dalla via naturale. Per quanto riguarda poi gli effetti differiti, appare emblematico il caso dello sbarramento sul Nilo ad Assuan. Lo sbarramento ha consentito la costruzione di un grande impianto idroelettrico, ma ha anche bloccato il naturale fluire del limo e, quindi, ha reso più sterili i terreni. Così, parte dell'energia elettrica ricavata dallo sbarramento deve essere utilizzata per produrre fertilizzanti che compensino l'impovertimento dei terreni causato dallo sbarramento stesso. Non si deve dimenticare, infine, che la costruzione di bacini non è del tutto priva di rischi. Anche senza tornare con la memoria al disastro del Vajont, bisogna tenere presente che disastri collegati allo sfruttamento dell'energia idroelettrica non sono infrequenti su scala planetaria.

A causa dell'impatto ambientale, ormai chiaramente percepito, la realizzazione di nuovi impianti idroelettrici di grande taglia non incontra il favore delle popolazioni che risiedono in vicinanza delle località prescelte. Del resto, lo sfruttamento della fonte idroelettrica in Italia è vicino alla saturazione. L'Italia, infatti, ha una superficie $A \cong 300.000 \text{ km}^2$, una piovosità media annua $h \cong 1.000 \text{ mm}$ ed un'altitudine media sul livello del mare $\Delta z \cong 500 \text{ m}$. Di conseguenza, se tutta l'acqua meteorica fosse immediatamente canalizzata e utilizzata al livello del mare, si arriverebbe ad una produzione teorica di energia idroelettrica pari a

$$\begin{aligned} E &= (\eta \rho g \Delta z) V = (\eta \rho g \Delta z) (A h) \\ &= (0,8 \cdot 10^3 \cdot 9,8 \cdot 500) (3 \cdot 10^{11} \cdot 1) \\ &= 11,8 \cdot 10^{17} \frac{\text{J}}{\text{anno}} = 330 \cdot 10^9 \frac{\text{kWh}}{\text{anno}} = 330 \frac{\text{TWh}}{\text{anno}} \end{aligned}$$

Poiché, in media, solo il 25% circa dell'acqua caduta è utilizzabile ($\gamma \cong 0,25$), la producibilità si riduce a non più di 1/4 del valore massimo ipotizzabile, cioè a 82,5 TWh/anno (contro il già menzionato valore di 47,5 TWh/anno nel 2009 per la pro-

duzione idroelettrica italiana da apporti naturali nel 2009). Tenuto conto anche delle oscillazioni annuali di piovosità, la differenza tra l'energia ottenibile e l'energia effettivamente prodotta è probabilmente dovuta a situazioni nelle quali ulteriori grandi opere di captazione sarebbero abbastanza dannose per l'ambiente. In presenza di tante difficoltà tecniche ed ambientali, le uniche possibilità realistiche di un ulteriore sfruttamento dell'energia idroelettrica in Italia sembrano limitate alla realizzazione di mini impianti idroelettrici.

Nei mini impianti sono possibili soluzioni non invasive (come gruppo turbina ed alternatore sommersi o derivazioni di lunghezza ridotta) e, di conseguenza, si limitano notevolmente gli impatti sul territorio. Inoltre, con l'introduzione di telecontrollo e telecomando, i mini impianti possono essere fatti funzionare in piena autonomia o, comunque, in regime di sola sorveglianza delegando al personale unicamente le attività di manutenzione ordinaria e straordinaria. Infine, con il mutare del quadro legislativo, gli stimoli alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili hanno reso competitivi questi impianti, le cui concessioni sono ora molto contese sul mercato. (Come si è visto nel Paragrafo 5.4, i titolari di piccoli impianti idroelettrici qualificati IAFR - Impianto Alimentato da Fonti Rinnovabili hanno, a disposizione modalità di sfruttamento molto convenienti quali: i Certificati Verdi, lo Scambio sul Posto e la Tariffa Fissa Onnicomprensiva).

In tale contesto, è molto importante inquadrare in maniera rapida e sintetica i bacini idraulici in cui è più facilmente sviluppabile la produzione idroelettrica con mini impianti. A questo fine, occorre valutare il potenziale idroelettrico residuo tenendo conto degli usi concorrenti (idroelettrici già in essere, irrigui, domestici ed industriali) e dei vincoli non tecnologici (sul Deflusso Minimo Vitale, sui parchi naturali, sulle aree protette e così via). La mappa risultante per i diversi bacini in cui il territorio nazionale è suddiviso è riportata in Fig. 8.7. (Per la redazione della mappa è stato utilizzato il prodotto denominato "MiniHydro" realizzato da RSE grazie al finanziamento del Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico nell'ambito dell'Accordo di Programma tra CESI RICERCA ed il Ministero dello Sviluppo Economico - DGGERM stipulato in data 21 giugno 2007 in ottemperanza del DL 73/07). Come si può osservare, le zone di più elevato potenziale si localizzano lungo l'arco alpino ed in alcuni bacini appenninici, dove si hanno salti geodetici e piovosità consistenti.

Il valore complessivo della producibilità idroelettrica massima, ottenuto con la metodologia sviluppata per la redazione della mappa, è pari a circa 200 TWh/anno. Se però si assume, di nuovo, che solo una frazione dell'ordine del 25% del totale sia realmente sfruttabile, si ottiene un valore di producibilità residua di $0,25 \cdot 200 = 50$ TWh/anno, non molto lontano dalla stima qualitativa precedente di $(82,5 - 47,5 =) 35$ TWh/anno. Infine, se si ritiene di limitare l'indagine alle sole situazioni di provata convenienza economica, i dati forniti dall'ENEA dimostrano l'esistenza di

8.2. ENERGIA IDRAULICA

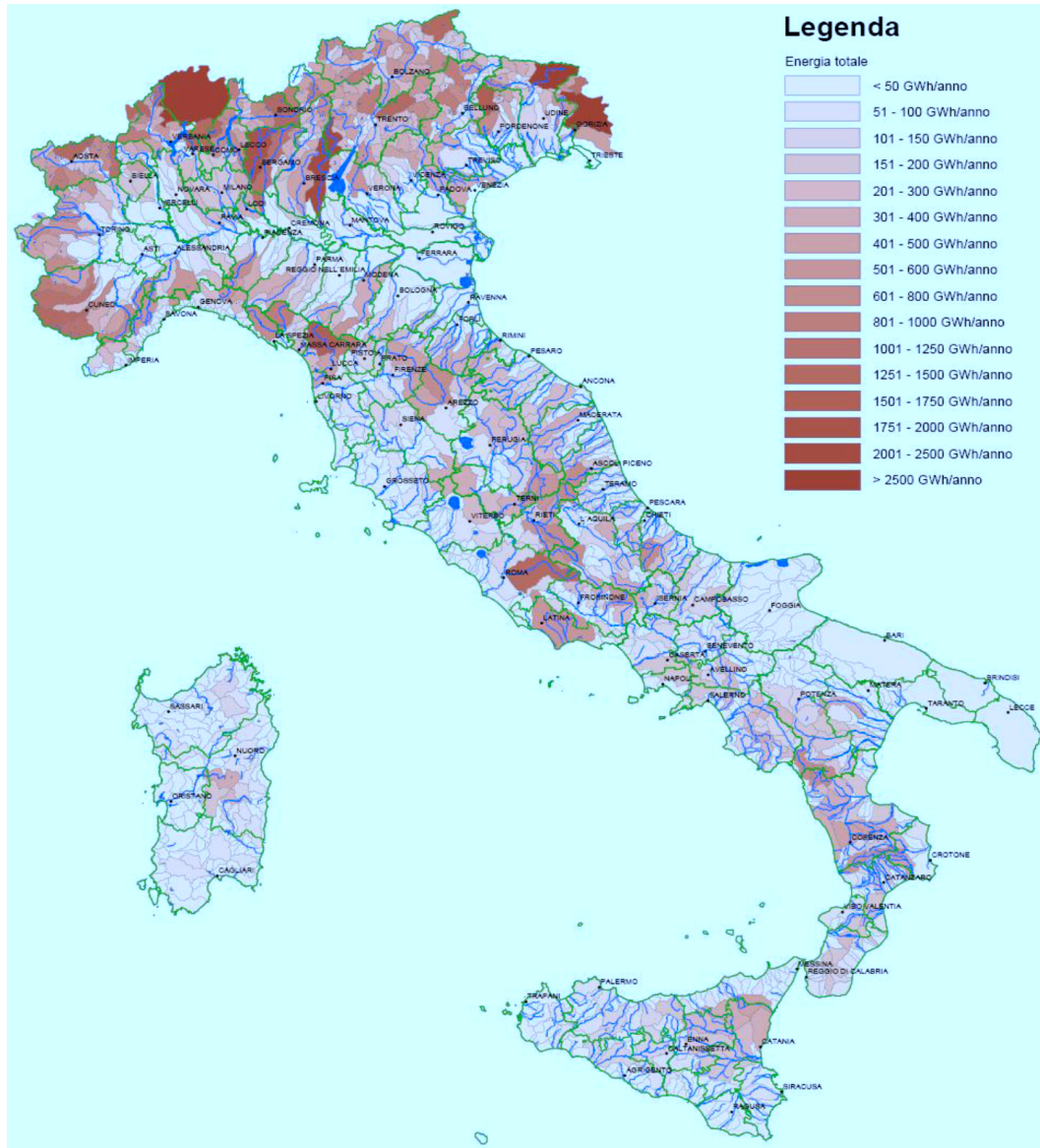


Figura 8.7: Mappa del potenziale idroelettrico residuo nei diversi bacini in cui l'Italia può essere suddivisa [Fonte RSE].

circa 900 siti (la metà dei quali in aree urbane o suburbane), che permetterebbero una produzione di energia complessiva di circa 1,9 TWh/anno con costi di generazione non superiori a 5 centesimi di euro per chilowattora.

8.3 ENERGIA EOLICA

L'energia eolica può essere sfruttata tramite gli aeromotori, che sono apparecchiature adatte a trasformare in lavoro, mediante una turbina eolica, una frazione dell'energia cinetica posseduta dalla vena fluida. Se, come succede nella maggior parte delle applicazioni, gli aeromotori vengono accoppiati ad alternatori, si parla di sistemi di aerogenerazione elettrica o, più semplicemente, di aerogeneratori. Nelle centrali eoliche (spesso chiamate parchi eolici), più aerogeneratori di potenza elettrica unitaria compresa tra 500 e 1.500 kW sono posti in file perpendicolari alla direzione prevalente del vento. Per evitare interferenze aerodinamiche, le distanze tra le turbine sono dell'ordine di 2-3 diametri l'una dall'altra. Se poi si ha una disposizione su più file, la distanza necessaria a minimizzare gli effetti delle scie delle turbine a monte sulle turbine a valle è dell'ordine dei dieci diametri.

Nonostante lo stadio avanzato di sviluppo raggiunto dalla tecnologia eolica, fino a qualche anno fa le prospettive del suo sfruttamento in Italia apparivano abbastanza modeste, a causa del numero relativamente limitato di siti con venti forti e costanti. L'introduzione degli incentivi per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili ha però cambiato completamente il quadro di riferimento, rendendo economicamente vantaggiosa anche la produzione di energia eolica su piccola scala. I titolari di piccoli impianti eolici qualificati IAFR, come i già citati titolari di piccoli impianti idroelettrici, possono scegliere tra Certificati Verdi, Scambio sul Posto e Tariffa Fissa Onnicomprensiva. Inoltre, per venire incontro ad una domanda divenuta potenzialmente vasta, l'industria ha immesso di recente sul mercato mini impianti eolici "chiavi in mano" di potenza compresa tra 1 e 3 kW e, quindi, adatti a soddisfare le esigenze di una normale famiglia od, eventualmente, di una piccola impresa.

Infine, non va dimenticato che non esistono serie controindicazioni ambientali all'utilizzo dell'energia eolica in quanto gli impatti sono dovuti, essenzialmente, alle dimensioni degli aeromotori ed al rumore associato al loro funzionamento. Negli ultimi anni, gli incentivi e l'assenza di seri ostacoli ambientali hanno fatto lievitare la potenza eolica installata in Italia che, nel 2009, ha superato i 4,8 GW (pari a circa il 4,7% della potenza elettrica netta totale con un incremento di oltre il 37% sul 2008). A sua volta, l'energia eolica netta prodotta nel 2009 è stata dell'ordine di 6,1 TWh (pari a circa il 2,1% dell'energia elettrica netta totale con un incremento di oltre il 25% sul 2008).

8.3.1 Caratteristiche del vento

L'energia del vento è legata al movimento delle masse d'aria atmosferica che si spostano da aree ad alta pressione ad aree a bassa pressione. Intensità e direzione del

vento dipendono, quindi, da molti fattori dei quali il principale è l'irraggiamento solare, responsabile del riscaldamento e delle conseguenti variazioni di densità dell'aria. Un altro fattore è il movimento di rotazione della Terra (e la risultante accelerazione di Coriolis), responsabile delle deviazioni subite dai venti che, su larga scala, presentano componenti di velocità non nulle rispetto alla direzione dei meridiani. Infine, altri fattori non trascurabili sono l'orografia, che causa deviazioni locali, e gli attriti di contatto con la superficie terrestre, che dissipano parte dell'energia cinetica posseduta dalla vena fluida. Ad esempio, come schematizzato in Fig. 8.8, gli ostacoli naturali creano accelerazioni e decelerazioni locali, mentre gli spessori dello strato limite diminuiscono passando dalle città, alla campagna ed al mare. Di conseguenza, è più facile trovare siti eolici favorevoli in cima ad un rilievo (zona di massima velocità) o sul mare ed in pianura (zone con ridotto spessore dello strato limite) mentre, al contrario, non appaiono promettenti i siti cittadini e le zone basse ai piedi dei rilievi.

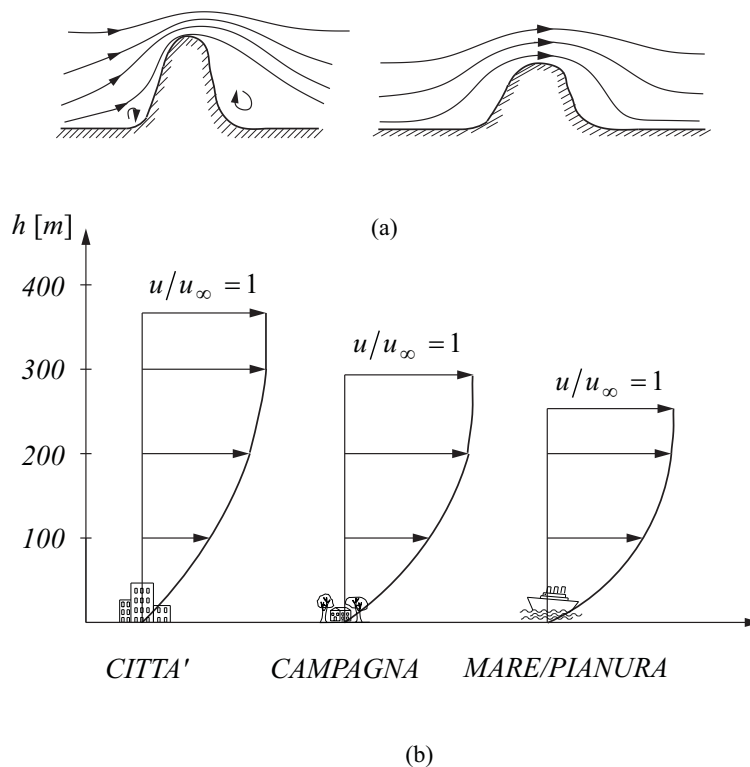


Figura 8.8: Effetti locali sul vento: (a) ostacoli naturali e (b) influenza della superficie.

Nella progettazione di impianti eolici è, comunque, necessario fare riferimento a dati anemometrici organizzati in maniera opportuna e raccolti durante intervalli di tempo abbastanza lunghi. Per individuare le macro aree più ventose, ad esempio,

8. ENERGIE IDRAULICA, EOLICA E GEOTERMICA

possono risultare utili le mappe della velocità media annuale del vento del tipo di quella riportata in Fig. 8.9. (Per la redazione della mappa è stato utilizzato il prodotto denominato “Atlante Eolico Interattivo” realizzato da RSE grazie al finanziamento del Fondo di Ricerca per il Sistema Elettrico nell’ambito dell’Accordo di Programma tra CESI RICERCA ed il Ministero dello Sviluppo Economico - DGERM stipulato in data 21 giugno 2007 in ottemperanza del DL 73/07).

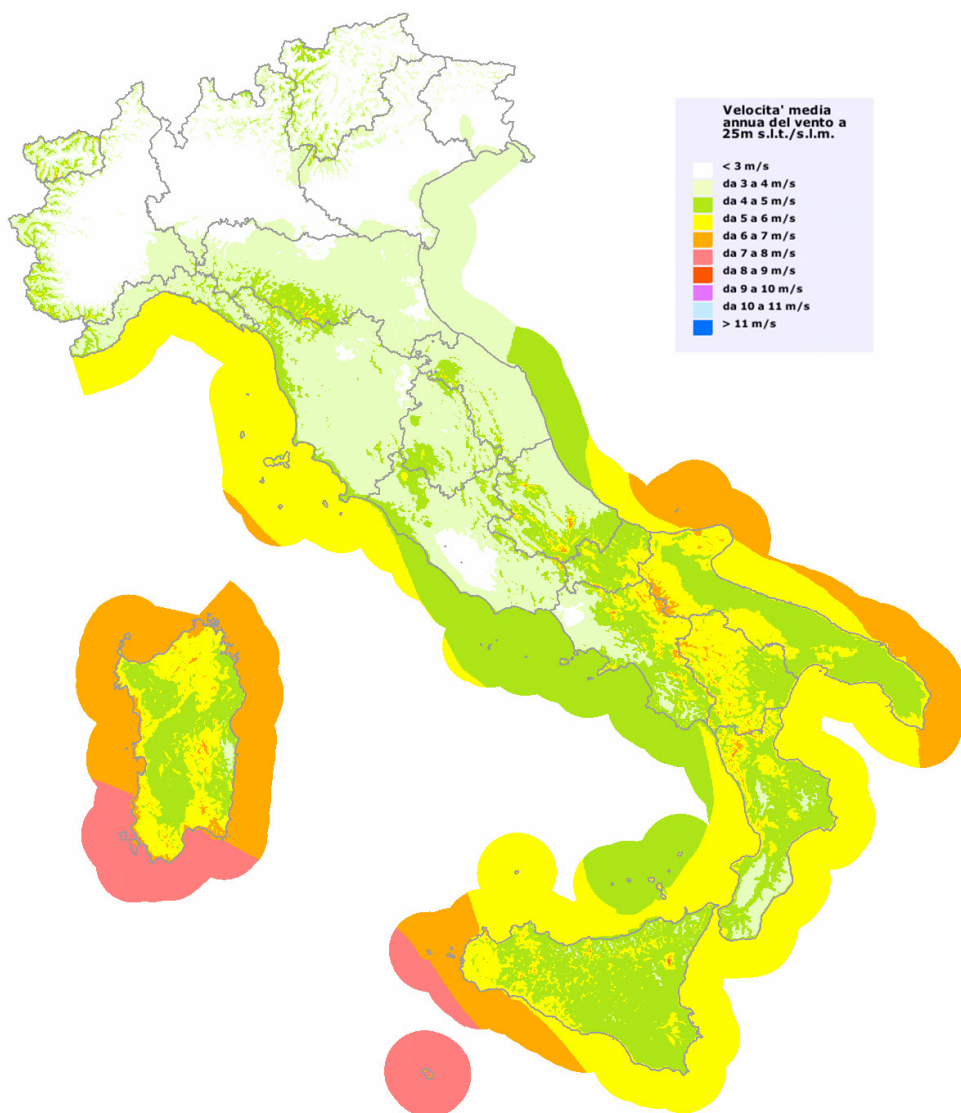


Figura 8.9: Mappa delle velocità medie annuali del vento in Italia a 25 metri sul livello del terreno [Fonte RSE].

All'interno delle aree più promettenti è, comunque, necessario fare riferimento ai dati locali relativi ai possibili siti di installazione. A questo proposito, sono di particolare interesse le curve di durata delle velocità del vento e le "rose dei venti". Una tipica curva di durata delle velocità del vento medie giornaliere, indicate con il simbolo c , ha l'andamento illustrato in Fig. 8.10 e, come tutte le curve di durata, consente la determinazione del numero di giorni all'anno nei quali viene superato il valore di un certo parametro (in questo caso, appunto, una data velocità media giornaliera). Insieme alla curva di durata delle velocità medie giornaliere, viene generalmente diagrammata anche la curva della potenza disponibile per unità di superficie in una vena fluida: $P'' = P/A$, ovvero la curva della potenza specifica della vena. La potenza specifica è il prodotto dell'energia cinetica media $(1/2)\rho c^2$ per la velocità media e , di conseguenza, si ha $P'' = (1/2)\rho c^3$. Pertanto, la curva della potenza specifica $P'' = P''(\vartheta)$ può essere ricavata immediatamente dalla curva di durata $c = c(\vartheta)$. L'area sottesa dalla curva della potenza specifica tra due valori del tempo (segnata a tratteggio in Fig. 8.10), rappresenta poi l'energia massima ricavabile, per unità di superficie, nell'intervallo temporale considerato.

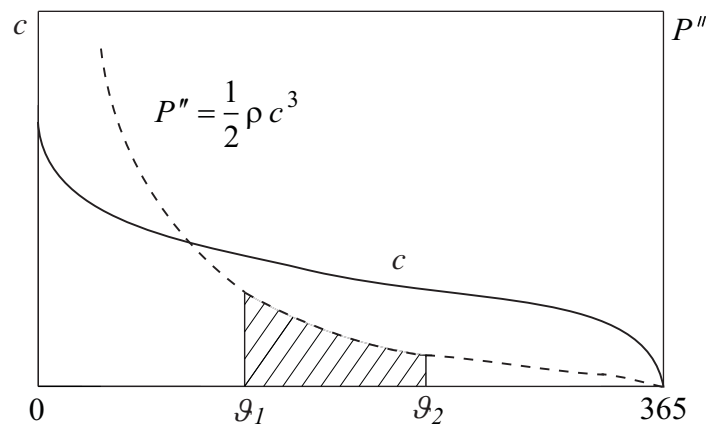


Figura 8.10: Tipiche curve di durata della velocità e della potenza specifica del vento.

Una tipica rosa dei venti ha l'andamento illustrato in Fig. 8.11. Si tratta di un diagramma polare costruito suddividendo l'orizzonte in settori e riportando, per ogni settore, la frequenza percentuale annuale con cui il vento soffia da una direzione compresa nel settore stesso. Ad esempio, dalla Fig. 8.11 si deduce che la direzione dominante è Nord-Est e, quindi, Nord-Est è l'orientamento ottimale per un eventuale aeromotore sensibile alla direzione di provenienza del vento. In questo modo, tra l'altro, si privilegia l'intensità oltre alla durata, poiché l'esperienza insegna che la direzione dominante è anche quella da cui provengono i venti di maggiore intensità.

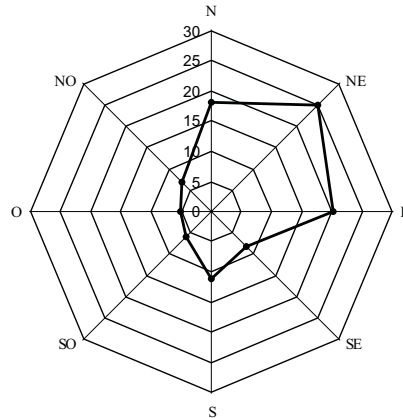


Figura 8.11: Tipica rosa dei venti, ovvero curva di frequenza delle direzioni del vento.

8.3.2 Aeromotori

Gli aeromotori possono essere divisi in due classi a seconda che l'asse di rotazione sia verticale od orizzontale. Gli aeromotori di entrambe le classi sfruttano l'azione aerodinamica esercitata dal vento su pale le cui sezioni, attualmente, sono veri e propri profili alari. Gli aeromotori ad asse verticale, rappresentati nella Fig. 8.12, hanno il pregio della semplicità in quanto non richiedono di essere orientati nella direzione del vento. In compenso, rispetto agli aeromotori ad asse orizzontale, raccolgono una frazione minore dell'energia cinetica posseduta dalla corrente fluida che li investe.

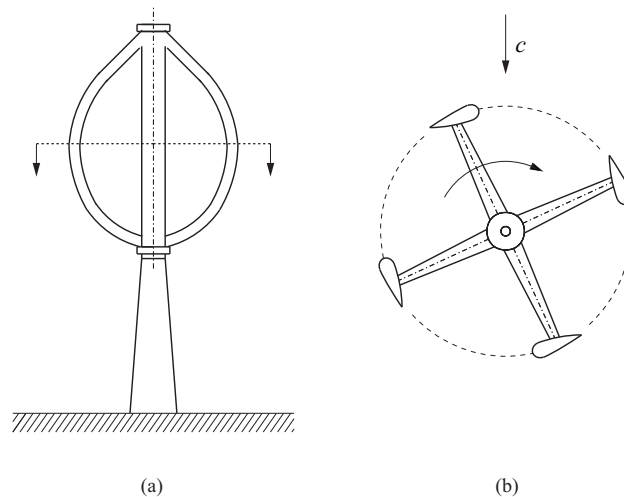


Figura 8.12: Aeromotori ad asse verticale: (a) vista frontale e (b) sezione palare.

Gli aeromotori ad asse orizzontale, rappresentati nella Fig. 8.13, sono la categoria più nota e diffusa. La turbina ha, di solito, un numero di pale compreso tra 2 e 4, e richiede una progettazione strutturale ed aerodinamica molto evoluta, soprattutto nelle utilizzazioni in cui sono previsti accoppiamenti con generatori sincroni collegati alla rete elettrica. In quest'ultimo caso, inoltre, gli aerogeneratori devono essere corredati di sistemi di regolazione che mantengano costante la velocità di rotazione anche in presenza di variazioni molto forti nella velocità del vento.

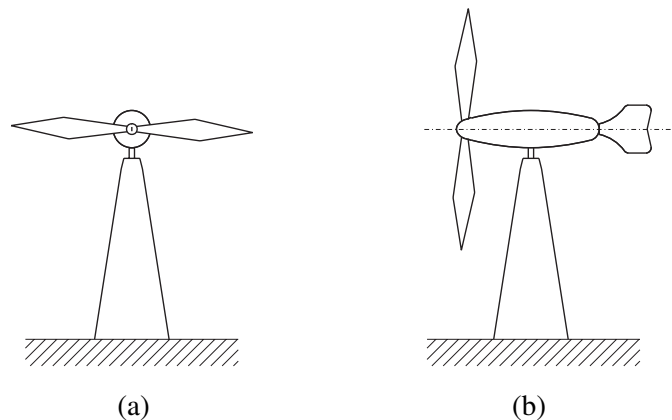


Figura 8.13: Aeromotori ad asse orizzontale: (a) vista frontale e (b) vista laterale.

Il principio di funzionamento degli aeromotori è illustrato chiaramente nella Fig. 8.14 dove, per semplicità, si fa riferimento al profilo alare risultante dalla sezione meridiana di una pala d'aeromotore ad asse orizzontale. La velocità di trascinamento della pala in corrispondenza al raggio r è data dal prodotto

$$u = \omega r \quad (8.11)$$

della velocità angolare di rotazione ω per il raggio stesso. La velocità u , componendosi con la velocità assoluta del vento c (non in scala nella figura), dà origine ad una velocità relativa w , ben evidenziata dal triangolo di velocità. L'azione aerodinamica si traduce in una portanza Π , ortogonale alla velocità relativa, ed in una resistenza R , diretta come la velocità relativa. Nei profili alari la portanza è molto maggiore della resistenza e, di conseguenza, la risultante F presenta una componente utile F_u che mantiene la rotazione. Come si può intuire, l'azione aerodinamica dipende dall'angolo di incidenza α che, a sua volta, è legato all'angolo di calettamento β ed al rapporto tra velocità di trascinamento e velocità del vento. Nella progettazione, si fa in modo che l'angolo di incidenza nominale sia basso e che il rapporto delle velocità

$$\frac{u}{c} = \frac{\omega D}{2c} \quad (8.12)$$

alla sommità della pala sia elevato. In questo modo la turbina ruota velocemente aumentando le possibilità di contatto tra pale e corrente e, di conseguenza, sfrutta meglio l'energia cinetica della vena fluida. Dalla Fig. 8.14 si deduce che, per α basso ed u/c elevato, l'angolo di calettamento β all'apice è piccolo. Al ridursi del raggio, tuttavia, la velocità di trascinamento della pala si riduce e, di conseguenza, l'angolo di calettamento deve aumentare per mantenere basso l'angolo d'incidenza. Le pale delle turbine eoliche, infatti, sono generalmente svergolate, e ciò rende costosa la loro costruzione.

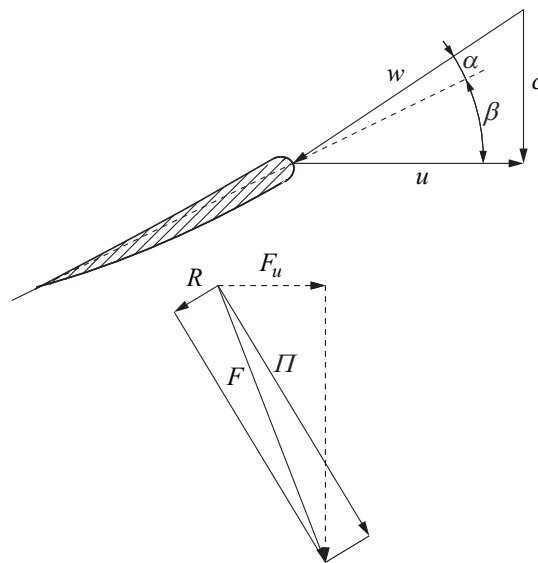


Figura 8.14: Sezione meridiana di una pala d'aeromotore ad asse orizzontale: triangolo delle velocità ed azioni aerodinamiche.

Il principio di funzionamento degli aeromotori ad asse verticale è analogo a quello degli aeromotori ad asse orizzontale. L'analisi, però, è più complessa in quanto, al variare della coordinata angolare, la velocità relativa cambia in valore assoluto e direzione. Mediante uno studio fondato sui triangoli delle velocità si può, tuttavia, verificare che in tutte le posizioni viene conservata una componente utile F_u non negativa.

8.3.3 Potenza prodotta dagli aeromotori

Il calcolo della potenza prodotta da un aeromotore è fondato sull'applicazione del bilancio dell'energia meccanica alla vena fluida che attraversa il raggio d'azione della turbina. Per un aeromotore ad asse orizzontale, schematizzato nella Fig. 8.15, il

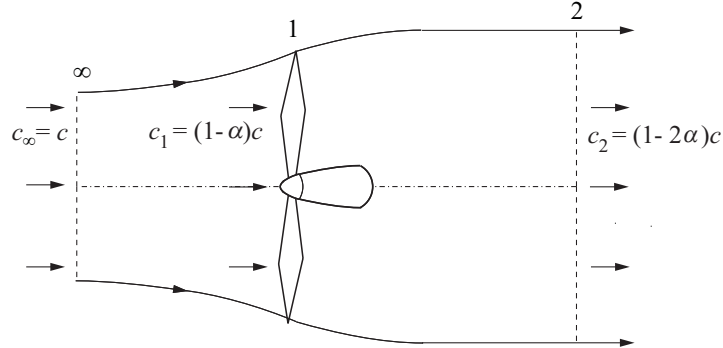


Figura 8.15: Schematizzazione fluidodinamica di un aeromotore.

bilancio dell'energia meccanica può essere scritto nella forma

$$L' = - \int_{p_\infty}^{p_2} v dp - |R'| - \frac{c_2^2 - c_\infty^2}{2} - g(z_2 - z_\infty) \quad (8.13)$$

dove L' ed $|R'|$ sono, rispettivamente, il lavoro tecnico e le perdite per unità di massa d'aria, z è la quota, p è la pressione e c è la velocità dell'aria. Pertanto, se si assume $c_\infty \cong c$, $z_\infty \cong z_2$ e $p_\infty \cong p_2$, dalla (8.13) si ottiene

$$P = \dot{m}L' \cong \dot{m} \left(\frac{c^2 - c_2^2}{2} - |R'| \right) \quad (8.14)$$

Per determinare la potenza massima ricavabile si può, innanzitutto, porre $|R'| = 0$ nella Eq. (8.14) e, successivamente, esprimere la velocità c_2 e la portata di massa \dot{m} in funzione della velocità del vento c e del fattore di interferenza a .

Il fattore di interferenza, definito con riferimento alla Fig. 8.15, è una misura del rallentamento subito dalla vena fluida per effetto dell'aeromotore. Essendo $c_1 = (1 - a)c$, risulta infatti

$$a = 1 - \frac{c_1}{c} \quad (8.15)$$

Poiché è possibile dimostrare che il rallentamento si ripartisce uniformemente tra monte e valle, si ha $c_1 = (c + c_2)/2$, e quindi anche $c_2 = (1 - 2a)c$. Di conseguenza, si deduce che $a = 0,5$ è il valore massimo del fattore di interferenza in quanto, per tale valore, si ha il blocco del flusso nella sezione 2.

Dall'equazione di continuità e dalla Fig. 8.15 si ha

$$\frac{c^2 - c_2^2}{2} = \frac{c^2}{2} [1 - (1 - 2a)^2] = 2a(1 - a)c^2 \quad (8.16)$$

e

$$\dot{m} = \rho c_1 A_1 = \frac{\pi}{4}(1-a)\rho c D^2 \quad (8.17)$$

dove D è il diametro del cerchio circoscritto alla girante ed a è necessariamente compreso tra 0 ed $1/2$. Sostituendo la (8.16) e la (8.17) nella (8.14) si ottiene l'espressione della potenza ottenuta

$$P = \dot{m} \frac{c^2 - c_2^2}{2} = \frac{\pi}{2} a(1-a)^2 \rho c^3 D^2 \quad (8.18)$$

Il flusso di energia cinetica attraverso una vena fluida indisturbata, di area uguale al cerchio circoscritto alla girante, rappresenta la potenza massima ottenibile ed è pari a

$$P_{max} = P'' A_1 = \frac{1}{2} \rho A_1 c^3 = \frac{\pi}{8} \rho c^3 D^2 \quad (8.19)$$

Il rendimento dell'aeromotore è dato dal rapporto tra la potenza ottenuta e la massima potenza ottenibile

$$\eta = \frac{P}{P_{max}} = 4a(1-a)^2 \quad (8.20)$$

Per valori bassi di a , l'aeromotore elabora una portata elevata [Eq. (8.17)] ma sfrutta poco l'energia cinetica della corrente [Eq. (8.16)]. Viceversa, per valori elevati di a l'energia cinetica è ben sfruttata, ma la portata di attraversamento è ridotta. Il punto di massimo rendimento teorico si ottiene derivando, rispetto ad a , l'espressione (8.20) ed eguagliando la derivata a zero. Si ha così $a = 1/3$ e, per tale valore, si ottiene $\eta_{max} \cong 0,593$. Naturalmente, nella pratica, il rendimento massimo teorico non è raggiungibile a causa degli attriti idraulici e meccanici.

Come illustrato in Fig. 8.16, sia il rendimento teorico sia il rendimento reale possono essere rappresentati in funzione del rapporto u/c tra la velocità periferica del rotore $u = \omega D/2$ e la velocità c del vento. (Va, tuttavia, notato che nei diagrammi di questo tipo, riportati nella letteratura tecnica, il rendimento η dell'aeromotore viene spesso indicato col simbolo C_P e chiamato coefficiente di potenza).

Nel caso della curva teorica si ha che, all'aumentare di u a parità di c , il rendimento aumenta in quanto aumentano, come si è detto, le possibilità di contatto tra pale e corrente e, quindi, le possibilità di sfruttamento dell'energia cinetica. Nel caso della curva reale, le variazioni del rendimento in funzione del rapporto u/c vanno interpretate nella maniera seguente. Si supponga, ad esempio, che la velocità di trascinamento sia costante e che, come indicato nella Fig. 8.16, la velocità periferica di progetto sia pari a 5 volte la velocità nominale del vento. Al diminuire della velocità del vento sotto il valore di progetto, il rapporto u/c aumenta ma, al di sotto

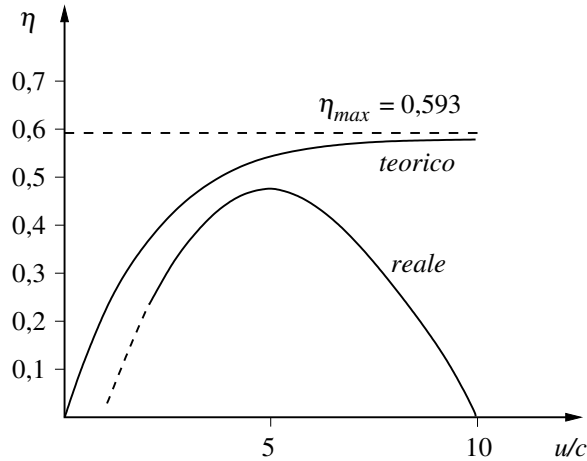


Figura 8.16: Rendimento di un aeromotore in funzione del rapporto u/c .

di un certo valore di c (corrispondente alla velocità di avviamento) non è più possibile mantenere in funzione la macchina, e quindi η si annulla.

Quando invece la velocità del vento aumenta oltre il valore di progetto, il rapporto u/c si abbassa facendo aumentare l'angolo d'incidenza oltre il valore ottimale. Dalla teoria dei profili alari si ha che aumenti dell'angolo d'incidenza sopra al valore ottimale innescano il fenomeno dello stallo, caratterizzato da un aumento progressivo del rapporto tra resistenza e portanza. Il funzionamento diventa così irregolare ed il rendimento si abbassa. In ogni caso, al di sopra di un certo valore di c (corrispondente alla velocità di taglio), l'aeromotore deve essere messo in condizione di sicurezza, ad esempio mediante sistemi di eclissamento delle pale o della girante, per evitare sollecitazioni meccaniche eccessive. Le sollecitazioni indotte sui profili palari crescono, infatti, con il quadrato della velocità dell'aria e, ad esempio, per velocità triple di quella di progetto diventano nove volte più grandi delle sollecitazioni nominali.

Esempio 8.1 Con riferimento ai valori rappresentativi: $\eta = 0,5$, $\rho = 1,1 \text{ kg/m}^3$ ed alla velocità nominale del vento $c = 11 \text{ m/s}$, si determinino la potenza specifica nominale P'' , il diametro D dell'aeromotore necessario a produrre una potenza nominale $P = 300 \text{ kW}$, e si confrontino i risultati ottenuti con i valori statistici della producibilità annuale E di questo tipo di impianti.

Soluzione

Con riferimento all'Eq. (8.19) si ha una potenza specifica nominale

$$P'' = \frac{P}{A_1} = \eta \frac{1}{2} \rho c^3 = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 11^3 = 366 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

Per ottenere la potenza nominale voluta occorre, quindi, un'area pari a

$$A = \frac{P}{P''} = \frac{300}{0,366} = 820 \text{ m}^2$$

ovvero, un diametro dell'aeromotore

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} A} = \sqrt{\frac{4}{\pi} 820} = 32,3 \text{ m}$$

Con gli aeromotori reali, si ottengono valori indicativi della producibilità annuale compresi nell'intervallo tra:

- 500 kWh/(m² anno) in zone con venti intensi e
- 100 kWh/(m² anno) in zone con venti deboli.

Poiché, come si è visto dai calcoli, con una velocità nominale del vento $c = 11$ m/s (e, quindi, in una zona con venti intensi), si ha una potenza specifica nominale pari a 0,366 kW/m², la producibilità massima annuale nella zona con venti intensi considerata nell'esempio ha ordine di grandezza

$$E = P'' \Delta\vartheta = 0,366 \cdot 24 \cdot 365 = 3.206 \text{ kWh}/(\text{m}^2 \text{ anno})$$

pari al prodotto della potenza specifica nominale per il numero di ore in un anno.

Il rapporto di disponibilità tra producibilità reale di 500 kWh/(m² anno) e producibilità massima di 3.206 kWh/(m² anno) è dell'ordine di $(500/3206 \cong) 0,16$ e, quindi, è comparabile con l'analogo rapporto di disponibilità dell'energia solare.

8.3.4 Controllo della potenza degli aerogeneratori

Se l'aeromotore è accoppiato ad un generatore elettrico a corrente alternata sincrono, la velocità angolare ω è rigidamente legata alla frequenza della corrente prodotta. Di conseguenza, le rapide oscillazioni di potenza determinate dalle fluttuazioni del vento si traducono immediatamente in oscillazioni di coppia meccanica sul rotore. Per questo motivo, nei piccoli impianti collegati alla rete elettrica si preferisce utilizzare generatori asincroni. I generatori asincroni sono, concettualmente, dei motori elettrici usati come generatori in quanto viene loro fornito lavoro meccanico per mantenere la rotazione a velocità leggermente superiori a quella di sincronismo. Pertanto, con i generatori asincroni si possono avere piccole variazioni di velocità rispetto alla velocità di sincronismo, e tali variazioni consentono di smorzare le oscillazioni di coppia meccanica sul rotore.

I generatori sincroni, invece, trovano impiego nei grandi impianti dove è importante ridurre l'assorbimento di potenza reattiva dalla rete, ed in applicazioni isolate dove non si dispone di rete. Va notato, tuttavia, che hanno cominciato a diffondersi anche generatori sincroni a velocità variabile e, quindi, capaci di mantenere il rapporto u/c in condizioni prossime a quelle di massimo rendimento. Tali generatori devono, comunque, essere accoppiati a convertitori elettronici di potenza che adeguano la frequenza della corrente in uscita alla frequenza di rete.

Come si è visto in precedenza, la potenza producibile cresce con il cubo della velocità del vento. Dal punto di vista economico, però, non è conveniente dimensionare l'alternatore in base alla ventosità massima, che si avrà solo per pochi giorni all'anno. Di conseguenza, la potenza della turbina eolica viene generalmente mantenuta costante al di sopra di un valore nominale di velocità del vento (solitamente compreso tra i 12 e 16 m/s) cui corrisponde la potenza nominale dell'alternatore.

Con gli aerogeneratori più piccoli (e, quindi, dotati di navicelle di sommità a ridotto momento d'inerzia rispetto all'asse verticale), è possibile limitare la potenza variando rapidamente l'angolo d'imbardata (angolo tra velocità del vento ed asse del rotore).

Con gli aerogeneratori medio-grandi, la maniera più semplice per limitare la potenza è quella di progettare le pale in modo che raggiungano la condizione di stallo aerodinamico immediatamente al di sopra della velocità nominale. Dopo lo stallo si ha, infatti, una riduzione della portanza ed un contemporaneo aumento della resistenza, con le conseguenti riduzioni del rendimento e della potenza producibile.

Un'alternativa più valida dal punto di vista energetico, utilizzata per le macchine di maggior pregio, è quella di controllare attivamente il calettamento delle pale mediante un servocomando che fa ruotare ciascuna pala (tutta od in parte) intorno al proprio asse. Con velocità del vento superiori a quella nominale, la variazione del calettamento riduce l'angolo medio di incidenza e, quindi, riduce insieme portanza e resistenza con l'evidente vantaggio di limitare la potenza senza ridurre eccessivamente il rendimento.

Ovviamente, il controllo attivo del calettamento consente di ottenere rendimenti migliori anche alle basse velocità del vento e, quindi, conduce a curve di potenza più piatte. Tuttavia, può essere interessante notare che, alle basse velocità del vento, anche un rotore a calettamento fisso può funzionare regolarmente, poiché i profili alari ben progettati danno luogo a portanze positive anche con angoli d'incidenza negativi (purché non troppo grandi in valore assoluto). Quest'ultimo requisito è sempre soddisfatto quando si opera con angoli di calettamento nominali bassi. Infatti, anche nella condizione estrema di $u/c \cong \infty$, si ha $\alpha \cong -\beta$ (e, quindi, non troppo grande in valore assoluto), almeno nella situazione illustrata in Fig. 8.14 dove α e β sono misurati a partire dalla direzione ideale del profilo.

La curva caratteristica di un aeromotore esprime la potenza ottenuta in funzione della velocità del vento, ed ha un andamento del tipo illustrato nella Fig. 8.17. In tale curva sono ben visibili gli effetti della limitazione di potenza al di sopra della velocità nominale del vento. Inoltre, sono facilmente individuabili anche una velocità minima (velocità di “cut-in”) al di sotto della quale il vento non è sufficiente a vincere gli attriti ed a produrre potenza utile, ed una velocità massima (velocità di “cut-off”) al di sopra della quale l’entità delle sollecitazioni meccaniche obbliga a fermare la turbina.

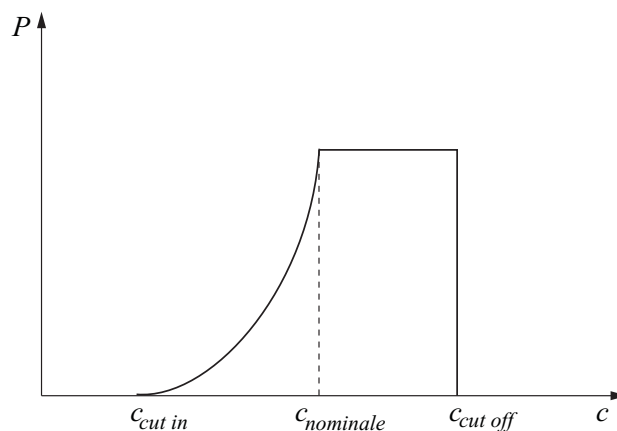


Figura 8.17: Curva caratteristica di un aeromotore in funzione della velocità del vento.

8.3.5 Energia producibile da un aeromotore

La potenza sviluppata da un aeromotore nell’arco dell’anno dipende dal livello di ventosità. Pertanto, al fine di stimare l’energia producibile, la curva caratteristica dell’aeromotore deve essere combinata con i diagrammi di ventosità seguendo la procedura descritta nel seguito.

Con riferimento alla Fig. 8.10 e ad una velocità del vento $c = c^*$, la curva di durata della velocità consente di identificare il tempo ϑ^* durante il quale il vento soffia a velocità maggiore od uguale a c^* , mentre la curva della potenza specifica del vento consente di calcolare la corrispondente potenza messa a disposizione dal vento come prodotto $(P''A)^*$ della potenza specifica per l’area d’azione A della turbina eolica.

Con riferimento alla curva caratteristica dell’aeromotore in Fig. 8.17 è possibile determinare, invece, la potenza P^* effettivamente generata quando il vento ha velocità c^* . In questo modo nella Fig. 8.18 si possono riportare, in corrispondenza all’ascissa ϑ^* , le due ordinate $(P''A)^*$ e P^* . Successivamente, con riferimento ai

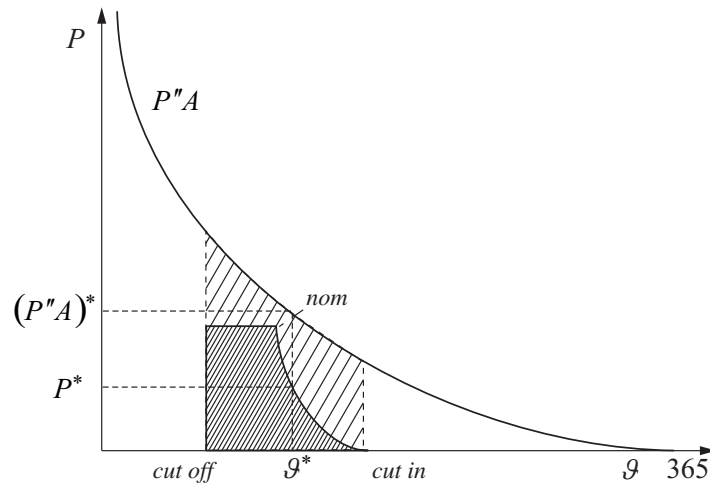


Figura 8.18: Stima dell'energia producibile da un aeromotore data la ventosità del sito.

tempi corrispondenti alle velocità di “cut in”, nominale e “cut off”, nella Fig. 8.18 si possono identificare a tratteggio due aree. L'area tratteggiata grande rappresenta l'integrale della potenza disponibile ed è proporzionale all'energia disponibile nel vento, mentre l'area tratteggiata piccola rappresenta l'integrale della potenza effettivamente prodotta ed è proporzionale all'energia prodotta dall'aeromotore. Tipicamente l'energia prodotta corrisponde a circa un quarto dell'energia che si sarebbe potuta produrre lavorando in continuo a potenza nominale.

8.4 ENERGIA GEOTERMICA

L'energia geotermica trae origine dalla generazione di calore proveniente dal centro caldo della Terra, e si manifesta in superficie sotto forma di un flusso termico specifico affiorante dalla crosta terrestre e del gradiente termico associato a tale flusso. Per quanto riguarda l'Italia, la distribuzione del flusso termico specifico affiorante è quella rappresentata nella mappa di Fig. 8.19. (La mappa è stata realizzata da Della Vedova ed altri ricercatori del Dipartimento di Ingegneria Civile dell'Università di Trieste).

Come si può vedere, i valori più elevati del flusso termico specifico affiorante si hanno sulla costa tirrenica e negli Appennini occidentali (particolarmente in Toscana dove, nella zona di Larderello, si registrano punte di oltre 300 mW/m^2). Valori meno elevati (dell'ordine dei $30\text{-}40 \text{ mW/m}^2$) si hanno invece nella Pianura Padana, nelle regioni meridionali e sulla costa adriatica dove, tuttavia, esistono anche zone, più o meno estese, caratterizzate da valori dell'ordine dei $60\text{-}80 \text{ mW/m}^2$.

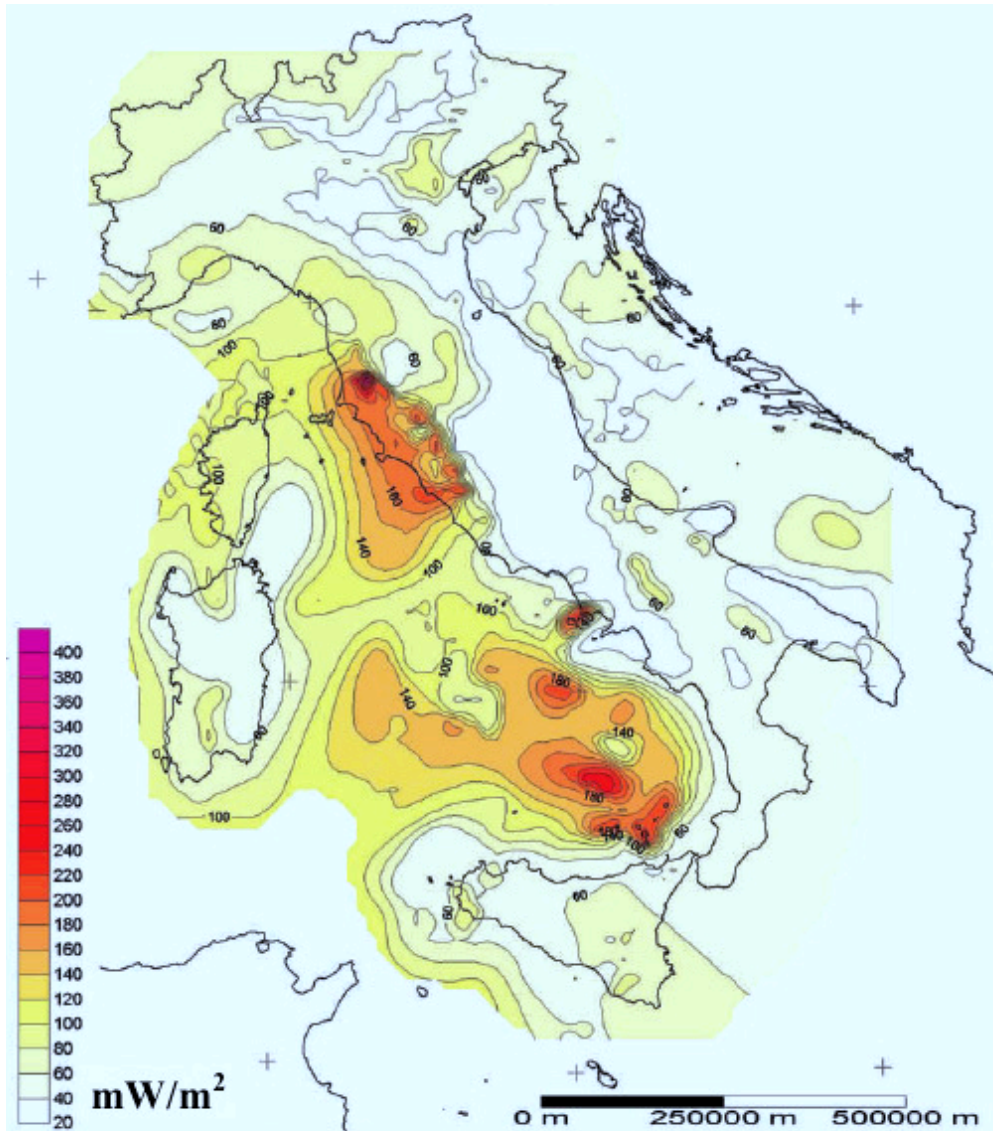


Figura 8.19: Mappa del flusso termico specifico affiorante in Italia [Fonte Della Vedova et al., Dipartimento di Ingegneria Civile dell'Università di Trieste].

Il gradiente verticale di temperatura nelle adiacenze della superficie terrestre è associato, come si è detto, al flusso termico specifico affiorante attraverso la relazione

$$\frac{dt}{dn} = \frac{q''}{\lambda} \quad (8.21)$$

dove λ è la conduttività termica del terreno. Poiché il flusso termico complessivo proveniente dal nucleo caldo della Terra è pari a circa $3,24 \cdot 10^{13}$ W (corrispondente

ad un flusso termico specifico medio affiorante dell'ordine dei 65 mW/m²), assunta una conduttività termica media del terreno di 2,2 W/(m K), si può stimare che il gradiente medio sia pari a

$$\frac{dt}{dn} = \frac{q''}{\lambda} = \frac{0,065}{2,2} \cong 0,03 \frac{\text{K}}{\text{m}}$$

ovvero sia dell'ordine di 3 K ogni 100 metri.

Le zone candidate allo sfruttamento dell'energia geotermica, tuttavia, sono caratterizzate da valori relativamente elevati del flusso termico specifico accompagnati da valori relativamente bassi della conduttività termica del terreno. Così, per un flusso termico specifico molto elevato, ad esempio: 300 mW/m², ed una conduttività termica del terreno molto bassa, ad esempio: 0,5 W/(m K) che è un valore tipico dei terreni ghiaiosi, si ha

$$\frac{dt}{dn} = \frac{q''}{\lambda} = \frac{0,300}{0,5} = 0,6 \frac{\text{K}}{\text{m}}$$

ovvero 60 K ogni 100 metri (che è un valore interessante per le utilizzazioni geotermoelettriche). Se, però, si hanno un flusso termico specifico "medio" di 60 mW/m² ma una conduttività termica del terreno bassa di 0,5 W/(m K), si ottiene

$$\frac{dt}{dn} = \frac{q''}{\lambda} = \frac{0,060}{0,5} = 0,12 \frac{\text{K}}{\text{m}}$$

ovvero 12 K ogni 100 metri (che è già un valore interessante per le utilizzazioni geotermiche nel settore del riscaldamento ambientale).

Se nelle zone caratterizzate da gradienti di temperatura dell'ordine delle decine di kelvin per 100 metri, esistono giacimenti sotterranei di acque calde o, meglio ancora, caverne a vapore dominante, la produzione di energia geotermoelettrica diventa relativamente agevole. È sufficiente, infatti, prelevare acqua calda o, meglio ancora, vapore da inviare ad un impianto termoelettrico attingendo dal giacimento geotermico portate non troppo alte di fluido, in modo che un flusso termico compensativo del flusso entalpico prelevato possa convergere dalle rocce vicine sino al punto di sfruttamento.

Ben più ardua si presenta, invece, l'analoga produzione di energia geotermoelettrica sfruttando il calore disponibile nelle rocce calde e secche. Penetrare in esse, frantumandole con pressione idraulica od esplosivi, per poi iniettarvi una portata d'acqua che si riscaldi al contatto, appare impresa realizzabile sul piano tecnico ma molto discutibile dai punti di vista economico e dell'impatto ambientale.

Sfruttando con cura i giacimenti adatti, la geotermia può offrire una fonte primaria pressoché inesauribile nel tempo sotto forma di vapore od acqua calda. Per quanto

riguarda la produzione di energia elettrica, tuttavia, tale fonte è destinata a restare marginale, anche in paesi come l'Italia dove le anomalie termiche rilevanti si presentano numerose ed in zone piuttosto vaste. Ad esempio, nel 2009 in Italia la potenza geotermoelettrica netta era dell'ordine di 0,67 GW (pari a circa lo 0,65% della potenza elettrica netta totale, e non ha registrato alcun incremento sul 2008). A sua volta, l'energia geotermoelettrica netta prodotta nel 2009 è stata dell'ordine di 5,0 TWh (pari a circa lo 0,18% dell'energia elettrica netta totale, ed ha subito un decremento del 3,2% sul 2008).

Non ancora statisticamente significativi, sono invece i progressi compiuti nello sfruttamento dell'energia geotermica nel settore del riscaldamento ambientale. La situazione, tuttavia, sembra destinata a cambiare rapidamente per effetto di numerosi provvedimenti legislativi volti ad incentivare l'utilizzo dell'energia geotermica per il riscaldamento degli edifici. Tra questi provvedimenti si può citare, ad esempio, il DM 6 agosto 2009 contenente disposizioni in materia di detrazioni fiscali per gli interventi di riqualificazione energetica del patrimonio edilizio esistente. Tale decreto, infatti, contempla esplicitamente tra i possibili interventi la sostituzione di impianti di climatizzazione invernali con pompe di calore ad alta efficienza (illustrate nel Paragrafo 13.8) o con impianti geotermici a bassa entalpia (discussi nel seguito di questo capitolo).

8.4.1 Sfruttamento dell'energia geotermica

Come si è rilevato in precedenza, le falde acquifere a temperatura non troppo elevata possono essere sfruttate per il riscaldamento ambientale e la produzione d'acqua sanitaria. Dove sono disponibili vapore, saturo o surriscaldato, ovvero acqua ad alta temperatura, è conveniente, invece, la produzione di energia elettrica. L'Italia è stata l'antesignana nel Mondo per la produzione di energia geotermoelettrica, con la costruzione di un impianto da 250 kW a Larderello nel 1912.

Attualmente la produzione di energia geotermoelettrica ha luogo in impianti di tipo diverso a seconda del sistema geotermico in cui è disponibile il fluido caldo. Si hanno, infatti, quattro tipologie fondamentali di sistemi geotermici ed altrettante tipologie di impianti: tre per la produzione di energia elettrica: a vapore dominante, ad acqua ad alta temperatura, e ad acqua a media temperatura, ed uno per la produzione di energia termica: ad acqua a bassa temperatura.

8.4.2 Sistemi geotermici a vapore dominante

I sistemi geotermici a vapore dominante sono quelli in cui il fluido proveniente dal sottosuolo è disponibile alle temperature più elevate. Essi sono caratterizzati dalla

presenza di formazioni rocciose permeabili che accolgono una falda naturale e che sono, a loro volta, contenute entro strati di rocce impermeabili. Se il flusso termico proveniente dal magma sottostante è sufficientemente elevato, nelle eventuali caverne lasciate dalle rocce permeabili può formarsi vapore, come indicato schematicamente nella Fig. 8.20.

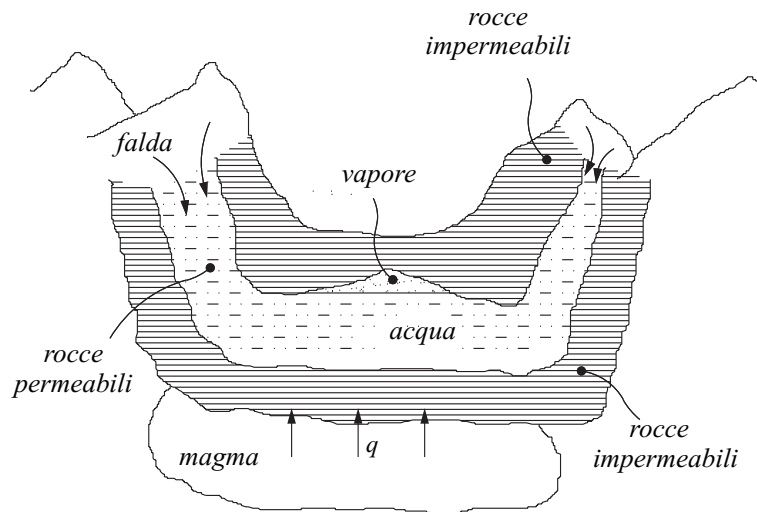


Figura 8.20: Sistema geotermico a vapore dominante.

Particolarmente idonei sono i sistemi dai quali si estrae vapore saturo secco, o surriscaldato, che può essere inviato direttamente in turbina. I sistemi di questo tipo sono molto rari e, al Mondo, se ne contano solo alcuni tra i quali però si annoverano Larderello, Travale e Monte Amiata. La produzione di energia elettrica, a partire dal vapore geotermico, ha luogo in centrali del tipo schematizzato in Fig. 8.21. In queste centrali il vapore viene mandato direttamente in turbina e da qui in un condensatore a miscela (poiché l'elevata percentuale di incondensabili impedisce di usare, con buona efficienza, un normale condensatore a superficie). Il condensatore a miscela impiegato nelle centrali geotermoelettriche viene detto anche condensatore "barometrico", perché in esso l'acqua risale fino al livello corrispondente alla depressione creata dal compressore di estrazione dei gas incondensabili.

Le zone di sfruttamento dell'energia geotermica sono spesso povere di acque superficiali e, di conseguenza, occorre raffreddare l'acqua di condensazione utilizzando una torre evaporativa alimentata dallo stesso condensato del vapore geotermico. I gas estratti dal condensatore sono inviati alla torre per essere dispersi e, allo stesso tempo, migliorare il tiraggio. In passato vi era interesse per i prodotti chimici trasportati

dal vapore endogeno ma, attualmente, l'interesse è concentrato sulla produzione di energia elettrica. Pertanto, il condensato che non evapora in torre viene reiniettato in falda, al fine anche di ridurre il più possibile i rischi di subsidenza del terreno.

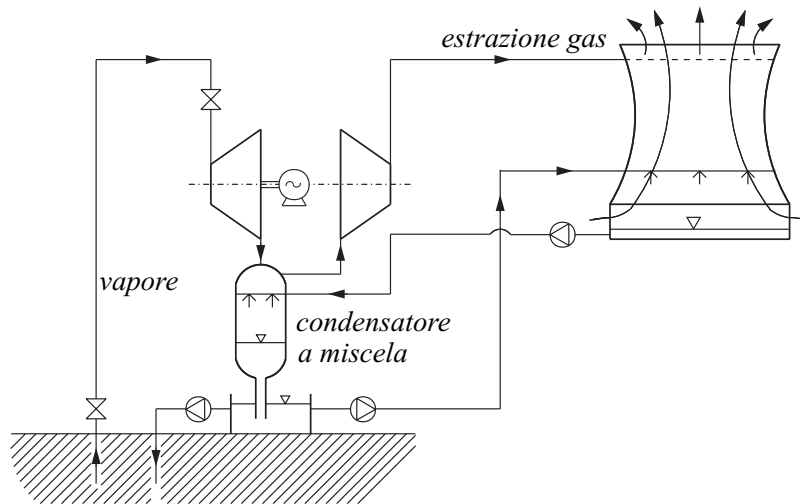


Figura 8.21: Centrale geotermoelettrica a vapore dominante.

8.4.3 Sistemi geotermici ad acqua ad alta temperatura

I sistemi geotermici ad acqua ad alta temperatura sono simili a quelli a vapore dominante, ma in essi la configurazione delle rocce e la temperatura non sono tali da dare luogo alla formazione di caverne riempite con vapore. Giacimenti d'acqua ad alta temperatura sono molto più frequenti di quelli a vapore dominante e, in Italia, si trovano nelle province di Viterbo e di Roma.

L'acqua ad alta temperatura, una volta uscita dal sottosuolo, può essere trasformata parzialmente in vapore mediante un processo di laminazione. Il vapore così ottenuto può essere inviato in turbina e venire quindi trattato come il vapore generato direttamente nel sottosuolo. La produzione di energia elettrica, a partire da acqua ad alta temperatura, ha luogo in centrali del tipo schematizzato in Fig. 8.22.

Come si vede, l'acqua in pressione ad alta temperatura, proveniente dal sottosuolo, è sottoposta a laminazione in modo da formare una miscela bifase dalla quale viene separato il vapore. Il vapore così ottenuto viene mandato in turbina e, da quel punto in poi, viene trattato come il vapore utilizzato nelle centrali a vapore dominante. Il rendimento del ciclo termodinamico è abbastanza basso, a causa sia del ridotto contenuto entalpico del vapore sia delle perdite associate al mancato sfruttamento della

frazione liquida della miscela bifase. Per recuperare, almeno in parte, il contenuto entalpico del liquido caldo è possibile prevedere più stadi di laminazione e più separatori di vapore, ma ciò complica notevolmente l'impianto.

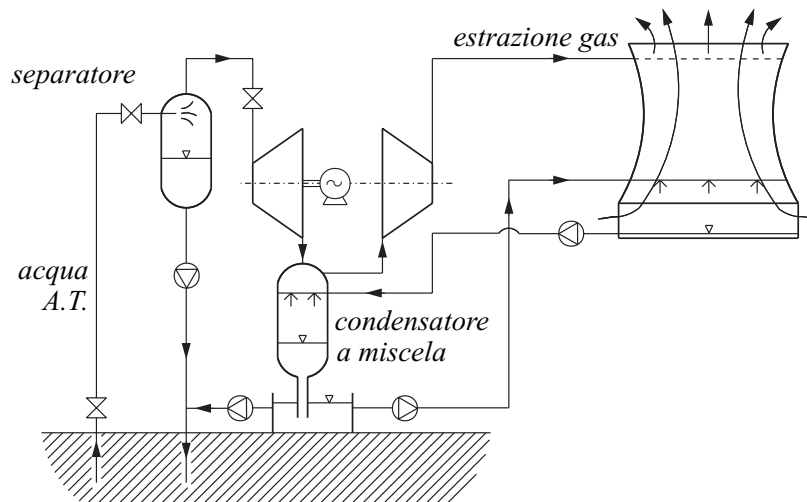


Figura 8.22: Centrale geotermoelettrica ad acqua ad alta temperatura.

8.4.4 Sistemi geotermici ad acqua a media temperatura

Tra i sistemi geotermici adatti alla produzione di energia elettrica, quelli ad acqua a media temperatura sono i più diffusi. Nel loro sfruttamento, tuttavia, è necessario ricorrere a cicli binari che impiegano fluidi organici bassobollenti. Le centrali sono del tipo schematizzato in Fig. 8.23, ed in esse l'acqua calda alimenta uno scambiatore in controcorrente che funge da generatore di vapore per il fluido organico. Il ciclo Rankine risultante è molto simile a quello descritto nel Paragrafo 7.4 nel contesto degli impianti ad energia solare a media temperatura. Il rendimento di conversione del calore in energia elettrica, tipico dei cicli Rankine a fluido organico, è superiore a quello ottenibile nelle centrali ad acqua ad alta temperatura dove si utilizzano la laminazione e la successiva separazione del vapore da inviare in turbina. Per questo motivo, si sta considerando la possibilità di estendere il campo operativo dei gruppi binari dal limite inferiore di temperatura dell'acqua di 90 °C, sino a limiti superiori dell'ordine di 150-180 °C, tipici dei sistemi ad acqua ad alta temperatura.

Dal punto di vista ecologico poi, i cicli binari si raccomandano per le ridotte emissioni di gas incondensabili nell'atmosfera. Essi, infatti, funzionano con condensatori a superficie che non liberano alcun gas e, quindi, disperdono nell'atmosfera so-

lo il gas contenuto nella frazione di fluido geotermico necessaria al reintegro del quantitativo evaporato dalla torre di raffreddamento.

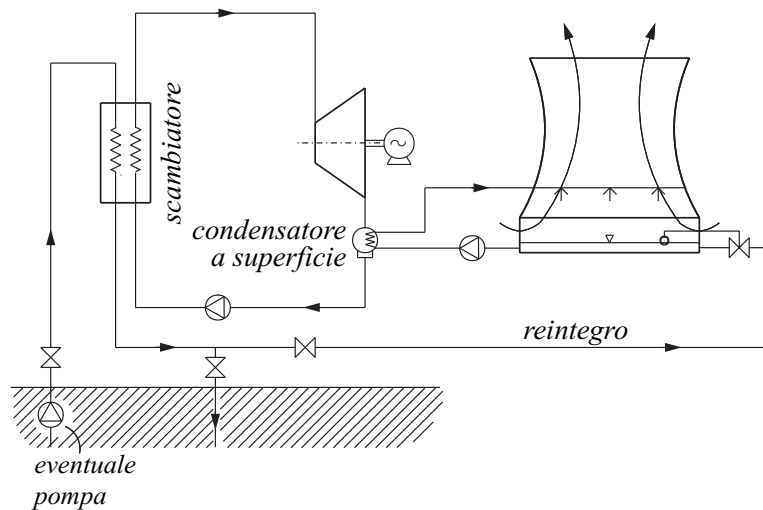


Figura 8.23: Centrale geotermoelettrica a ciclo binario.

8.4.5 Sistemi geotermici ad acqua a bassa temperatura

I sistemi geotermici ad acqua a bassa temperatura, talvolta detti anche “a bassa entalpia”, si prestano ad essere utilizzati per il riscaldamento ambientale. Nel loro sfruttamento, si impiegano centrali del tipo schematizzato in Fig. 8.24, nelle quali l’acqua calda alimenta uno scambiatore in controcorrente che funge da generatore di calore per l’impianto di riscaldamento. La configurazione risultante può essere

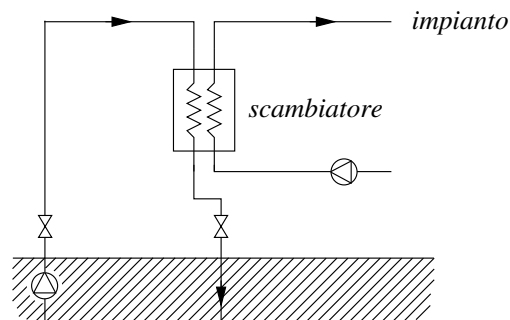


Figura 8.24: Centrale geotermica per il riscaldamento ambientale ad acqua a bassa temperatura.

considerata una versione molto semplificata della centrale geotermoelettrica a ciclo binario della quale conserva, accentuati, i pregi ecologici. Essa, infatti, funziona a circuito completamente chiuso e, di conseguenza, non disperde nell'atmosfera i gas eventualmente contenuti nel fluido geotermico.

Se per il "riscaldamento ambientale" si utilizzano impianti a pannelli radianti od impianti di climatizzazione "a tutta aria" è possibile sfruttare fluidi geotermici disponibili a temperature dell'ordine dei 30-40 °C e, quindi, reperibili a profondità dell'ordine di poche centinaia di metri anche in zone caratterizzate da gradienti geotermici non particolarmente rilevanti.

8.4.6 Impatto ambientale dell'energia geotermica

Come si è già rilevato, le operazioni connesse allo sfruttamento dell'energia geotermica possono causare inquinamenti collegati, soprattutto, al rilascio delle sostanze nocive presenti nei fluidi che provengono dal sottosuolo. Gli inquinanti chimici più frequenti sono gas incondensabili come idrogeno solforato, anidride solforosa, ammoniacca, cloro, e fluoro oltre a diversi metalli pesanti come rame, arsenico e mercurio.

Tra i gas non condensabili disciolti nei fluidi geotermici, il più pericoloso è l'idrogeno solforato che, quasi sempre, è presente in concentrazioni elevate. In basse concentrazioni, tale gas è semplicemente fastidioso per il suo odore sgradevole, ma in elevate concentrazioni allo sbocco delle centrali geotermoelettriche può risultare abbastanza nocivo. Per questa ragione i gas non condensabili estratti dai condensatori a miscela devono, spesso, essere trattati con ossigeno, al fine di far avvenire la reazione:



Trattamenti alternativi prevedono l'impiego di soluzioni acquose, ad esempio a base di solfato di rame, in grado di rimuovere l'acido solfidrico sotto forma di precipitati.

Dopo lo sfruttamento energetico e l'eliminazione dei gas, il condensato residuo contiene ancora sostanze chimiche, spesso nocive per l'ambiente, in concentrazioni superiori a quelle massime ammissibili. Di conseguenza, non è possibile disperdere il condensato nei corpi d'acqua superficiali, a meno di non ricorrere a costosi trattamenti di depurazione preventiva. Tramontato l'interesse economico per il recupero di sostanze chimiche, attualmente la soluzione preferita è, come si è detto, la reimmissione del condensato nel terreno in luoghi dove è probabile una sua restituzione al campo geotermico.

Ovviamente, la reimmissione del fluido geotermico nel terreno va effettuata an-

che nel caso di sfruttamento dell'energia geotermica per il riscaldamento ambientale. Non vanno mai dimenticati, infatti, i rischi associati ad un emungimento eccessivo delle falde, perché si possono indurre fenomeni di subsidenza del terreno e dispersioni di sostanze chimiche eventualmente presenti nelle acque profonde.

8.5 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono illustrate le energie rinnovabili associate all'acqua, al vento ed alla Terra. La più conveniente tra esse è, senza dubbio, l'energia idraulica ma, purtroppo, le residue possibilità di espansione di tale energia in Italia sono ormai poche, difficili e molto onerose. Tra l'altro, nell'opinione pubblica si è acuita la percezione dell'impatto ambientale delle grandi infrastrutture ed, oggi, non sarebbero più accettate molte opere idrauliche finalizzate al rastrellamento di ogni litro d'acqua fluente al di sopra di una certa altitudine. Migliori, semmai, sono le prospettive del mini idroelettrico collegate all'attivazione, od alla riattivazione, di piccole centrali che, grazie ai progressi compiuti dall'elettronica, possono funzionare in modo completamente automatico. L'energia eolica, a differenza dell'energia idraulica, è caratterizzata da un impatto ambientale molto ridotto, e, grazie agli incentivi recentemente introdotti, ha conosciuto un rapido sviluppo a partire dalle zone dove i venti sono forti e costanti. Lo sfruttamento dei giacimenti di vapore ed acqua ad alta e media temperatura per la produzione di energia elettrica vanta una lunga tradizione in Italia. Negli ultimi anni, grazie agli incentivi introdotti per l'utilizzo dell'energia geotermica nel riscaldamento ambientale, è aumentato l'interesse anche per lo sfruttamento dei numerosi giacimenti di acqua calda a temperature relativamente basse. Nel testo, in particolare

- Si sono discusse le caratteristiche di sfruttamento dell'energia idraulica e le modalità da seguire nello studio preliminare di fattibilità degli impianti idroelettrici.
- Si sono illustrati gli impianti idroelettrici ad acqua fluente evidenziando che, dal punto di vista dell'esercizio, tali impianti devono funzionare il più a lungo possibile durante tutto l'anno. Per quanto riguarda il dimensionamento, invece, si può spesso seguire il criterio empirico di elaborare una portata nominale pari alla media aritmetica tra le portate annuali minima e massima.
- Per gli impianti idroelettrici a serbatoio si sono forniti dei criteri di dimensionamento degli invasi che conducono a regimi ottimali di funzionamento in relazione alle richieste della rete elettrica.
- Per gli impianti di pompaggio si è fornito un criterio economico di utilizzo dei

serbatoi di accumulo giornaliero (che sono i più diffusi).

- Dopo aver accennato ai criteri di scelta delle turbine idrauliche ed alle opere idrauliche a servizio degli impianti idroelettrici di grande taglia, si è preso in considerazione l'impatto ambientale di tali impianti.
- Si è concluso che, per limitare l'impatto ambientale, è necessario ricorrere a mini impianti distribuiti sul territorio nazionale in funzione delle potenzialità idroelettriche residue nei diversi bacini.
- Nel caso dell'energia eolica, si sono esaminate le curve di durata della velocità e della potenza specifica del vento.
- Si sono illustrate le diverse tipologie di aeromotori, distinguendo tra le due classi principali: ad asse orizzontale e ad asse verticale.
- Si è determinata la potenza prodotta dagli aeromotori utilizzando alcune semplici nozioni di fluidodinamica. In tale contesto si è anche definito il rendimento degli aeromotori e si sono rappresentati gli andamenti del rendimento teorico e del rendimento reale in funzione del rapporto tra la velocità periferica del rotore e la velocità del vento.
- Si è accennato ai problemi di regolazione degli aerogeneratori, e si è presentata la curva caratteristica della potenza generata da un aeromotore in funzione della velocità del vento.
- Si è illustrato il diagramma che consente di determinare l'energia ottenibile da un aeromotore, una volta nota la sua curva caratteristica, in funzione della ventosità del luogo di installazione.
- Si sono illustrate le modalità di produzione dell'energia geotermoelettrica.
- Si sono descritte le centrali geotermoelettriche a vapore dominante, e ad acqua ad alta e media temperatura.
- Si sono descritti gli impianti geotermici ad acqua a bassa temperatura utilizzati nel riscaldamento ambientale.
- A conclusione del capitolo, si è discusso l'impatto ambientale dell'energia geotermica.

Capitolo 9

Energia dalle biomasse

9.1 DEFINIZIONI E CLASSIFICAZIONE

Il Dlgs 387/03 e la Direttiva 2009/28/CE definiscono “biomassa” la frazione biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui biologici (sia vegetali sia animali) che provengono dall’agricoltura, dalla silvicoltura e dalle industrie connesse (compresa la pesca e l’acquacoltura), nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani. Nell’ambito dell’utilizzazione energetica, in questo capitolo si considereranno le biomasse provenienti dai settori

- agricolo, sotto forma di colture dedicate e residui colturali
- forestale, sotto forma di arboricoltura e residui di operazioni selvicolturali ed agroforestali, e
- zootecnico, sotto forma di reflui inviati alla produzione di biogas

mentre nel prossimo capitolo ci si occuperà delle biomasse provenienti dal settore dei rifiuti urbani. Nel testo non ci si occuperà, invece, dell’utilizzazione energetica di biomasse provenienti dal settore dei rifiuti industriali, in quanto il trattamento di tali rifiuti richiede l’impiego di tecnologie troppo specialistiche per essere illustrate in un corso di base.

Al di là delle definizioni, comunque, è giusto tener presente che le biomasse di qualunque provenienza rappresentano una forma di accumulo dell’energia solare. Mediante la fotosintesi, infatti, i vegetali sono in grado di convertire l’energia solare in energia chimica che, successivamente, può essere utilizzata come tale od, eventualmente, può entrare nella catena alimentare dando origine a reflui e residui biologici. In quanto forma di accumulo dell’energia solare, le biomasse possono venire considerate, a buon diritto, una fonte di energia rinnovabile purché, ovviamente,

non vengano sfruttate oltre la capacità di rigenerazione delle formazioni vegetali da cui provengono. Oltre ad essere fonte rinnovabile, le biomasse sono anche potenzialmente neutrali ai fini dell'emissione di gas serra, perché l'anidride carbonica generata dalla loro combustione è quella assorbita, in precedenza, dai vegetali.

Ciò premesso, si può ricordare che legno e residui vegetali sono sempre stati impiegati dall'Uomo a fini energetici e che, in gran parte dei Paesi in via di sviluppo, legno e residui costituiscono ancora la principale fonte di energia. Nei Paesi industrializzati, al contrario, le biomasse sono state progressivamente sostituite dai combustibili fossili, molto più agevoli da raccogliere, trasportare ed utilizzare nei processi di combustione. A fronte degli aspetti negativi sul piano dell'impiego, non bisogna dimenticare, però, gli aspetti positivi sul piano socio-economico. Le biomasse, infatti, possono essere prodotte e trasformate localmente, consentendo di ridurre le costose importazioni di combustibili fossili da aree che, spesso, sono politicamente instabili. La coltivazione delle biomasse, inoltre, può portare considerevoli vantaggi sociali contribuendo, ad esempio, alla difesa del suolo in montagna e stimolando l'occupazione in zone rurali economicamente deboli.

Nel seguito, dopo alcuni cenni alla Politica Agricola Comunitaria (PAC), si porrà l'accento sulle prospettive di impiego delle biomasse alla luce del più volte citato Pacchetto Verde, o Pacchetto 20-20-20. Si illustrerà così la filiera delle biomasse, partendo dalla sintesi clorofilliana ed arrivando alle forme commerciali dei biocombustibili solidi, liquidi e gassosi e dei biocarburanti. In tale quadro si discuteranno le rese energetiche nette, l'efficienza di cattura dell'anidride carbonica, i rischi di inquinamento chimico e, soprattutto, la sostenibilità ambientale delle coltivazioni energetiche (con riferimento alla Direttiva 2009/28/CE ed al Rapporto della Commissione Europea SEC 2010/65-66).

Nel contesto della conversione energetica diretta, si tratterà del riscaldamento ambientale mediante caldaie a legna, e della generazione di energia elettrica mediante impianti a ciclo semplice a vapore (CSV) alimentati con biocombustibili solidi e con biogas ottenuto a partire dai reflui zootecnici. Nel contesto della conversione energetica indiretta si esamineranno, invece, le tecnologie di produzione dei biocarburanti, con particolare riferimento al bioetanolo ed al biodiesel, e la tecnologia di generazione di energia elettrica mediante impianti di gassificazione integrati a ciclo combinato (IGCC). A conclusione del capitolo, si riporteranno alcune considerazioni sugli aspetti economici dell'utilizzo energetico delle biomasse.

9.2 LA POLITICA AGRICOLA COMUNITARIA

Negli ultimi anni, le prospettive d'impiego delle biomasse nei Paesi industrializzati

9.2. LA POLITICA AGRICOLA COMUNITARIA

sono notevolmente migliorate, grazie al diffondersi dell'idea di coltivare specie vegetali per ricavarne energia. Nell'Unione Europea, la svolta è legata all'abbandono della Politica Agricola Comunitaria (PAC), seguita fino al 1991, che prevedeva la remunerazione degli agricoltori anche per prodotti alimentari non venduti sul mercato. Nonostante le quote di produzione, la remunerazione dei prodotti invenduti aveva portato ad accumuli incontrollati di eccedenze ai quali si era deciso di porre rimedio incentivando, dapprima, la semplice messa a riposo dei terreni ("set-aside") e, successivamente, lasciando agli agricoltori, sia pure con crescenti limitazioni, la possibilità di continuare a ricevere sussidi anche per l'attivazione di colture non alimentari. Con la riforma della PAC, approvata dai ministri dell'agricoltura della UE nel 2003, le sovvenzioni alla produzione sono state drasticamente ridotte ed, in aggiunta, gli aiuti agli agricoltori sono stati finalizzati al raggiungimento di obiettivi di salvaguardia ambientale e di miglioramento della qualità alimentare.

Nel contempo, tuttavia, i sostegni indiretti alle colture di interesse energetico ed ambientale sono andati progressivamente aumentando, in armonia con la politica di incentivazione delle fonti rinnovabili seguita dalla UE. Rientrano tra i sostegni indiretti, infatti, i crediti associati al contenimento delle emissioni di anidride carbonica, illustrati nel Paragrafo 4.4.2, e gli incentivi associati all'impiego di fonti rinnovabili, illustrati nella Sezione 5.4. Tra i crediti di emissione, si possono ricordare:

- i CER (Certified Emission Reduction), derivanti dalla riduzione delle emissioni di gas serra che sono ottenibili, ad esempio, anche impiegando biomasse in sostituzione di combustibili fossili, e
- gli RMU (Removal Unit), derivanti dalla rimozione di anidride carbonica dall'atmosfera che sono ottenuti, quasi sempre, mediante interventi di riforestazione,

mentre, tra gli incentivi, si possono ricordare:

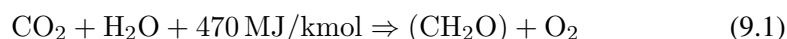
- i Certificati Verdi, concessi a fronte dell'immissione nel sistema elettrico nazionale di una quota di elettricità prodotta da impianti a fonti rinnovabili;
- i Certificati Bianchi, concessi a fronte del conseguimento di un risparmio di energia primaria fossile;
- lo Scambio sul Posto, a cui possono accedere gli impianti alimentati da fonti rinnovabili di potenza elettrica non superiore a 200 kW;

Infine, non è superfluo ricordare che, tra gli obiettivi per il 2020 previsti dal Pacchetto Verde, vi sono la riduzione del 20%, rispetto al 1990, delle emissioni di gas serra, e l'aumento del ricorso a fonti rinnovabili fino al raggiungimento del 20% del

fabbisogno totale di energia (con un minimo, per l'utilizzo di biocarburanti, del 10% sul consumo totale di carburanti nei trasporti). In questo quadro, si può stimare che l'attuale contributo delle biomasse al fabbisogno energetico complessivo europeo (dell'ordine del 5% del totale nel 2006) dovrà più che raddoppiare in termini assoluti, passando dagli 88 Mtep del 2006 a circa 195 Mtep nel 2020. Questa prospettiva mostra perché le colture energetiche siano oggetto di attenzioni crescenti anche in Italia, dove l'obiettivo nazionale per il 2020 è una quota di energia da fonti rinnovabili pari al 17% del fabbisogno. In Italia, infatti, oltre alle aree agricole eccedentarie sono disponibili vaste aree marginali per un totale complessivo di qualche milione di ettari. Ciò potrebbe consentire, entro il 2020, la produzione di 12 Mtep/anno di energia da bio,masse, più che raddoppiando la produzione di 5,6 Mtep del 2006.

9.3 LA FILIERA DELLE BIOMASSE

Come si è già osservato al Paragrafo 4.4, i vegetali hanno la capacità di trasformare l'energia solare in energia chimica attraverso la fotosintesi clorofilliana. Durante la fotosintesi, che può venire sintetizzata nella reazione qui ripetuta per comodità



l'anidride carbonica, assorbita dall'atmosfera, e l'acqua, assorbita dal terreno, vengono combinate tra loro per formare i blocchi di carboidrato (CH_2O), che sono i componenti fondamentali delle piante, liberando, nel contempo, una molecola di ossigeno. La fotosintesi ha luogo nei cloroplasti, ed è resa possibile dall'assorbimento di energia solare da parte delle molecole di clorofilla in ragione di 470 megajoule per chilomole di (CH_2O).

Il prodotto più importante della fotosintesi è il glucosio $\text{C}_6\text{H}_{12}\text{O}_6$, formato da sei blocchi di carboidrato. Le molecole di glucosio, polimerizzando ed eliminando una molecola d'acqua, danno luogo ad amido ($\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$) e cellulosa ($n \cdot \text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$). L'efficienza energetica complessiva della formazione dei carboidrati, cioè il rapporto tra la biomassa ottenuta e l'energia solare disponibile nel luogo considerato, dipende dalla quantità di radiazione solare intercettata e dall'efficienza della fotosintesi.

La capacità d'intercettare la radiazione solare dipende, a sua volta, dall'estensione della superficie fogliare rispetto alla superficie occupata dalla pianta sul terreno. L'efficienza energetica della fotosintesi, cioè il rapporto tra il flusso radiativo solare captato e l'energia chimica prodotta in un certo tempo, dipende invece dai processi seguiti per fissare l'anidride carbonica a livello molecolare. A questo proposito, secondo il numero di atomi di carbonio (C) del composto intermedio che si forma durante la fotosintesi, si può distinguere tra piante tipo C3 e piante tipo C4.

Nelle piante tipo C3 l'anidride carbonica dell'aria è catturata direttamente nei cloroplasti, durante un processo in cui si forma un composto intermedio con tre atomi di carbonio: il fosfoglicerato ($\text{PC}_3\text{H}_4\text{O}_7$). In tale processo, la reazione diretta (9.1) deve competere con la sua inversa (\rightleftharpoons), a causa dell'elevata concentrazione di ossigeno nell'aria (700 volte maggiore, in volume, di quella dell'anidride carbonica). La reazione inversa alla (9.1) è, infatti, un'ossidazione, cioè una combustione lenta che finisce per prevalere durante la notte quando, in assenza d'irraggiamento solare, le piante tipo C3 "respirano" assorbendo ossigeno e liberando vapor d'acqua e parte dell'anidride carbonica sequestrata durante il giorno.

Nelle piante tipo C4, invece, l'anidride carbonica atmosferica è catturata fuori dai cloroplasti durante un processo nel quale si forma un composto intermedio con quattro atomi di carbonio: l'ossalacetato ($\text{C}_4\text{H}_2\text{O}_5$). Successivamente, l'ossalacetato viene trasportato nei cloroplasti dove libera anidride carbonica e consente la formazione di fosfoglicerato, come nelle piante C3. In questo modo, però, la concentrazione di anidride carbonica nei cloroplasti è sempre molto elevata e la reazione diretta (9.1) non deve competere con la sua inversa. Inoltre, in difetto d'ossigeno nei cloroplasti, la respirazione notturna è quasi assente, di modo che il processo di fotosintesi produce, a parità di energia solare incidente, una quantità di carboidrati quasi doppia rispetto alle piante tipo C3.

L'energia chimica accumulata dalle piante sotto forma di carboidrati è liberata durante i processi tecnici di combustione. Da questo punto di vista, un parametro molto importante è il potere calorifico. Poiché la composizione chimica non varia molto tra le specie erbacee e legnose, il potere calorifico inferiore H_i dei biocombustibili solidi secchi assume valori abbastanza uniformi, compresi tra 17 e 20 megajoule per chilogrammo [MJ/kg], ovvero tra 17 e 20 gigajoule per tonnellata [GJ/t]. Se il potere calorifico inferiore, espresso in GJ/t, viene moltiplicato per la produttività agricola media delle colture energetiche, misurata in tonnellate di sostanza secca per ettaro ed anno [t/(hm²a)], si ottiene la resa energetica lorda media della coltura, espressa in gigajoule per ettaro ed anno [GJ/(hm²a)]. Per comodità di visualizzazione, tuttavia, le rese energetiche riportate in Tabella 9.1 sono espresse in tonnellate di petrolio equivalente per ettaro ed anno [tep/(hm²a)], tenendo conto del fattore di conversione

$$1 \text{ tep} = 10^7 \text{ kcal} = 4,187 \cdot 10^{10} \text{ J} = 41,87 \text{ GJ}$$

Nella Tabella 9.1 sono riportati anche il potere calorifico inferiore, la produttività media agricola e le rese energetiche lorde medie riferite all'ottenimento di biocombustibili liquidi, e biocarburanti. Come si può intuire, mentre i biocombustibili solidi possono derivare da tutte le specie erbacee e legnose, i biocombustibili liquidi ed i biocarburanti vengono ottenuti da alcune specie vegetali con caratteristiche ben definite. Sono, infatti, utilizzate per la produzione di bioetanolo alcune specie ad alto

9. ENERGIA DALLE BIOMASSE

contenuto di zuccheri, come la barbabietola, o ad alto contenuto di carboidrati fermentabili, come alcuni cereali, mentre sono trasformati in biodiesel, od usati come biocombustibili liquidi, gli oli estratti dai semi di specie oleaginose come il girasole e la colza.

Per quanto riguarda gli aspetti quantitativi, dalla Tabella 9.1 si evince che le specie vegetali di tipo C4 sono caratterizzate da produttività agricole e rese energetiche superiori a quelle delle specie di tipo C3. Inoltre, si può chiaramente notare come la resa energetica di biocarburanti e biocombustibili liquidi sia molto inferiore a quella dei biocombustibili solidi (che sono derivati dai prodotti agricoli e forestali senza trasformazioni industriali con scarti di lavorazione pesanti).

Tabella 9.1: Produttività agricola e resa energetica lorda di biomasse e derivati.

<i>Biomassa e/o biocombustibile derivato</i>	Tipo	H_i [MJ/kg]	Produttività [t/(hm ² a)]	Resa lorda [tep/(hm ² a)]
<i>Erbacee annuali</i>				
Sorgo	C4	17	25	10,2
<i>Erbacee poliennali</i>				
Miscanto e canna comune	C4	17	30	12,2
<i>Legnose</i>				
Pioppo, robinia e salice	C3	19	12	5,4
<i>Alcoligene</i>				
Barbabietola	C3	17	15	6,1
Granella di cereali	C3	18	11	4,7
<i>Oleaginose</i>				
Semi di colza	C3	28	3	2,0
Semi di girasole	C3	28	3	2,0
<i>Biocarburanti e biocombustibili liquidi</i>				
Bioetanolo da barbabietole e mais		27	3	1,9
Biodiesel da girasole e colza		37	1	0,9
Olio vegetale da girasole e colza		37	1,1	1,0

9.3.1 Forme commerciali dei biocombustibili solidi

I biocombustibili solidi citati in Tabella 9.1, sono generalmente immessi sul mercato ed utilizzati sotto forma di tronchetti, cippato, pellets e bricchetti.

I tronchetti sono la comune “legna da ardere”, disponibile in pezzature che vanno dai 50 ai 500 mm e contenuti di umidità variabili a seconda del tempo di stagionatura. I tronchetti possono essere utilizzati soltanto in focolari o caldaie a bassa efficienza, dal momento che non si prestano all’automazione del caricamento nei generatori di

calore.

Il cippato (dall'inglese "chips") è, sostanzialmente, il combustibile solido sminuzzato. Lo sminuzzamento consente l'omogeneizzazione del materiale, rendendolo adatto all'alimentazione automatica dei generatori di calore. I chips di legna hanno dimensioni variabili tra 15 e 50 mm e contenuto di umidità massimo del 50%. Per quanto scarsamente diffusa in Italia, anche la cippatura delle biomasse erbacee è operazione tecnicamente possibile e, secondo alcuni, molto promettente dal punto di vista dello sfruttamento energetico.

I pellets, o pastiglie, sono forme densificate ottenute con un processo di polverizzazione ed una successiva compressione dei combustibili solidi, con o senza l'ausilio di leganti. I pellets hanno forma cilindrica, diametro compreso tra 6 ed 8 mm e lunghezza compresa tra 5 e 30 mm. Grazie alla pressatura hanno elevata densità apparente, compresa tra i 650 e gli 800 kg/m³, basso contenuto in umidità (non superiore al 10%), ed elevato potere calorifico ($H_i \cong 25$ MJ/kg). Le ridotte dimensioni e l'omogeneità rendono i pellets facilmente movimentabili e, quindi, particolarmente adatti all'alimentazione automatica dei generatori di calore. In Italia, il mercato dei pellets è appannaggio delle biomasse legnose anche se i pellets, come il cippato, possono essere ottenuti a partire da biomasse erbacee.

I bricchetti si ottengono comprimendo la biomassa polverizzata in parallelepipedi di sezione quadrata, con lato di 50-60 mm e lunghezza dell'ordine dei 300 mm. Data la loro geometria si prestano ad essere immagazzinati in spazi ridotti e, di conseguenza, sono adatti all'impiego in sostituzione della legna da ardere.

9.3.2 Rapporto energetico

Le rese energetiche lorde delle biomasse e dei loro derivati fanno riferimento alle quantità totali di energia ottenute sotto forma di prodotto secco e/o di biocarburante, ma non danno indicazioni sulle quantità di energia spese durante il ciclo di vita delle biomasse stesse. Bisogna, allora, considerare che gli aumenti della produttività agricola, intervenuti negli ultimi anni, sono stati resi possibili dalla sostituzione degli animali con trattori, dall'impiego estensivo di fertilizzanti ed antiparassitari, e dalla meccanizzazione di tutte, o quasi, le fasi della coltivazione e della raccolta. Per la preparazione industriale dei biocombustibili liquidi e dei biocarburanti, inoltre, sono necessarie ingenti quantità aggiuntive di energia. Pertanto, è importante conoscere il "rapporto energetico" r_e , cioè il rapporto tra l'energia contenuta in un prodotto e l'energia spesa nella sua produzione. Tale rapporto può essere calcolato seguendo metodologie abbastanza complesse ma, ai fini che qui interessano, si può semplicemente fare riferimento ai valori riportati in Tabella 9.2, che sono ricavati dalla letteratura specializzata.

Tabella 9.2: Rapporto r_e tra energia ottenuta ed energia spesa nella produzione di biomasse e derivati.

<i>Biomassa e/o biocombustibile derivato</i>	r_e
<i>Erbacee annuali</i>	
Sorgo	7,0-8,0
<i>Erbacee poliennali</i>	
Miscanto e canna comune	10,0-11,5
<i>Legnose</i>	
Pioppo, robinia e salice	7,0-9,5
<i>Biocarburanti e biocombustibili liquidi</i>	
Bioetanolo da barbabietole e cereali	1,0-1,7
Biodiesel da girasole e colza	1,7-2,3
Oli puri di girasole e colza	2,0-2,8

Come si può vedere, il rapporto energetico dipende dal tipo di coltivazione e dall'eventuale successiva trasformazione industriale. I valori più alti di r_e si hanno con i biocombustibili solidi, mentre i valori più bassi si hanno con i biocombustibili liquidi ed i biocarburanti. All'interno delle singole categorie poi, gli intervalli di variazione dipendono dalla filiera a cui si fa riferimento e dalla conseguente intensità energetica delle lavorazioni. Ad esempio, le biomasse legnose possono essere essiccate all'aria, od utilizzando un combustibile (che può essere la legna stessa od il gas naturale) e, successivamente, possono essere commercializzate sotto forma di tronchetti (legna in pezzi), cippati (legno sminuzzato), pellets (pastiglie di polvere di legno), o bricchetti (parallelepipedi di polvere di legno). Le biomasse erbacee, invece, sono generalmente commercializzate tal quali anche se, come si è detto, non mancano i tentativi di produzione di pellets. I biocarburanti ed i biocombustibili liquidi, infine possono essere prodotti a partire da biomasse diverse che richiedono lavorazioni abbastanza differenti. Per il bioetanolo, ad esempio, il rapporto energetico maggiore si ha utilizzando le barbabietole e quello minore partendo dal mais. Per il biodiesel, invece, il rapporto energetico maggiore si ha utilizzando i semi di girasole e quello minore partendo dalla colza. Per gli oli vegetali puri (POV), infine, i rapporti energetici sono maggiori di quelli dei biodiesel corrispondenti, che hanno subito il processo industriale di trasformazione descritto nel Paragrafo 9.5.3.

All'interno della Tabella 9.2, infine, è interessante notare che, con un valore di r_e uguale all'unità, la quantità di energia ottenuta coincide con la quantità di energia spesa nella produzione. Pertanto, nel caso del bioetanolo, la resa energetica netta può anche essere nulla.

9.3.3 Sostenibilità ambientale

Come si è detto più volte, l'inquinamento termico dell'ambiente è associato alle emissioni di gas serra. Di conseguenza, è importante valutare quali miglioramenti del bilancio complessivo dei gas serra derivino dall'impiego delle biomasse. Da questo punto di vista occorre notare, innanzi tutto, che il bilancio planetario dell'anidride carbonica può essere migliorato sia "sequestrando" CO_2 sotto forma di carboidrati contenuti nelle piante, sia "sostituendo" i combustibili fossili con biomasse e biocarburanti. Il sequestro dell'anidride carbonica nelle piante, apparentemente più vantaggioso in quanto riduce la quantità di anidride carbonica presente nell'atmosfera, è, in realtà, meno efficiente della sostituzione dei combustibili fossili. Una volta giunte a regime, infatti, le piante non crescono più e, quindi, non catturano più nuova anidride carbonica. Al contrario, nelle coltivazioni energetiche le piante già cresciute sono raccolte e sostituite con altre, senza mai arrestare il processo di cattura dell'anidride carbonica. In quest'ultimo caso, tuttavia, va tenuto presente che la coltivazione di biomasse e la preparazione dei combustibili da esse derivati richiedono ingenti quantità di energia da fonti fossili e, di conseguenza, comportano emissioni non trascurabili di gas serra. Pertanto, è necessario valutare le emissioni di gas serra durante tutto il ciclo di vita delle biomasse, prendendo in considerazione le fasi di coltivazione, trasporto e trasformazione. A questo proposito, la normativa europea impone una valutazione quantitativa di "sostenibilità ambientale" intesa come determinazione delle differenze tra le emissioni evitate E_F grazie all'impiego delle biomasse in sostituzione degli omologhi combustibili fossili e le emissioni E_B prodotte durante il ciclo di vita delle biomasse stesse.

La procedura di valutazione della sostenibilità ambientale è stata imposta all'attenzione degli operatori dalla Direttiva 2009/28/CE (nel seguito indicata come DIR) e dal Rapporto della Commissione Europea SEC 2010/65-66 (nel seguito indicato come SEC). La DIR si occupa dei biocarburanti e dei biocombustibili liquidi, mentre la SEC si occupa dei biocombustibili solidi e gassosi. Il punto focale di entrambi i documenti è il calcolo della riduzione percentuale nelle emissioni di gas serra

$$\Delta e = \frac{E_F - E_B}{E_F} \quad (9.2)$$

da effettuarsi seguendo la procedura descritta nel seguito.

Il primo passo è la valutazione delle emissioni evitate E_F , ovvero delle emissioni che sarebbero derivate dai combustibili fossili sostituiti. A questo proposito, la DIR riporta, per i biocarburanti ed i biocombustibili liquidi, il valore:

- $E_F = 83,8 \text{ g}_{\text{CO}_2}/\text{MJ}$ corrispondente alle emissioni medie della componente derivata dal petrolio (e, quindi, di origine fossile e non organica) di benzina e

del gasolio,

La SEC riporta invece, per i biocombustibili solidi e gassosi, i valori:

- $(E_F)_{elt} = 198 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per la produzione di energia elettrica, ed $(E_F)_{ter} = 87 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per la produzione di energia termica.

Per quanto riguarda le emissioni prodotte E_B , la normativa europea consente di evitare la difficile stima diretta attraverso il ricorso a valori medi standard prudenziali, purché le biomasse siano prodotte senza emissioni nette di carbonio conseguenti a modifiche nella destinazione d'uso dei terreni. La materia organica presente nel terreno costituisce, infatti, un'enorme riserva di carbonio e, di conseguenza, variazioni nell'utilizzo agricolo dei terreni (passando, ad esempio, da coltivazioni estensive a coltivazioni intensive), possono "liberare" nell'atmosfera grandi quantità di carbonio.

Nel contesto della valutazione semplificata, la RID fornisce direttamente i valori standard di riduzione percentuale Δe per i biocarburanti ed i biocombustibili liquidi. Noti i valori di Δe , ed applicando la (9.2) è quindi possibile ricavare, se d'interesse, anche i valori delle emissioni

$$E_B = (1 - \Delta e)E_F \quad (9.3)$$

Per i biocombustibili solidi e gassosi, la SEC fornisce i valori standard delle emissioni E_B ed indica, in aggiunta, i valori medi dei rendimenti di conversione energetica: $\eta_{elt} = 0,25$ per la produzione di energia elettrica, ed $\eta_{ter} = 0,85$ per la produzione di energia termica. Di conseguenza, nella stima (9.2) delle riduzioni percentuali si devono utilizzare, in alternativa, le espressioni:

$$(\Delta e)_{elt} = \frac{E_F - E_B/\eta_{elt}}{E_F} \quad (9.4)$$

per la produzione di energia elettrica, e

$$(\Delta e)_{ter} = \frac{E_F - E_B/\eta_{ter}}{E_F} \quad (9.5)$$

per produzione di energia termica.

Seguendo la procedura delineata più sopra, si sono calcolate le riduzioni percentuali nelle emissioni di gas serra relative alle filiere di biomasse più diffuse in Italia, riportando successivamente i risultati nella Tabella 9.3. Come si può notare, le riduzioni percentuali di emissione per i biocombustibili solidi e gassosi sono molto più elevate di quelle per i biocarburanti ed i biocombustibili liquidi.

Per il giudizio di sostenibilità ambientale, la DIR ha fissato come criterio minimo per i biocarburanti ed i biocombustibili liquidi una riduzione percentuale: $\Delta e \geq 35\%$

Tabella 9.3: Emissioni di gas serra delle principali filiere di biomasse: valori standard E_B e conseguenti riduzioni percentuali rispetto ai combustibili fossili di riferimento.

Filiera di produzione	E_B [gCO ₂ /MJ]	Δe [%]	$(\Delta e)_{elt}$ [%]	$(\Delta e)_{ter}$ [%]
Etanolo da barbabietole	40,2	52	–	–
Etanolo da cereali	70,4	16	–	–
Biodiesel da semi di colza	52,0	38	–	–
Biodiesel da semi di girasole	41,1	51	–	–
Olio vegetale puro da semi di colza	36,0	57	–	–
Cippato da residui	1,0	–	98	99
Cippato da colture	4,0	–	92	95
Pellet da residui essiccato a legna	2,0	–	96	97
Pellet da residui essiccato a gas naturale	20	–	60	73
Pellet da colture essiccato a legna	4,0	–	92	95
Pellet da colture essiccato a gas naturale	22	–	56	70
Miscanto in balle	7,0	–	86	91
Biogas da reflui zootecnici	8,0	–	84	89

(destinata a diventare $\Delta e \geq 50\%$ nel 2017 e $\Delta e \geq 60\%$ nel 2018). Di conseguenza, si può osservare come nessuna delle filiere di biocarburanti e biocombustibili liquidi citate nella Tabella 9.3 soddisfi il criterio minimo che entrerà in vigore nel 2018. Pertanto, l'obiettivo del 10% di biocarburanti nei trasporti, previsto dal Pacchetto Verde, potrà essere raggiunto soltanto se si metteranno a punto nuove filiere produttive.

Per quanto riguarda, invece, i biocombustibili solidi e gassosi, la SEC non ha fissato criteri di sostenibilità cogenti, ma ha demandato agli Stati membri il compito di fissare criteri compatibili con gli obiettivi nazionali di riduzione delle emissioni e, comunque, caratterizzati da percentuali di riduzione non inferiori a quelle che la DIR impone per i biocarburanti ed i biocombustibili liquidi. Poiché tutte le filiere di biocombustibili solidi e gassosi citate in Tabella 9.3 rientrano nei criteri di sostenibilità ambientale, è facile prevedere che le analisi di sostenibilità saranno utilizzate per individuare le filiere più meritevoli di incentivazione.

Esempio 9.1 Per il miscanto, partendo dai valori: $E_B = 7 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ e con riferimento all'utilizzo di idrocarburi $[\text{CH}_2]_n$ per la sua produzione, si ricavi il rapporto r_e tra energia ottenuta ed energia spesa.

Soluzione

Se l'emissione standard durante la produzione del miscanto è pari a

$$E_B = 7 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ ottenuti}}$$

mentre, in base all'Esempio 4.5, l'emissione standard durante la combustione degli idrocarburi è pari a

$$(E_B)_{CH_2} = 69 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ spesi}}$$

si ha necessariamente

$$r_e = 69 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ spesi}} \cdot \frac{1 \text{ MJ ottenuti}}{7 \text{ gCO}_2} = 9,9 \frac{\text{MJ ottenuti}}{\text{MJ spesi}}$$

Il risultato, è perfettamente compatibile con l'intervallo dei valori di r_e riportato in Tabella 9.2.

Esempio 9.2 Per il miscanto in balle, partendo dai valori forniti dalla SEC: $E_B = 7,0 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$; $(E_F)_{elt} = 198 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$; $(E_F)_{ter} = 87 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$; $\eta_{elt} = 0,25$, ed $\eta_{ter} = 0,85$ si ricavano $(\Delta e)_{elt}$ e $(\Delta e)_{ter}$.

Soluzione

Dalla Eq. (9.4) si ha

$$(E_B)_{elt} = \frac{E_B}{\eta_{elt}} = \frac{7}{0,25} = 28,0 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ}}$$

e, particularizzando la (9.2), si ottiene

$$(\Delta e)_{elt} = \frac{(E_F)_{elt} - (E_B)_{elt}}{(E_F)_{elt}} = \frac{198 - 28}{198} = 86\%$$

Analogamente, dalla (9.5) si ha

$$(E_B)_{ter} = \frac{E_B}{\eta_{ter}} = \frac{7}{0,85} = 8,24 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ}}$$

e, particularizzando la (9.2), si ottiene

$$(\Delta e)_{ter} = \frac{(E_F)_{ter} - (E_B)_{ter}}{(E_F)_{ter}} = \frac{87 - 8,24}{87} = 91\%$$

Esempio 9.3 Con riferimento alla produzione di energia elettrica e termica, si ricalcolino i parametri di emissione riportati nella DIR e nella SEC.

Soluzione

Per i carburanti, la DIR riporta il valore: $E_F = 83,8 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ mentre nell'Esempio 4.5, l'emissione standard durante la combustione degli idrocarburi era stata stimata

pari a $69 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$. D'altra parte, nell'analisi della filiera del petrolio al Paragrafo 3.2.1, si erano stimate emissioni aggiuntive, per l'intero ciclo di vita, variabili tra i $13,1 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per la benzina ed i $9,3 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il gasolio, ovvero valori totali di E_F compresi tra $(69 + 13,1) = 82,1 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per la benzina e $(69 + 9,3) = 78,3 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ per il gasolio. Tale intervallo di valori è certamente compatibile con la stima prudenziale europea di $83,8 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$.

Per quanto riguarda la produzione di energia elettrica, si può ritenere che il valore: $E_F = 83,8 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$ sia rappresentativo del mix di combustibili (gas naturale, carbone ed olio combustibile) utilizzati in Europa per la produzione di energia elettrica. Assumendo poi un valore del rendimento $\eta_{elt} = 0,425$ si ottiene una stima

$$(E_F)_{elt} = \frac{E_B}{\eta_{elt}} = \frac{83,8}{0,425} = 197 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ}}$$

molto vicina al valore $(E_F)_{elt} = 198 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$, proposto nella SEC.

Per quanto riguarda la produzione di energia termica si può, per semplicità, adottare il valore $E_F = 78,3 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$, tipico del gasolio. Assumendo poi un valore del rendimento $\eta_{ter} = 0,89$ si ottiene una stima

$$(E_F)_{ter} = \frac{E_B}{\eta_{ter}} = \frac{78,3}{0,89} = 88 \frac{\text{gCO}_2}{\text{MJ}}$$

molto vicino al valore $(E_F)_{ter} = 87 \text{ gCO}_2/\text{MJ}$, proposto nella SEC.

9.3.4 Inquinamento chimico-fisico

In questo paragrafo si fa riferimento ai principali inquinanti e si distingue tra emissioni dovute ai biocombustibili utilizzati per la produzione di energia termica ed elettrica, ed emissioni dovute ai biocarburanti utilizzati nei trasporti stradali.

Ossidi di zolfo

Gli ossidi di zolfo possono formarsi solo quando i reagenti contengono zolfo. Pertanto le combustioni di biocombustibili e biocarburanti, come la combustione di gas naturale, non danno luogo ad emissioni significative di ossidi di zolfo.

Ossidi di azoto

La presenza, o meno, degli ossidi di azoto nei fumi dipende solo dalla temperatura di combustione. Di conseguenza, le emissioni di ossidi di azoto da parte dei biogas e dei biocarburanti sono confrontabili con quelle dei carburanti tradizionali. I biocombustibili, invece, bruciano a temperature più basse dei combustibili fossili sostituiti

in quanto, generalmente, hanno poteri calorifici più bassi. Per contro, la miscelazione con l'aria dei biocombustibili solidi non è sempre agevole e, di conseguenza, le fiamme possono presentare zone a temperature diverse. Per il legno, materiale rappresentativo delle biomasse solide, il risultato finale è che le emissioni di ossidi di azoto sono confrontabili con quelle di gasolio e metano quando si utilizzano cippati e pellets, mentre sono superiori quando si utilizzano tronchetti.

Idrocarburi incombusti ed ossido di carbonio

Nel settore dei biocarburanti, le emissioni di idrocarburi incombusti ed ossido di carbonio derivano, essenzialmente, dalle combustioni che hanno luogo nei motori a ciclo Otto. In tali motori viene impiegato bioetanolo che, contenendo ossigeno, facilita la combustione riducendo le emissioni di HC e CO rispetto alla benzina tradizionale. Nel settore dei biocombustibili, rappresentano un rischio le emissioni di CO da parte dei biocombustibili solidi, soprattutto quando si utilizzano caldaie di vecchia concezione. In quest'ultimo caso, infatti, le emissioni sono superiori a quelle del gasolio e del metano a causa della già citata difficoltà di miscelazione tra aria e combustibili solidi.

Particolato

Anche in questo caso occorre distinguere tra biocarburanti e biocombustibili solidi. Il particolato emesso dai biocarburanti deriva, essenzialmente, dalle combustioni che hanno luogo nei motori a ciclo Diesel. In tali motori, tuttavia, si utilizza biodiesel, un metilestere di oli vegetali che, contenendo ossigeno, facilita la combustione e riduce, di conseguenza, le emissioni di polveri rispetto al gasolio. Al contrario le emissioni di polveri da parte dei biocombustibili solidi sono confrontabili con quelle dell'olio combustibile e del carbone (ovvero di combustibili che, a differenza del legno, non sono più utilizzati in contesti urbani).

9.4 CONVERSIONE ENERGETICA DIRETTA

Come si è già osservato, la conversione energetica delle biomasse può essere diretta od indiretta. Nella conversione diretta, le biomasse sono utilizzate in processi di combustione sotto forma di tronchetti, cippato, pellets e bricchetti mentre, nella conversione indiretta, sono prima trasformate in combustibili gassosi o liquidi.

La combustione diretta delle biomasse trova applicazione sia nel riscaldamento ambientale sia nella produzione di energia elettrica. Nel riscaldamento ambientale la combustione avviene, generalmente, in piccole caldaie a servizio di impianti monofamiliari mentre, nella produzione di energia elettrica, la combustione ha luogo, di solito, in grandi caldaie che alimentano impianti con turbine a vapore a ciclo

semplice (CSV). Allo scopo di aumentare il rendimento della produzione di energia elettrica sono, tuttavia, in fase di sperimentazione anche turbomotori a gas di piccola taglia che utilizzano biomasse solide polverizzate.

Per la sua importanza storico-sociale va ricordato, infine, il processo di carbonizzazione del legno per ottenere il carbone vegetale (o carbonella). La carbonizzazione del legno è, sostanzialmente, una pirolisi innescata dalla combustione, in forte difetto d'aria, di parte del legno contenuto nella carbonaia. In questo modo, nella massa del legno si raggiungono temperature dell'ordine di 400 °C, che inducono l'eliminazione di umidità e sostanze volatili e consentono la separazione dello scheletro carbonioso sotto forma di carbonella. La tecnologia tradizionale di carbonizzazione ha origini antichissime ma rese modeste, dell'ordine del 15-20%. Per questo motivo oggi si opera con apparecchiature industriali, fornendo calore al legno contenuto in camere di cottura provviste di sfiati ma non ventilate, ed arrivando così a rese del 30%.

9.4.1 Riscaldamento ambientale

Per la generazione di calore negli impianti di riscaldamento ambientale vengono utilizzate, quasi esclusivamente, biomasse legnose in forma di tronchetti, cippato e pellets. La legna proviene da boschi spontanei o da colture boschive a rotazione rapida (short rotation forestry) che, in Italia, sono rappresentate, essenzialmente, da pioppo, robinia e salice.

Le moderne caldaie a legna per il riscaldamento ambientale sono, di solito, generatori di calore a tubi di fumo che impiegano l'acqua come fluido termovettore. In questo settore occorre distinguere tra piccole caldaie alimentate in modo discontinuo con tronchetti o pellets, ed impianti medio-grandi alimentati automaticamente in continuo con pellets o cippato.

Nelle piccole caldaie a funzionamento discontinuo, l'autonomia può essere aumentata fino a 8-12 ore ampliando la camera di combustione, nel caso dell'alimentazione a tronchetti, od inserendo un serbatoio di prelievo, nel caso dell'alimentazione a pellets. Negli impianti medio-grandi, alimentati in continuo e dotati di sistemi automatici di rimozione delle ceneri, le autonomie sono, ovviamente, maggiori e raggiungono una settimana ed oltre. Tra le innovazioni tecnologiche che, negli ultimi anni, hanno interessato le caldaie a legna si possono citare:

- l'introduzione di due flussi distinti di aria comburente, primaria e secondaria, in modo da consentire, oltre alla combustione primaria del solido, anche il completamento della combustione secondaria delle componenti volatili prodotte dalla pirolisi iniziale;
- la regolazione del flusso d'aria secondaria mediante sonde "lambda" che mi-

9. ENERGIA DALLE BIOMASSE

surano in continuo la concentrazione di ossigeno nei fumi;

- l'introduzione di passaggi multipli dei fumi in camera di combustione per prolungare il tempo di contatto con le superfici di scambio termico ed aumentare la turbolenza.

Infine, i circuiti idraulici dei moderni impianti di riscaldamento a biomasse legnose prevedono, come illustrato in Fig. 9.1, l'inserimento di un accumulo termico che, generalmente, è un serbatoio coibentato di capacità compresa, secondo la potenza del generatore, tra i 500 ed i 2.000 litri d'acqua. L'accumulo consente:

- il funzionamento in continuo del generatore migliorando così il rendimento termico e riducendo, insieme, emissioni inquinanti e condense nel circuito dei fumi;
- il prelievo di calore anche nelle prime ore del mattino, nonostante lo spegnimento notturno della caldaia;
- la produzione estiva di acqua sanitaria, immagazzinando per lunghi periodi il calore prodotto dalla caldaia durante intervalli di funzionamento relativamente brevi.

I miglioramenti tecnologici e gli accorgimenti impiantistici hanno portato il rendimento di primo principio degli impianti di riscaldamento a legna a valori dell'ordine del 90%, vicini a quelli caratteristici delle caldaie tradizionali alimentate con gas-

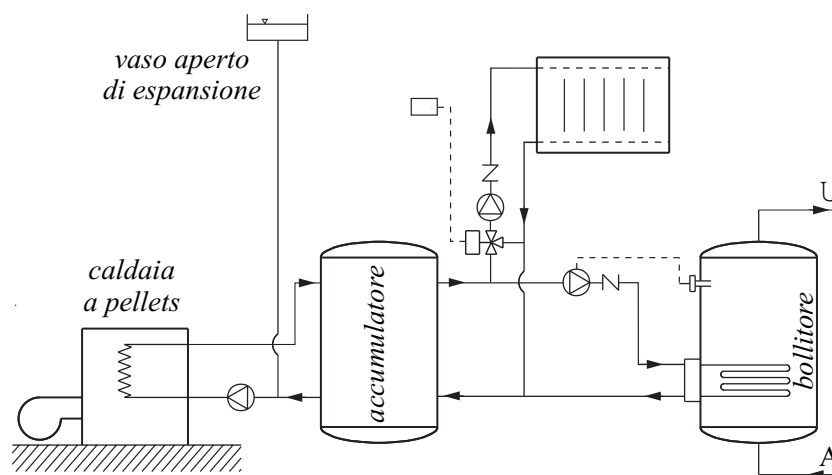


Figura 9.1: Schema funzionale di un impianto di riscaldamento a biomasse con accumulo termico.

lio o gas naturale. Restano tuttavia alcuni problemi di sicurezza tipici degli impianti a combustibili solidi. In tali impianti, infatti, la combustione non può essere bloccata immediatamente solo interrompendo il flusso di combustibile. Il combustibile solido continua a bruciare nella camera di combustione sino all'esaurimento producendo, eventualmente, un surplus di calore che deve essere smaltito per evitare aumenti eccessivi nella temperatura dell'acqua. Per risolvere quest'ultimo problema la normativa attuale prevede l'impiego di un vaso di espansione aperto, che può rilasciare vapore qualora la temperatura dell'acqua superi i 100 °C. Altre prescrizioni normative, finalizzate alla sicurezza, riguardano le modalità di reintegro dell'acqua scaricata, e la necessità di garantire la circolazione naturale dell'acqua in assenza di energia elettrica.

9.4.2 Generazione diretta di energia elettrica

La generazione diretta di energia elettrica ha luogo, di solito, in grandi impianti a ciclo semplice a vapore (CSV), nei quali i generatori di vapore sono provvisti di alimentatori automatici. In tal caso è conveniente utilizzare cippato, pellets, od anche polverino di legno, ovvero combustibili che sono facilmente immagazzinabili in silos e possono essere trasportati mediante nastri o sistemi pneumatici.

In questi impianti, il vapore da inviare in turbina viene prodotto in una caldaia tradizionale a griglia mobile del tipo schematizzato in Fig. 9.2 od, in alternativa, in caldaie a letto fluido del tipo illustrato nel Paragrafo 3.4.3. Le caratteristiche del combustibile, biomasse anziché combustibili fossili, e le dimensioni degli impianti, generalmente molto minori di quelle delle centrali termoelettriche tradizionali, non rendono economicamente conveniente il ricorso a cicli termodinamici complessi. Pertanto, come si è detto, il ciclo Rankine è a semplice surriscaldamento (CSV) e, di conseguenza, il rendimento di produzione dell'energia elettrica non supera il 25% (a fronte dei rendimenti del 50% ed oltre raggiunti nelle moderne centrali termoelettriche a ciclo combinato). Per migliorare l'efficienza complessiva di sfruttamento del combustibile, spesso si fa ricorso alla cogenerazione di energia elettrica e calore con impianti del tipo illustrato nel Paragrafo 12.5.

9.5 CONVERSIONE ENERGETICA INDIRETTA

Attualmente, le tecnologie più diffuse per la conversione energetica indiretta delle biomasse sono le produzioni di combustibili gassosi o liquidi, ovvero: biogas a partire da reflui zootecnici, bioetanolo a partire da specie vegetali ad alto contenuto di zuccheri o di carboidrati fermentabili, e biodiesel a partire da semi oleaginosi. Sono, tuttavia, in fase di sperimentazione anche tecnologie per l'ottenimento di biopetrolio

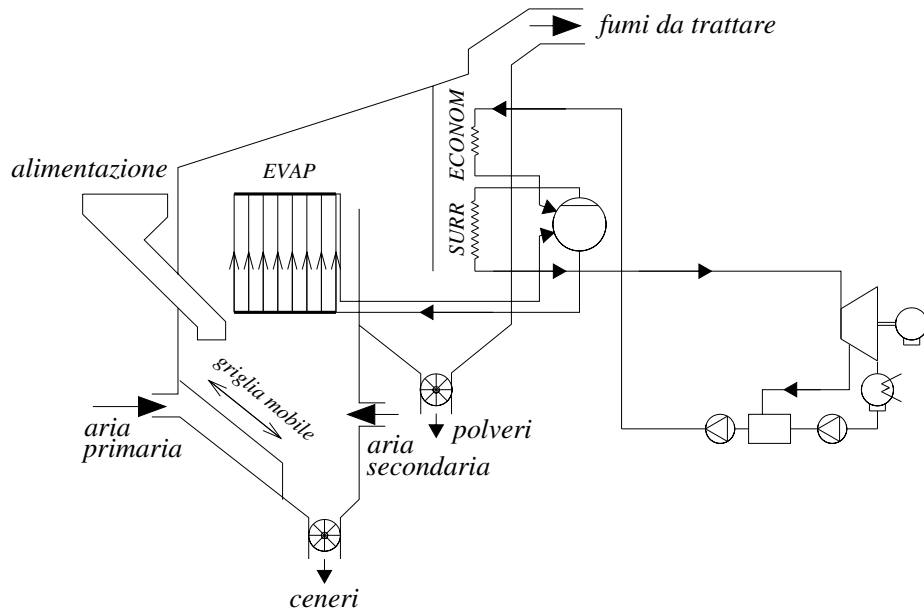


Figura 9.2: Impianto di produzione dell'energia elettrica a ciclo semplice a vapore (CSV) alimentato con biomasse.

e suoi derivati, benzina e gasolio sintetici, attraverso la liquefazione dei gas generati durante la gassificazione di biomasse solide. Inoltre, tra le tecnologie di conversione indiretta delle biomasse sono considerate molto promettenti quelle basate sulla produzione di energia elettrica mediante un gassificatore di biomasse solide accoppiato ad un impianto a ciclo combinato gas-vapore IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle), del tipo descritto nel Paragrafo 3.4.9.

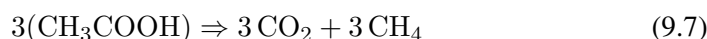
9.5.1 Produzione di liquami da reflui zootecnici

Da un punto di vista biochimico, il processo di formazione del biogas a partire dai liquami zootecnici si può considerare una digestione anaerobica, in quanto si sviluppa negli ambienti umidi in assenza di ossigeno. In una prima fase, i batteri idrolitici spezzano le molecole organiche complesse in molecole più semplici, sulle quali possono agire i batteri acidogeni. Così, ad esempio, da acqua e carboidrati (quali amidi e cellulosa) si può arrivare all'acido acetico



Nella seconda fase, gli acidi organici sono scissi in metano ed anidride carbonica per l'azione di batteri metanogeni. Così, dalla decomposizione dell'acido acetico si

ottiene



Il biogas risultante è composto, essenzialmente, da metano ed anidride carbonica ed il suo potere calorifico inferiore è dell'ordine dei 15 MJ/m³.

La velocità della digestione anaerobica dipende dall'intervallo di temperature in cui il processo si sviluppa. Nel settore zootecnico la produzione di biogas ha, generalmente, luogo in reattori non riscaldati, che operano in condizioni di psicofilia (ovvero a temperature medie annuali inferiori ai 20 °C), od in reattori riscaldati con una frazione del biogas prodotto, che operano in condizioni di mesofilia (ovvero a temperature medie annuali comprese tra i 20 ed i 40 °C). I reattori non riscaldati sono caratterizzati da efficienze variabili a seconda della stagione con, in media, tempi di permanenza dei reflui dell'ordine dei 60 giorni e produzioni annuali di biogas dell'ordine dei 0,25 metri cubi per chilogrammo di suino allevato [0,25 m³/(kg a)]. I reattori riscaldati sono caratterizzati da efficienze più elevate con, in media, tempi di permanenza dei reflui dell'ordine dei 20 giorni e produzioni annuali di biogas dell'ordine dei 0,35 metri cubi per chilogrammo di suino allevato [0,35 m³/(kg a)].

La Fig. 9.3 riporta lo schema di un reattore miscelato che opera in condizioni di mesofilia. In esso, il calore è fornito da uno scambiatore che riscalda i liquami immessi, mentre l'involucro esterno è coibentato. Il reattore funziona in continuo in quanto il liquame entra dal basso, viene miscelato da agitatori meccanici a basso regime di rotazione e, dopo un adeguato tempo medio di residenza (dipendente dal rapporto tra volume del digestore e portata entrante), esce dall'alto. Il biogas si raccoglie nella parte superiore vuota dove il prelievo è tale da mantenere, rispetto all'esterno, una lieve sovrappressione (peraltro controllata dalla valvola di sicurezza).

Il biogas prodotto può essere utilizzato direttamente negli allevamenti zootecnici per produrre calore ed energia elettrica, rispettivamente in caldaie e gruppi elettrogeni appositamente adattati. In alternativa, il biogas grezzo può essere sottoposto ad un processo di raffinazione (che elimina anidride carbonica, impurità e contaminanti), al fine di ottenere biometano, ovvero un biogas con una concentrazione di metano del 95% almeno, utilizzabile al pari del gas naturale.

9.5.2 Produzione di bioetanolo

Il bioetanolo è ottenuto attraverso una trasformazione anaerobica dei glucidi (amidi e zuccheri) in etanolo (C₂H₅OH), attuata da specifici microrganismi (batteri e, soprattutto, lieviti). Tale processo prende il nome di fermentazione alcolica e può interessare tutti i prodotti ricchi di glucosio (C₆H₁₂O₆), come le barbabietole, oppure ricchi di amido (C₆H₁₀O₅), come i cereali. In quest'ultimo caso, la fermentazione avviene in due stadi poiché gli amidi non sono attaccati direttamente dai lieviti

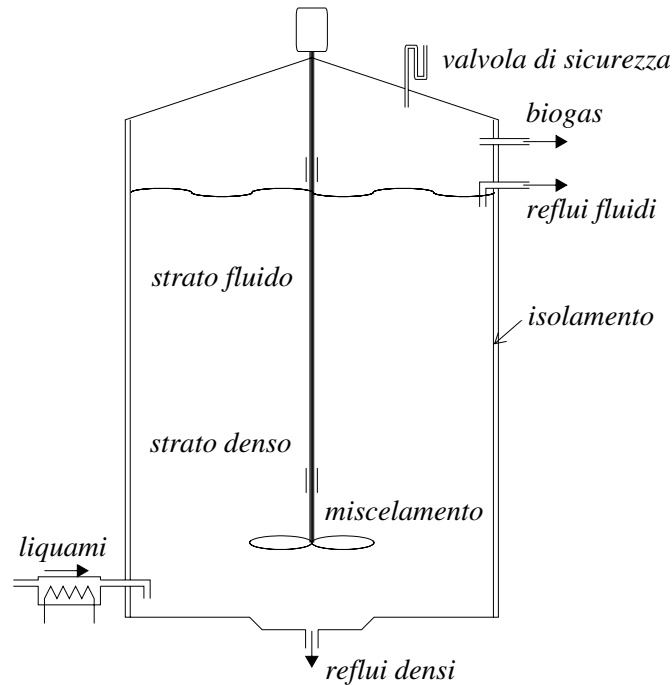
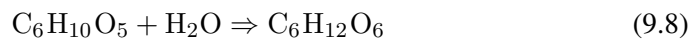
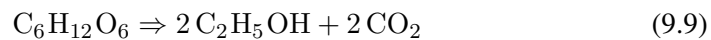


Figura 9.3: Schema di reattore per la produzione di biogas a partire da reflui zootecnici.

fermentanti. Nel primo stadio si realizza un'idrolisi degli amidi



con produzione di glucosio mentre, durante la fermentazione alcolica vera e propria, i lieviti fermentanti trasformano il glucosio in etanolo ed anidride carbonica



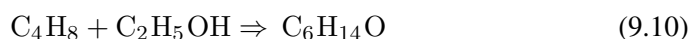
A livello industriale la concentrazione massima di etanolo nel "liquore" ottenuto dalla fermentazione è inferiore al 15%, perché contenuti maggiori ostacolano la fermentazione stessa. Pertanto l'etanolo deve essere successivamente separato dal liquore, mediante distillazione ad una temperatura superiore a 78 °C (temperatura di ebollizione dell'etanolo). Oltre all'etanolo, nel processo si ottengono sottoprodotti ad alto contenuto proteico: i DDGS (Dried Distillers's Grains with Solubles, ovvero sostanze solubili essiccate provenienti dalla distillazione dei cereali) che sono impiegati nell'alimentazione animale.

9.5. CONVERSIONE ENERGETICA INDIRECTA

La produzione di bioetanolo a partire da specie vegetali ricche di glucosio e amidi trova, tuttavia, un ostacolo evidente nel costo delle materie prime. Nei paesi a climi temperati come l'Italia, a differenza di quello che succede nei paesi a climi tropicali come il Brasile e l'India, le colture zuccherine ed amidacee non sono caratterizzate da altissimi livelli di produttività. Di conseguenza, appare molto interessante la prospettiva di puntare sulla produzione di bioetanolo a partire da materie prime ricche di cellulosa come, ad esempio, paglia, stocchi di mais e residui legnosi. In questo modo, la materia prima avrebbe costi molto ridotti anche se, in compenso, si presenterebbero difficoltà di natura tecnica. La principale difficoltà, che attualmente viene affrontata su scala di laboratorio in diversi impianti pilota, è la separazione fisica della cellulosa ($n\text{-C}_6\text{H}_{10}\text{O}_5$), che è adatta alla produzione di etanolo, dalla struttura vegetale che è costituita prevalentemente da lignina e, di conseguenza, non fermenta.

Una volta prodotto, il bioetanolo presenta delle caratteristiche chimico-fisiche che lo rendono affine alla benzina. Esso può, infatti, essere mescolato alla benzina in percentuali che arrivano al 100% (E100) nei motori opportunamente predisposti. In generale, tuttavia, l'etanolo è mescolato alla benzina in percentuali che non superano il 10% (E10), in modo da poter essere utilizzato anche in motori non modificati. In quest'ultimo caso il vantaggio principale è l'aumento del numero di ottano, in quanto il numero di ottano del bioetanolo puro è pari a 109, senza la necessità di ricorrere ai vecchi additivi a base di piombo tetraetile o ad idrocarburi aromatici (come, ad esempio, il benzene ed i suoi derivati, che hanno eccellenti caratteristiche ottaniche ma sono anche molto pericolosi per la salute).

L'etanolo può anche essere combinato con l'isobutilene, un idrocarburo isomero del butilene (C_4H_8), per formare ETBE (Etil-Ter-Butil-Etere), secondo la reazione



Il bilancio di massa della reazione (9.10) può essere scritto nella forma

$$530 \text{ kg isobutilene} + 470 \text{ kg etanolo} \Rightarrow 1000 \text{ kg ETBE} \quad (9.11)$$

dalla quale si evincono, più facilmente, consumi e rese.

Nella Tabella 9.4, vengono confrontate alcune proprietà caratteristiche di benzina tradizionale, bioetanolo ed ETBE. Come si può vedere, le caratteristiche più negative del bioetanolo sono il potere calorifico, dell'ordine dei 2/3 appena di quello della benzina, e la bassa tensione di vapore. Un potere calorifico più basso significa un'autonomia inferiore a parità di volume di serbatoio, mentre la bassa tensione di vapore può creare difficoltà nelle partenze a freddo. Le caratteristiche positive sono, invece, il numero di ottano, più alto di quello della benzina, ed una maggior efficienza di combustione, collegata all'elevato contenuto di ossigeno nella molecola. L'ETBE ha

caratteristiche intermedie tra quelle del bioetanolo e della benzina, con l'unica eccezione dell'elevatissimo numero di ottano che lo rende un additivo molto interessante per le benzine verdi.

Tabella 9.4: Confronto tra alcune proprietà caratteristiche di benzina tradizionale, bioetanolo ed ETBE [elaborazione su dati EUBIA].

Proprietà	Benzina	Bioetanolo	ETBE
Massa molare [kg/kmol]	111	46	102
Massa O ₂ [%]	0	34,8	15,7
$\rho(15\text{ }^\circ\text{C})$ [kg/m ³]	750	780	750
H_i [MJ/kg]	41	27	36
$p_{vs}(15\text{ }^\circ\text{C})$ [kPa]	75	17	28
Numero di ottano	97	109	118

A conclusione del paragrafo va detto che, quali ingredienti delle benzine verdi, l'etanolo e l'ETBE si pongono in diretta concorrenza, rispettivamente, con il metanolo (CH₃OH) e l'MTBE (C₅H₁₂O), il composto omologo dell'ETBE ottenuto dal metanolo. Il metanolo viene generalmente ricavato dal metano o dal carbone e può, quindi, essere prodotto a costi molto più bassi dell'etanolo. Motivazioni di carattere ecologico, tuttavia, spingono verso l'impiego dell'etanolo e dell'ETBE nei carburanti, a causa dei rischi per la salute derivanti dall'impiego di metanolo ed MTBE. Numerosi studi hanno, infatti, dimostrato che l'MTBE è già oggi una causa d'inquinamento per l'acqua potabile, in quanto è presente sia nelle acque superficiali sia in quelle sotterranee. Il rischio di un grave inquinamento delle falde in caso di ulteriori versamenti nell'ambiente è, quindi, tale da far pensare ad un possibile bando del metanolo e dell'MTBE entro breve tempo.

9.5.3 Produzione di oli vegetali e biodiesel

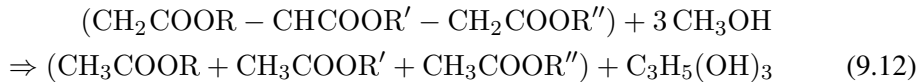
La prima tappa nella produzione di un carburante derivato da semi oleosi, come colza e girasole, è costituita dall'estrazione dell'olio attraverso la spremitura dei semi stessi. Al termine della spremitura si ricava un olio vegetale puro (POV) e, come sottoprodotto, una farina ad alto contenuto proteico adatta all'alimentazione animale. I POV sono, a tutti gli effetti, dei biocombustibili liquidi e, come tali, possono essere utilizzati anche se, a causa della loro grande viscosità, non sono adatti all'impiego in autotrazione. Essi trovano impiego, tuttavia, in motori a ciclo Diesel adattati e provvisti di un "sistema a due serbatoi". In questi casi il gasolio viene utilizzato nella fase di avvio, prima di passare all'alimentazione a POV una volta che il motore sia a regime.

9.5. CONVERSIONE ENERGETICA INDIRECTA

Per avere un carburante derivato da biomasse che sia utilizzabile nei comuni motori a ciclo Diesel, è necessario ricorrere al biodiesel. Da un punto di vista chimico, il biodiesel appartiene alla famiglia degli esteri metilici derivati da acidi grassi (FAME, Fatty-Acid Methyl Ester), ovvero degli esteri che si ottengono miscelando al metanolo un olio, od un grasso, di origine vegetale o animale. Nel contesto che qui interessa, il biodiesel è ricavato miscelando al metanolo (CH_3OH) un POV che, chimicamente, è un trigliceride rappresentabile mediante la formula generale

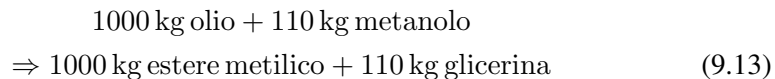


dove R , R' ed R'' sono dei radicali rappresentabili, a loro volta, mediante la formula generale $(\text{C}_n\text{H}_{2n+1})^-$ in quanto derivati dagli idrocarburi paraffinici saturi a catena lineare $\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$ eliminando un atomo di idrogeno. La transesterificazione dei POV ha luogo in presenza di catalizzatori, e può essere riassunta nella formula



dove, al secondo membro, compaiono i tre esteri metilici derivati ($\text{CH}_3\text{COOR} + \text{CH}_3\text{COOR}' + \text{CH}_3\text{COOR}''$) che trovano impiego come carburante, ed il sottoprodotto glicerolo, o glicerina $\text{C}_3\text{H}_5(\text{OH})_3$, che può essere utilizzato nelle industrie chimiche e farmaceutiche. Come si può notare, la reazione (9.12) ha come risultato più evidente la rottura della molecola del trigliceride in tre molecole più piccole e, quindi, meno viscoso.

Il bilancio di massa semplificato della reazione (9.12) può essere scritto nella forma



dalla quale si evincono, più facilmente, consumi e rese.

Nella Tabella 9.5, vengono confrontate alcune proprietà caratteristiche di gasolio tradizionale, oli vegetali puri e biodiesel. Come si era già osservato, gli oli vegetali puri non sono adatti all'utilizzo nei motori a ciclo Diesel normali, a causa della loro viscosità fino a 20 volte maggiore di quella del gasolio. Da un punto di vista motoristico il biodiesel ha, invece, caratteristiche confrontabili con quelle del gasolio tradizionale in quanto la viscosità cinematica non è troppo superiore, mentre il basso potere calorifico è parzialmente compensato da una densità elevata (di modo che, a parità di volume del serbatoio, l'autonomia di funzionamento non si riduce troppo). Inoltre, il numero di cetano (proporzionale alla facilità di avviamento a freddo) può essere addirittura superiore a quello del gasolio, mentre la presenza di ossigeno nella molecola migliora l'efficienza di combustione. Infine, il punto di infiammabilità più alto rende il biodiesel un combustibile più sicuro.

Tabella 9.5: Confronto tra alcune proprietà caratteristiche di gasolio tradizionale, oli vegetali puri e biodiesel [elaborazione su dati EUBIA e AIEL].

Proprietà	Gasolio	Olio vegetale	Biodiesel
Massa molare [kg/kmol]	170-200	≈310	≈300
Massa O ₂ [%]	0	9-11	9-11
ρ (15 °C) [kg/m ³]	830	910	890
H_i [MJ/kg]	43	37	37
Viscosità cin. a 40 °C [mm ² /s]	2-4,5	33-38	3,5-5
Punto di infiammabilità [°C]	> 55	≥220	≥120
Numero di cetano	≥51	37-38	47-54

Grazie alle sue caratteristiche, il biodiesel trova ampia utilizzazione sia nei motori Diesel normali, mescolato al gasolio fino ad un massimo del 5% (B5), sia nelle usuali caldaie degli impianti da riscaldamento, dove può sostituire integralmente il gasolio (B100). L'uso del biodiesel puro (B100) nei motori per autotrazione è anche possibile purché, nel circuito carburante, si sostituiscano le guarnizioni in gomma con altre in materiali compatibili come, ad esempio, rame o polietilene.

9.5.4 Generazione indiretta di energia elettrica

La generazione indiretta di energia elettrica ha luogo in grandi impianti di gassificazione a ciclo combinato integrati (IGCC), alimentati automaticamente con cippato, pellets, od anche polverino di legno. Tali impianti sono molto simili a quelli già illustrati nel Paragrafo 3.4.3 nel contesto della gassificazione del carbone.

Rispetto alla gassificazione del carbone, la gassificazione delle biomasse produce un gas di qualità inferiore ma, comunque, ancora utilizzabile nei turbomotori. Le caratteristiche inferiori del gas da biomasse si traducono in combustioni a temperature meno elevate e, di conseguenza, il rendimento complessivo degli IGCC a biomasse è inferiore a quello degli impianti omologhi a carbone e si aggira, attualmente, intorno al 35%. Si tratta, in ogni caso, di un rendimento superiore di quello degli impianti CSV a biomasse che, però, viene ottenuto a prezzo di maggiori costi di realizzazione e manutenzione ed a una minore affidabilità di alcuni componenti, primo fra tutti il gassificatore.

9.6 ASPETTI ECONOMICI

Anche nel caso delle biomasse, evidentemente, gli incentivi a favore delle fonti rinnovabili giocano un ruolo fondamentale nei calcoli di convenienza economica. D'altra

parte se si considerano tutte le esternalità, cioè il complesso degli oneri e dei benefici sociali, il trattamento agevolato per l'energia da biomasse appare abbastanza giustificato. La produzione di energia mediante combustibili fossili dà, infatti, luogo ad esternalità negative, provocando diverse forme d'inquinamento. Al contrario, la produzione di energia mediante biomasse dà luogo ad esternalità positive, consentendo di ottenere benefici per la sicurezza di approvvigionamento, la bilancia dei pagamenti, la conservazione del suolo e l'occupazione in agricoltura.

Come in tutti i casi in cui ci si trova in presenza di esternalità, i soli meccanismi del mercato non sono in grado di determinare allocazioni efficienti delle risorse. Occorre dunque che le istituzioni pubbliche intervengano sul mercato attraverso imposte od incentivi, al fine di realizzare l'efficienza macroeconomica. Anche nel prossimo futuro, quindi, le biomasse dovrebbero essere incentivate o, perlomeno, tassate in maniera favorevole rispetto ai combustibili fossili.

D'altra parte, l'incertezza sull'entità degli incentivi e delle eventuali agevolazioni fiscali non consente, di fatto, un confronto di convenienza tra fonti fossili e biomasse e, di conseguenza, nel seguito si è preferito limitare l'analisi ai soli costi di produzione dei biocombustibili, solidi e gassosi, e dei biocarburanti.

9.6.1 Costi dei biocombustibili solidi

I costi di acquisizione della materia prima dipendono dalla biomassa considerata. Se, per semplicità, si fa riferimento alle filiere principali: forestale, residui colturali e colture dedicate, si possono fare le considerazioni riportate nel seguito.

Con le biomasse di origine forestale, il costo di acquisizione è determinato sia dalle operazioni di cantiere (come taglio, allestimento e carico), sia dalle operazioni di trasporto e successivo stoccaggio. I costi stimati per le operazioni di cantiere variano da un minimo di 25 €/t per i boschi cedui, ad un massimo di 42 €/t per le piante di alto fusto. I costi per le operazioni di trasporto e stoccaggio non sono invece stimabili a priori in quanto troppo variabili da luogo a luogo (montagna, pianura, presenza di collegamenti autostradali e così via).

Con le biomasse da residui agricoli, come paglia e stoppie, i costi si limitano alla fase di raccolta in quanto i costi di produzione vanno imputati al prodotto agricolo principale. La stima di tali costi varia da un minimo di 5 €/t per l'imballatura ed il carico di rotoballe, ad un massimo di 14 €/t per l'imballatura ed il carico di balle parallelepipedo grandi.

Con le biomasse da colture dedicate, i costi di produzione dipendono in gran parte dalla coltura stessa (erbacea od arborea) e variano da un minimo di 29 €/t per il

miscanto ad un massimo di 42 €/t per il pioppo. Va comunque osservato che il maggior costo di acquisizione è spesso compensato dal miglioramento del paesaggio e dalla possibilità di diversificazione agricola.

Una volta acquisita, la materia prima deve essere preparata per la commercializzazione. Come si è già osservato, la forma commerciale più diffusa è il pellet preparato a partire da biomasse legnose. In questo caso i costi di produzione dipendono fortemente dal costo di acquisto delle biomasse, variabile da zero per i residui legnosi autoprodotti (ad esempio da una segheria) ad un massimo di 60 €/t per l'acquisto di biomasse legnose frantumate ed essiccate. Le successive operazioni di compressione, con o senza l'ausilio di leganti, e di raffreddamento alla fine del ciclo di lavorazione incidono per un massimo di 50 €/t. Di conseguenza, il costo di produzione totale dei pellets varia tra i 50 ed i 110 €/t.

Esempio 9.4 *Si stimi il tempo di recupero dell'investimento necessario per ripagare un impianto di riscaldamento e produzione di acqua sanitaria alimentato con pellets. Si faccia riferimento ad un impianto della potenza termica utile $P_u = 300 \text{ kW} = 0,3 \text{ MW}$, ad un fattore di utilizzo annuale del 15% ed a un rendimento di primo principio $\eta_{ter} = 0,85$.*

Soluzione

Nel caso considerato, l'investimento totale richiesto ammonta a 176.000 €, così suddiviso: acquisto della caldaia (56.000 €); opere civili, elettriche e meccaniche (94.000 €); installazione (10.000 €) ed IVA 10% (16.000 €). A sua volta il costo annuale di gestione e manutenzione, assunto pari al 5% dell'investimento, comporta una spesa di 8.800 €/a.

Con riferimento ai dati del problema, l'energia termica prodotta dalla caldaia in un anno risulta pari a

$$E_{ter} = 0,15 \cdot 24 \cdot 365 \cdot 3600 \frac{P_u}{\eta_{ter}} \cong 1,67 \cdot 10^6 \frac{\text{MJ}}{\text{a}}$$

Di conseguenza, il consumo di legna ($H_i = 19 \text{ MJ/kg}$) è pari a $(1670000/19000 \Rightarrow) 87,9 \text{ t/a}$ e, con un prezzo di mercato dei pellets di 150 €/t, si ha un costo del combustibile pari a

$$87,9 \cdot 150 = 13.050 \text{ €/a}$$

Pertanto i costi annuali per gestione, manutenzione e combustibile ammontano a $13.050 + 8.800 = 21.850 \text{ €/a}$.

Il consumo (risparmiato) di gasolio ($H_i = 36 \text{ MJ/kg}$) è pari a $(1670000/36 \Rightarrow) 46,4 \text{ kl/a}$. Con un prezzo del gasolio di 1,15 €/litro (dati 2010), si ha un risparmio

da non uso di gasolio pari a

$$46400 \cdot 1,15 = 53.400 \text{ €/a}$$

Di conseguenza, il vantaggio ottenuto con l'uso dei pellets è pari a (53400 - 21850 ⇒) 31.550 €/a ed il tempo di ritorno dell'investimento è pari a (176000/31550 ⇒) 5,6 < 6 anni, molto inferiore alla vita media utile dell'impianto stimata pari a 15 anni.

9.6.2 Costi del biogas da reflui

I reflui zootecnici, oltre a causare emissioni maleodoranti, hanno un costo di smaltimento che aumenta con la distanza tra la stalla ed il luogo di spargimento. Gli impianti di produzione di biogas, invece, riducono le emissioni maleodoranti ed evitano lo spargimento diretto dei reflui nell'ambiente. Inoltre, il biogas prodotto può essere utilizzato per la generazione di energia termica od elettrica, mentre il sottoprodotto del trattamento anaerobico può essere utilizzato come concime di qualità al posto dei fertilizzanti chimici. L'ovvia contropartita è che gli impianti di produzione del biogas hanno costi di costruzione e gestione che devono essere recuperati durante il periodo di vita utile degli impianti stessi.

Esempio 9.5 *Si stimi il tempo di recupero dell'investimento necessario per ripagare un impianto di generazione elettrica a biogas a servizio di un'azienda zootecnica che alleva 700 capi di bovini. L'obiettivo è quello di bruciare una frazione del biogas prodotto per mantenere il digestore in regime di mesofilia (30-40 °C), e di autoconsumare e/o vendere in rete l'energia elettrica generata.*

Soluzione

Il digestore riceve complessivamente 16.500 t/a di liquame (corrispondenti a circa 23,5 t/a per bovino) ed ha un volume di 1.500 m³. La produzione stimata di biogas è dell'ordine dei 315.000 m³/a (ovvero circa 450 m³/a per singolo bovino), sufficiente a riscaldare il digestore e ad alimentare un gruppo elettrogeno da 110 kW_{elt} per 5.400 h/a. Nel caso in esame, il costo complessivo dell'impianto è pari a 750.000 €, mentre il costo annuale di gestione e manutenzione, assunto pari al 5% dell'investimento, comporta una spesa di 37.500 €/a.

Con un funzionamento del gruppo elettrogeno per 5.400 h/a, la produzione di energia elettrica è pari a

$$110 \cdot 5400 = 594.000 \text{ kWh}$$

Parte della produzione (44.000 kWh) viene impiegata per gli ausiliari dell'impianto, mentre la produzione utile (550.000 kWh) viene in parte autoconsumata (300.000

kWh) ed in parte ceduta in rete (250.000 kWh).

Con riferimento ai dati esposti, dall'investimento si ricavano: $250.000 \text{ kWh} \cdot 0,3 \text{ €/kWh} = 75.000 \text{ €/a}$ per la cessione dell'energia elettrica alla rete alla tariffa onnicomprensiva di $0,3 \text{ €/kWh}$, mentre si risparmiano: $300.000 \text{ kWh} \cdot 0,15 \text{ €/kWh} = 45.000 \text{ €/a}$ per l'autoconsumo aziendale di energia elettrica (valutata a $0,15 \text{ €/kWh}$).

Di conseguenza, il vantaggio ottenuto con l'impianto è pari a $(75000 + 45000 - 37500 =) 82500 \text{ €/a}$ ed il tempo di ritorno dell'investimento è pari a $(750000/82500 \cong) 9$ anni circa, molto inferiore alla vita media utile dell'impianto stimata pari a 15 anni.

9.6.3 Costi del bioetanolo

Dal punto di vista degli utenti finali, il costo del prodotto rappresenta il principale ostacolo alla diffusione del bioetanolo. A loro volta, i costi di produzione del bioetanolo sono difficili da quantificare perché variano con il prezzo delle materie prime agricole ed il metodo di produzione.

Secondo le stime più accreditate, il costo di produzione del bioetanolo nel 2008 è stato pari a $0,59 \text{ €/litro}$ nell'Unione Europea (circa il doppio del costo in Brasile). Per confrontare il costo con quello della benzina senza piombo occorre tener conto dei diversi poteri calorifici e quindi moltiplicare il costo del bioetanolo per il rapporto tra il potere calorifico della benzina (32 MJ/litro) ed il potere calorifico del bioetanolo (21 MJ/litro). Si ottiene così un prezzo equivalente pari a $0,59 \cdot 32/21 = 0,90 \text{ €/litro}$ che va confrontato con il prezzo della benzina verde al netto delle imposte, pari a $0,57 \text{ €/litro}$ (dati 2010). Come si vede, è conveniente produrre bioetanolo soltanto nell'ipotesi di forti agevolazioni fiscali.

9.6.4 Costi del biodiesel

Dal punto di vista degli utenti finali, il costo del prodotto rappresenta il principale ostacolo alla diffusione del biodiesel. A loro volta, i costi di produzione del biodiesel sono difficili da quantificare perché variano con il prezzo delle materie prime agricole ed il metodo di produzione.

Secondo le stime più accreditate, il costo di produzione del biodiesel nel 2008 nell'Unione Europea è stato pari $0,90 \text{ €/litro}$, per le produzioni più economiche, basate sugli oli di soia e colza, e pari a $1,20 \text{ €/litro}$ per la produzione basata sull'olio di girasole. Per confrontare il costo con quello del gasolio per autotrazione occorre tener conto dei diversi poteri calorifici e quindi moltiplicare il costo del biodiesel per il rapporto tra il potere calorifico del gasolio (36 MJ/litro) ed il potere calorifico del biodiesel (33 MJ/litro). Si ottiene così un prezzo equivalente minimo pari a $0,90$

· $36/33 = 0,98$ €/litro che va confrontato con il prezzo del gasolio al netto delle imposte, pari a 0,59 €/litro (dati 2010). Come si vede, anche nel caso del biodiesel, la produzione è conveniente soltanto nell'ipotesi di forti agevolazioni fiscali.

9.7 CONCLUSIONI

Le biomasse, sfruttate entro la capacità di rigenerazione delle specie vegetali da cui provengono, possono venire considerate, a buon diritto, fonti di energia rinnovabile, in quanto i vegetali trasformano l'energia solare in energia chimica attraverso la fotosintesi clorofilliana. Oltre ad essere fonti rinnovabili, le biomasse sono potenzialmente neutrali ai fini dell'emissione di gas serra perché l'anidride carbonica generata dalla loro combustione è quella assorbita, in precedenza, dai vegetali.

Nel testo, in particolare:

- Si sono presentate definizioni e classificazione delle biomasse desunte dalla normativa italiana (Dlgs 387/03) ed europea (Direttiva 2009/28/CE).
- Si è accennato alle prospettive di impiego delle biomasse nei contesti della Politica Agricola Comunitaria, ed agli incentivi previsti dalla UE per le fonti rinnovabili.
- Si sono illustrate le più comuni filiere di biomasse partendo dalla fotosintesi ed arrivando ai prodotti finali disponibili come biocombustibili, solidi e liquidi, e biocarburanti.
- Si è definito il “rapporto energetico” tra l'energia contenuta in una biomassa e l'energia spesa nella sua produzione.
- Si sono discusse le forme di inquinamento chimico-fisico dovute a biocombustibili, solidi e liquidi, e biocarburanti.
- Si è dedicata un'attenzione particolare alla “sostenibilità ambientale delle biomasse”, la nuova problematica imposta all'attenzione dei tecnici dalla Direttiva 2009/28/CE (che si occupa di biocarburanti) e dal Rapporto della Commissione Europea SEC 2010/65-66 (che si occupa di biocombustibili solidi e gassosi).
- Nel contesto della conversione energetica diretta, si è trattato del riscaldamento ambientale mediante caldaie a legna e della generazione di energia elettrica

mediante impianti a combustibili solidi a ciclo semplice a vapore (CSV).

- Nel contesto della conversione energetica indiretta, si sono esaminate le tecnologie di produzione del biogas, dei biocombustibili liquidi e dei biocarburanti e la tecnologia di generazione di energia elettrica mediante impianti di gassificazione integrati a ciclo combinato (IGCC).
- A conclusione del capitolo, si sono riportate alcune considerazioni sugli aspetti economici dell'utilizzo energetico di biocombustibili e biocarburanti, dalle quali è emerso che l'impiego di biocombustibili solidi e gassosi può dar luogo a vantaggi economici anche in assenza di agevolazioni fiscali, mentre l'impiego di bioetanolo e di biodiesel può risultare conveniente solo in presenza di forti agevolazioni fiscali.

Capitolo 10

Energia dai rifiuti

10.1 IL PROBLEMA CULTURALE

Con il termine “rifiuto” si intende, in senso etimologico, qualsiasi materiale od oggetto, derivante da attività umane o da cicli naturali, che viene abbandonato o destinato all’abbandono. Da questo punto di vista, i rifiuti pongono un problema culturale: è cultura, ad esempio, non scartare quella frazione di materia che può essere ancora sfruttata da una tecnologia più attenta, specialmente quando la mancata riutilizzazione provoca gravi danni ambientali. L’aumento di sensibilità ambientale che si è avuto negli ultimi anni ha, infatti, spinto la normativa a considerare prioritarie le riduzioni di quantità e pericolosità dei rifiuti solidi, ed a rendere obbligatorie le successive fasi di riutilizzo, riciclaggio di materia prima, e recupero di energia. Il conferimento in discarica, quindi, non è più la tecnica di elezione per lo smaltimento dei rifiuti ma è diventato la fase residuale dell’intera gestione, riservata agli inerti ed ai residui non ulteriormente trattabili.

La gestione dei rifiuti è, comunque, un compito alquanto delicato che si inserisce in un processo decisionale molto ampio. Passo dopo passo si deve andare dalle azioni per ridurre la quantità e la pericolosità dei rifiuti prodotti, all’identificazione di un bacino di raccolta, alla scelta delle modalità di conferimento e trasporto, fino ad arrivare alla progettazione degli impianti di trattamento e, soprattutto, alla collocazione degli impianti stessi e delle discariche al loro servizio (che, inevitabilmente, saranno più o meno vicini all’abitazione di qualcuno). Come si vede, ogni passo ha riflessi importanti sulla società, sull’economia del territorio interessato e sulla qualità della vita delle popolazioni coinvolte. Per questo motivo, le attività inerenti alla gestione dei rifiuti vanno considerate un servizio di pubblico interesse, indispensabile ad evitare rischi gravissimi per la salute e l’ambiente. D’altra parte, i possibili recuperi di materia e di energia dai rifiuti non vanno trascurati ed, in quest’ottica, nel seguito ci si occuperà dei rifiuti solidi urbani non pericolosi, poiché il trattamento dei rifiuti

speciali (la classe che comprende, tra gli altri, i rifiuti industriali) e dei rifiuti pericolosi richiede l'impiego di tecnologie troppo specialistiche per essere illustrate in un corso di base.

In primo luogo si porrà l'accento sulle variazioni intervenute negli ultimi anni nella produzione e nella composizione dei rifiuti, e sulle conseguenti strategie di gestione adottate dall'Unione Europea e dall'Italia. Si illustrerà poi la normativa in vigore con riferimento ai dettami di carattere generale, rimandando l'esame delle prescrizioni di carattere più specialistico ai paragrafi dedicati al recupero energetico ed alle discariche.

Nel contesto della raccolta differenziata, si esamineranno in sequenza: il riciclaggio, volto al recupero di materiali ad elevato contenuto energetico, ed il compostaggio, volto alla produzione di fertilizzante. Nel contesto della raccolta indifferenziata, si esamineranno gli impianti di trattamento meccanico-biologico, volti alla produzione di combustibile derivato dai rifiuti (CDR) e di materiale organico biostabilizzato (FOS, ovvero Frazione Organica Stabilizzata).

Un'attenzione particolare sarà rivolta alla combustione con recupero di energia dei rifiuti tal quali, o del CDR, con riferimento, soprattutto, alle metodologie di controllo delle emissioni di micro- e macro-inquinanti. Non verrà trascurata, tuttavia, la problematica dell'efficienza energetica minima degli impianti di incenerimento, in quanto la Direttiva 2008/98/CE è orientata a porre dei limiti di efficienza ben precisi alla possibilità di considerare come rinnovabile l'energia recuperata dalla frazione organica dei rifiuti.

Il capitolo si concluderà con un esame delle nuove modalità di conferimento dei rifiuti in discarica, ed un'illustrazione degli accorgimenti necessari a realizzare discariche rispettose dell'ambiente.

10.2 RIFIUTI SOLIDI URBANI

I rifiuti solidi sono classificati secondo l'attività che li produce e la loro composizione, distinguendo tra rifiuti "urbani", "speciali" e "pericolosi". Sono definiti urbani i rifiuti domestici anche ingombranti, ed i rifiuti non pericolosi provenienti dagli insediamenti civili in genere, mentre sono detti speciali i rifiuti non pericolosi ma non assimilabili ai rifiuti urbani, che derivano da attività agricole, edili, industriali, commerciali, sanitarie o di servizio, oppure i rifiuti costituiti da macchine, apparecchiature e veicoli fuori uso od obsoleti. Infine, sono considerati pericolosi i rifiuti, urbani o speciali, segnalati come pericolosi nell'elenco Europeo dei Codici Rifiuti (CER 2002). Si tratta di rifiuti contenenti sostanze che possono recare seri danni alla salute od all'ambiente derivanti, in genere, da attività industriali o sanitarie ma anche

dalla raccolta differenziata di alcune tipologie di rifiuti solidi urbani od assimilabili (come, ad esempio, medicinali scaduti, batterie scariche, vernici, solventi, insetticidi, lampade fluorescenti, cartucce per stampanti e così via).

I rifiuti solidi urbani, e quelli assimilabili ad essi per caratteristiche chimiche, fisiche e merceologiche, sono prodotti in quantità e composizione variabile nei diversi Paesi e nelle diverse località di uno stesso Paese. In passato, la produzione “pro capite” dei rifiuti era strettamente correlata alla crescita economica, come si può vedere, ad esempio, dalla Fig. 10.1 che riporta le variazioni della produzione pro capite che si sono avute nell’Unione Europea tra il 1995 ed il 2006. Le politiche di prevenzione messe in atto negli ultimi anni, tuttavia, stanno conseguendo buoni risultati nel disaccoppiare produzione dei rifiuti e PIL. Per alcuni Paesi, come la Germania, tali risultati sono già visibili nella Fig. 10.1 mentre per altri Paesi, come l’Italia, i risultati cominciano a vedersi adesso. Ad esempio in Italia nel 2007, ultimo anno per il quale sono disponibili dati ufficiali, la produzione di rifiuti pro capite è stata pari a 546 chilogrammi, a fronte dei 550 chilogrammi rilevati nel 2006 mentre, tra il 2006 ed il 2007, il PIL italiano ha avuto un aumento dell’1% circa.

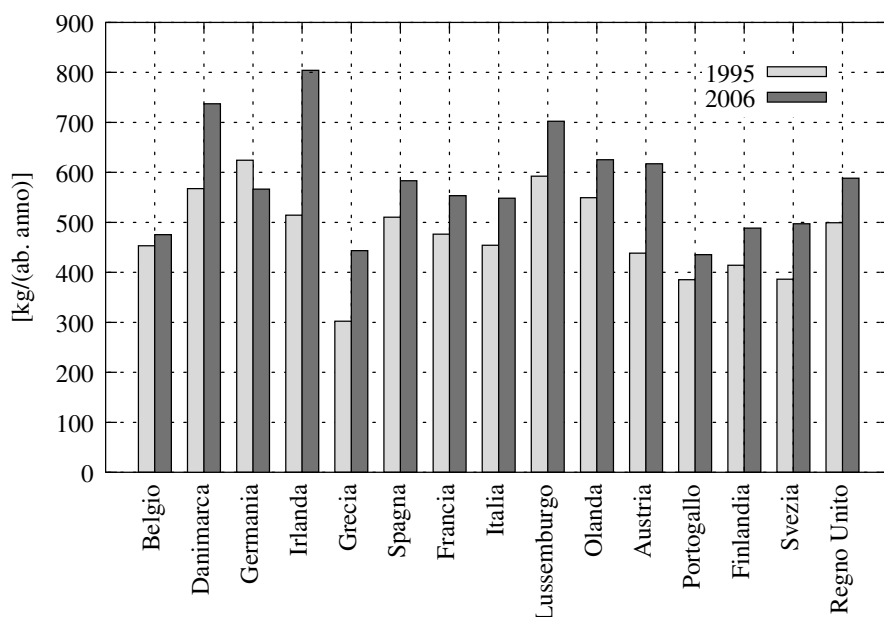


Figura 10.1: Produzione “pro capite” di rifiuti solidi urbani nell’Unione Europea [elaborazione su dati EEA].

Con il diffondersi dell’industrializzazione e la conseguente maggior disponibilità di beni di largo consumo, la composizione dei rifiuti è cambiata nel modo evidenziato

dalla Tabella 10.1, dove sono riportate le caratteristiche medie dei rifiuti italiani “tal quali” nel 1995 e nel 2007.

Tabella 10.1: Caratteristiche medie dei rifiuti solidi urbani prodotti in Italia.

Analisi merceologica ponderale	1995	2007
Organico umido [%]	40	31
Carta e cartoni [%]	17	24
Legno [%]	3	5
Plastiche [%]	10	13
Tessili [%]	5	3
Metalli [%]	4	3
Vetro [%]	3	7
Altri [%]	18	14
Analisi chimico-fisica ponderale		
Acqua [%]	35	27
Materie combustibili [%]	35	45
Materie incombustibili [%]	30	28
Proprietà termofisiche		
Densità in mucchio [kg/m ³]	150	150
Potere calorifico inferiore [MJ/kg]	8	9

Come si vede, la composizione dei rifiuti tende ad “arricchirsi” poiché diminuisce la frazione organica umida putrescibile mentre aumentano la frazione non biodegradabile, il potere calorifico ed il valore merceologico dei materiali “scartati”. Pertanto, dai rifiuti vanno recuperati, con tecnologie adeguate, materiali ed energia prima di passare alla fase del conferimento in discarica. Il conferimento in discarica, oltre a costituire uno spreco di risorse, pone oneri rilevanti a carico delle generazioni future a causa del costante aumento della frazione non biodegradabile. Nelle discariche, i prodotti non biodegradabili restano sostanzialmente inalterati per un numero molto elevato di anni, mentre i prodotti biodegradabili sono “metabolizzati” anche se, talvolta, in tempi sorprendentemente lunghi. Alcuni valori numerici, riportati nella Tabella 10.2, forniscono un supporto quantitativo a queste affermazioni.

Nell’ottica delle considerazioni precedenti, acquista grande significato il quadro che emerge dalla Fig. 10.2 dove, con riferimento al 2006, sono prese in esame le strategie di gestione dei rifiuti seguite dai Paesi dell’Unione Europea. Come si può vedere, nei Paesi dove la sensibilità ambientale è più forte vengono privilegiati i recuperi di materia senza, tuttavia, trascurare i recuperi di energia. Per contro in altri Paesi (tra i quali, purtroppo, non manca l’Italia), si continua a dare la preferenza

al collocamento in discarica, rendendo così evidente il fallimento delle strategie di gestione seguite finora.

Tabella 10.2: Tempi di degrado di alcune tipologie di rifiuti solidi.

Prodotto	Tempo di degrado
Fazzoletti di carta	3 mesi
Torsolo di mela	6 mesi
Bucce di arancia e banana	2 anni
Indumenti di lana	5 anni
Giornali	10 anni
Cuoio e pelle	50 anni
Lattine per bibite	10-100 anni
Bottiglie e sacchetti di polietilene	100-1000 anni
Polistirolo	1000 anni
Vetro	4000 anni

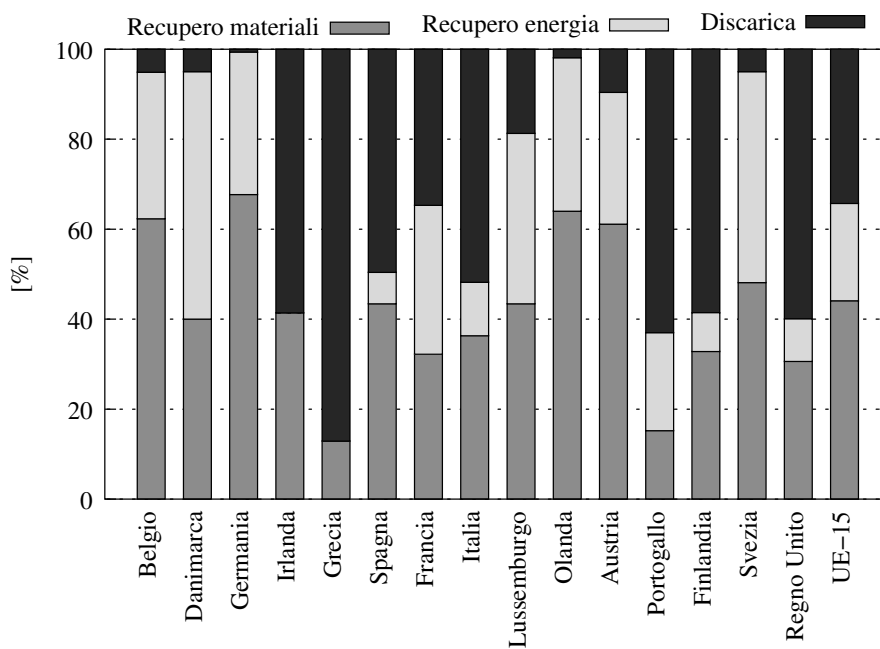


Figura 10.2: Gestione dei rifiuti solidi urbani nell'Unione Europea nel 2006 [elaborazione su dati ENEA].

10.3 NORMATIVA

L'evoluzione della normativa nel settore dei rifiuti rispecchia l'aumento di sensibilità per i problemi ambientali che si è avuto negli ultimi anni. In Italia si è partiti dal DPR 915/82 che, nel solco della tradizione, si limitava a classificare i rifiuti ed a formulare alcune prescrizioni sulle attività di smaltimento. Successivamente, si è passati al Dlgs 22/97 (Decreto Ronchi) ed al successivo Dlgs 152/06 "Norme in materia ambientale" che, in sostanza, hanno recepito le Direttive Europee. Così, nella parte quarta del Dlgs 152/06 (peraltro in continuità con il Dlgs 22/97), vengono considerate prioritarie "la prevenzione e la riduzione della produzione e della nocività dei rifiuti" da attuarsi mediante

- lo sviluppo di tecnologie pulite, privilegiando le tecnologie che consentono il maggior risparmio di risorse naturali;
- la riduzione dell'impatto dei prodotti sull'ambiente durante l'intero ciclo di vita (comprendente produzione, utilizzo e smaltimento finale);
- la messa a punto di beni di consumo concepiti in modo da incrementare il meno possibile la quantità e pericolosità dei rifiuti da essi derivati;
- lo sviluppo di tecniche appropriate per l'eliminazione delle sostanze pericolose contenute nei rifiuti;
- la valorizzazione delle competenze tecniche, e non solo dei bassi prezzi, nelle gare per la gestione dei rifiuti.

Nel rispetto di queste misure prioritarie, l'ulteriore riduzione dello smaltimento finale dei rifiuti prodotti deve avvenire attraverso:

- il reimpiego, o il riutilizzo, dei prodotti tal quali dopo le necessarie operazioni di ripulitura o di piccola manutenzione (si pensi, ad esempio, ai contenitori in vetro lavati industrialmente od ai motori automobilistici ricondizionati);
- il riciclaggio dei prodotti stessi per ottenere materie seconde (si pensi, ad esempio, alla carta da macero, al vetro rifiuto dopo la frantumazione ed alla frazione organica trasformata in fertilizzante).

In tale contesto, un'attenzione particolare è rivolta alla raccolta differenziata in quanto tutti concordano sull'opportunità di effettuare la selezione dei rifiuti "a monte" e non "a valle" del conferimento al servizio di nettezza urbana. A questo proposito, si può osservare che la quasi totalità degli autocarri utilizzati per il trasporto dei rifiuti fa uso di compattatori meccanici. Di conseguenza, per molti materiali un recupero

soddisfacente può aversi solo se si effettua una raccolta separata: non vi è macchina, ad esempio, che possa ripulire la carta contaminata da rifiuti organici putrescibili.

Grande attenzione è rivolta anche agli imballaggi, che devono essere sempre etichettati per facilitarne la raccolta, il riutilizzo ed il riciclaggio, oltre che per informare correttamente i consumatori sulle destinazioni finali. I produttori devono, infatti, provvedere alla raccolta, al riciclaggio ed al recupero degli imballaggi, mentre le industrie utilizzatrici devono provvedere al ritiro gratuito degli imballaggi stessi presso i consumatori ed alla successiva consegna nei luoghi di raccolta organizzati dai produttori.

Tra i rifiuti solidi urbani, infine, sono oggetto di specifiche disposizioni anche i cosiddetti RAEE (Rifiuti di Apparecchiature Elettriche ed Elettroniche), quali televisori, computer ed elettrodomestici in genere che devono essere consegnati ad un rivenditore autorizzato contestualmente all'acquisto di un bene equivalente, ovvero devono essere conferiti, a cura del detentore, alle imprese di smaltimento dei rifiuti od agli appositi centri di raccolta.

Dal residuo dei rifiuti, dopo il riutilizzo ed il riciclaggio di materia prima, è ancora obbligatorio:

- il recupero di energia che, solitamente, viene effettuato attraverso processi di incenerimento (disciplinati dal Dlgs 133/05).

Nell'ottica della normativa in vigore il conferimento in discarica (disciplinato dal Dlgs 26/03) deve, quindi, essere riservato ai soli rifiuti inerti ed ai residui delle operazioni "in serie" di riutilizzo, riciclaggio e recupero di energia.

Nel seguito, procedendo nell'ordine delineato dalla normativa, si esamineranno in sequenza la raccolta differenziata, il riciclaggio, la conversione energetica ed il collocamento finale in discarica.

10.4 RACCOLTA DIFFERENZIATA

La raccolta differenziata era, una volta, assai diffusa e costituiva fonte di guadagni modesti ma sicuri per molti "straccivendoli". Ora, paradossalmente, la raccolta differenziata è pratica tanto più comune quanto più ricco e progredito è il Paese che la attua. Il nodo cruciale per il buon funzionamento della raccolta differenziata è rappresentato, infatti, dalla disponibilità a collaborare da parte degli utenti. Da un punto di vista organizzativo, la raccolta differenziata prevede, fondamentale, l'impiego di sacchetti diversi per rifiuti organici umidi e secchi, e circuiti separati di conferimento e raccolta per carta, vetro, plastica, metalli, rifiuti pericolosi e rifiuti ingombranti.

Quando funziona, la raccolta differenziata consente di raggruppare i rifiuti urbani in frazioni merceologiche omogenee in modo da

- reinserire direttamente nel ciclo produttivo materiali come carta, vetro, plastica, metalli e, talvolta, persino beni ancora utilizzabili, riducendo così l'entità della frazione secca da trattare;
- avviare ad un compostaggio di qualità la frazione organica umida;
- separare i materiali pericolosi, riducendo i rischi di contaminazione ambientale, ed i rifiuti ingombranti, riducendo il rischio di un loro smaltimento improprio.

In coerenza con i principi sopra esposti, ed a parziale modifica del punto 205 del Dlgs 152/06, la Legge 299/2006 (la "finanziaria" 2007) ha imposto al punto 1108 che, in ogni ATO (Ambito Territoriale Ottimale, in genere coincidente con il territorio provinciale), si abbia una raccolta differenziata dei rifiuti urbani di entità percentuale in massa non inferiore al

- 40% entro il 2007;
- 50% entro il 2009;
- 60% entro il 2011.

In realtà, nel 2007 in Italia la raccolta differenziata ha raggiunto il 27,5% appena della produzione totale di rifiuti, con una situazione molto diversificata a livello di macroaree geografiche: 42,4% al Nord, 20,8% al Centro ed 11,6% al Sud. La percentuale raccolta in maniera differenziata è, tuttavia, in crescita, come si può vedere dalla Fig. 10.3.

Un altro dato interessante è la variazione delle frazioni merceologiche nei rifiuti raccolti in maniera differenziata. Come si vede dalla Fig. 10.4, si hanno crescite sensibili nelle frazioni di organico umido, plastiche e legno. L'aumento nella raccolta di organico è dovuto, essenzialmente, alle regioni del Nord dove è in crescita il sistema impiantistico per la produzione di compost di qualità. L'aumento delle frazioni di plastica e legno è dovuto invece all'incremento nella raccolta separata degli imballaggi.

10.4.1 Riciclaggio dei rifiuti

Il riciclaggio dei rifiuti si presenta come un metodo di trattamento volto alla conservazione delle risorse ed alla salvaguardia dell'ambiente. Come tale è reso necessario sia

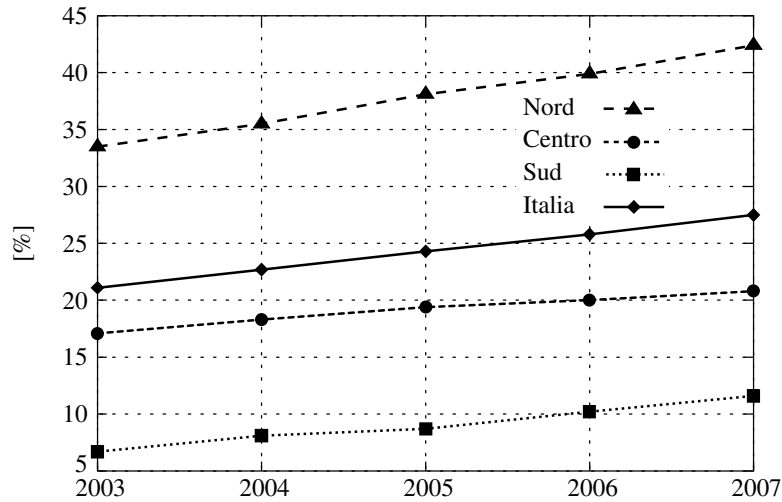


Figura 10.3: Andamenti delle percentuali di rifiuti solidi urbani raccolti in maniera differenziata nel periodo 2003-2007 [elaborazione su dati ISPRA].

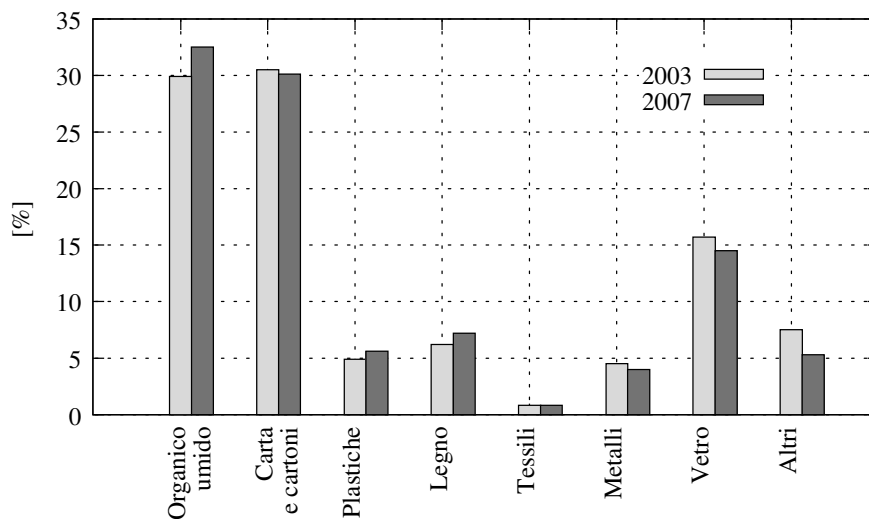


Figura 10.4: Composizione merceologica ponderale dei rifiuti solidi urbani raccolti in maniera differenziata [elaborazione su dati ISPRA].

dalla normativa, sia dal continuo aumento di valore delle frazioni merceologiche che compongono i rifiuti solidi. Attualmente, i materiali raccolti in maniera differenziata che possono essere riciclati sono: carta e cartone, plastiche, legno, acciaio, alluminio, rame e vetro. Alcuni di questi materiali, come carta, vetro e metalli, possono essere riutilizzati senza particolari modifiche della destinazione d'uso mentre altri,

come il legno, possono essere utilizzati per ottenere semilavorati (ad esempio trucioli o cellulosa). Più complesso ed articolato è, invece, il problema delle plastiche in quanto solo il polietilene può essere facilmente avviato alla produzione di nuovo polimero. Per altri tipi di plastiche (specie di bassa qualità e/o termoindurenti) occorre, infatti, trovare impieghi alternativi in quanto il costo di rilavorazione è generalmente superiore al costo di produzione a partire da materie prime non riciclate.

Pur con le sue limitazioni, il riciclaggio va privilegiato in tutte le situazioni nelle quali è proponibile in quanto, in aggiunta ai risparmi di materiali, si conseguono anche i risparmi d'energia corrispondenti ai mancati consumi per la produzione dei materiali recuperati. In base a dati del tipo di quelli riportati in Tabella 10.3, si è calcolato che da una tonnellata di rifiuti all'ingresso di un impianto di riciclaggio si possano ottenere, all'uscita, materiali con un valore energetico pari a circa 200 chilogrammi di petrolio. Per contro, il recupero energetico ottenibile dalla combustione equivale a circa 150 chilogrammi di petrolio per tonnellata di rifiuti.

Tabella 10.3: Valore energetico di alcuni materiali recuperati.

Materiale	Valore energetico [MJ/kg]
Alluminio	170
Rame	100
Acciaio	38
Vetro	13
Plastiche	90
Carta	20
Legno	11

10.4.2 Compostaggio di qualità

La frazione organica umida, raccolta in maniera differenziata, può essere trasformata in un fertilizzante biologico noto come "Compost di qualità". Dal punto di vista biochimico, la trasformazione in compost è un processo di fermentazione aerobica indotto da microrganismi già presenti, od inoculati, nei rifiuti organici. Se le sostanze organiche sono fatte fermentare in aria, anziché in assenza di ossigeno, al posto delle reazioni anaerobiche, caratteristiche dei processi di putrefazione, si realizzano delle reazioni del tipo



durante le quali si ha la trasformazione biologica della sostanza organica in compost, accompagnata da emissione di anidride carbonica e generazione interna di calore.

L'andamento della temperatura nel cumulo, rappresentato schematicamente nella Fig. 10.5, è strettamente correlato all'intensità della generazione interna di calore e, quindi, costituisce l'indice più evidente dell'intensità dei processi fermentativi. In base all'andamento della temperatura, infatti, nel compostaggio si usa distinguere le fasi di bioossidazione e maturazione.

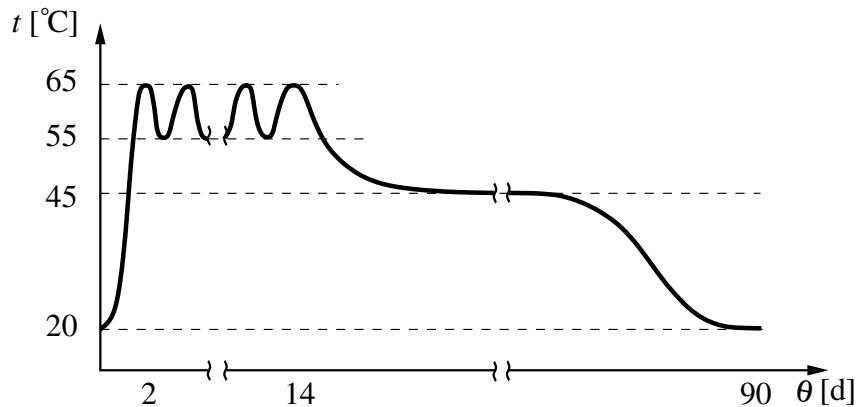


Figura 10.5: Andamento della temperatura durante un tipico processo di compostaggio.

Durante la bioossidazione vengono aggredite le sostanze organiche a molecola più semplice (come zuccheri, acidi organici ed aminoacidi) e, di conseguenza, la generazione di calore è molto intensa e la temperatura cresce rapidamente dal valore caratteristico dell'ambiente al valore necessario per assicurare l'igienizzazione del materiale. Al fine di garantire la distruzione dei germi patogeni più comuni, la normativa sul compostaggio prescrive il mantenimento di una temperatura superiore ai 55 °C per almeno tre giorni (ma, nella maggior parte degli impianti, tale fase viene prolungata a 5-12 giorni). Durante la bioossidazione, la temperatura va attentamente controllata, riducendola quando necessario attraverso, ad esempio, il rimescolamento del cumulo. L'innalzamento della temperatura oltre i 70 °C compromette, infatti, l'efficienza del processo in quanto causa un'alta mortalità dei microrganismi fermentanti termofili (che, viceversa, operano in condizioni ottimali tra i 55 ed 65 °C).

Esaurita la frazione organica più facilmente fermentabile, l'attività microbica continua ad essere supportata dalle sostanze organiche a molecola più complessa (come la lignina e la cellulosa) e, quindi, più difficilmente fermentabili. Di conseguenza, l'intensità della generazione di calore, e con essa la temperatura, si riducono, mentre i microrganismi termofili lasciano spazio ai microrganismi mesofili (che operano in condizioni ottimali tra i 30 ed i 45 °C). Alla fase di bioossidazione segue, quindi, la fase di maturazione durante la quale continua la formazione delle sostanze umiche,

mentre la temperatura si mantiene lievemente al di sotto dei 45 °C. Al termine della maturazione (che, in base alla normativa, non può collocarsi a meno di 90 giorni dall'inizio del processo), il compost ha assunto una colorazione scura ed è completamente inodore. Prima della commercializzazione, tuttavia, il compost deve essere raffinato per eliminare eventuali corpi estranei (come plastica, vetri ed inerti) e le parti legnose non decomposte.

Oltre alla temperatura, fattori importanti per la riuscita del processo di fermentazione sono:

- la triturazione dei materiali compostati per ridurre le dimensioni medie, in quanto l'attività microbica si sviluppa a partire dalla superficie dei materiali stessi;
- un rapporto iniziale C/N tra carbonio e azoto nella materia organica compreso tra 20 e 30 e, quindi, una miscelazione opportuna di scarti azotati, come vegetali e proteine animali, e scarti carboniosi, come rami e carta (consentendo così ai microrganismi fermentanti di avere a disposizione il carbonio come sorgente di energia e l'azoto come sorgente di proteine);
- un livello di aerazione dell'ordine dei 5 metri cubi all'ora per tonnellata di materia organica, al fine di mantenere una concentrazione minima di ossigeno del 5% tra i pori del cumulo;
- un livello di umidità intorno al 50%, in quanto l'acqua favorisce i processi metabolici dei microrganismi (consentendo la dissoluzione dell'ossigeno atmosferico e la diffusione dei principi nutritivi) ed è un fattore importante per la termoregolazione del sistema (consentendo l'emissione di calore latente sotto forma di vapore acqueo).

Il processo di compostaggio su scala industriale può essere ottimizzato in vari modi, ma non è questa la sede per esaminare le diverse tecnologie impiantistiche. Qui basti osservare che, mediante il compostaggio, da 100 kg di frazione organica si possono ottenere 30-40 kg di fertilizzante di qualità, con un risparmio di energia (valutato in termini di fertilizzante sostituito) dell'ordine di 1 MJ/kg. Inoltre, va segnalato che, in alternativa al semplice compostaggio, vengono proposti impianti nei quali la frazione organica è inizialmente sottoposta ad un processo di digestione anaerobica, analogo a quello descritto nel Paragrafo 9.5.1, in modo da produrre biogas (che può rendere gli impianti stessi autosufficienti, dal punto di vista energetico). Successivamente il residuo della digestione, ormai semi-stabilizzato, viene fatto maturare per ottenere il compost.

10.5 RACCOLTA INDIFFERENZIATA

A meno di deroghe per situazioni eccezionali, il conferimento diretto in discarica dei rifiuti urbani raccolti in maniera indifferenziata non è più consentito. Pertanto i rifiuti indifferenziati devono essere sottoposti a trattamenti

- meccanico-biologici, o di
- conversione energetica.

in quanto solo dopo i trattamenti scarti e residui possono essere inviati in discarica (con alcune limitazioni che verranno illustrate nel Paragrafo 10.7). Qualunque sia il trattamento scelto, tuttavia, i rifiuti raccolti in maniera indifferenziata vanno sottoposti ad un processo di selezione preliminare per recuperare alcuni materiali ancora utilizzabili, come i metalli ed il vetro, e per eliminare gli inerti. Al fine di evitare ripetizioni, la fase di selezione preliminare sarà descritta unicamente nel Paragrafo 10.5.1, con riferimento agli impianti di trattamento meccanico-biologico, mentre nel Paragrafo 10.6, dove ci si occupa degli impianti di conversione energetica, ci si limiterà all'esame dei processi di combustione.

10.5.1 Impianti di trattamento meccanico-biologico

Come si è detto, il trattamento inizia con la selezione preliminare dei rifiuti che, in genere, prevede la rottura dei sacchi, il recupero dei materiali non combustibili di un certo valore commerciale, come metalli e vetro, e la rimozione degli inerti da inviare in discarica. I rifiuti residui vengono sottoposti ad una selezione più spinta per separare la frazione secca e la frazione umida. La descrizione dei macchinari utilizzati allo scopo non rientra tra le finalità di questo corso. Qui basta ricordare che la separazione è basata sulle diverse proprietà fisiche delle varie frazioni merceologiche. Si hanno così vagli e selezionatori di diverso tipo (ad aria, a gravità od a rimbalzo), in grado di separare le frazioni secca ed umida con un'efficienza prossima al 100%. Non appare ragionevole, tuttavia, tendere ad efficienze troppo elevate in quanto i rifiuti, come materie seconde, devono essere sottoposti a trattamenti caratterizzati da un rapporto costi/benefici ridotto. Dalla separazione ci si accontenta allora di ottenere una frazione prevalentemente secca, che è arricchita in sostanze combustibili come carta, plastica, fibre tessili e legno, ed una frazione prevalentemente umida, che è arricchita in sostanze organiche. Le due frazioni vengono poi sottoposte ad ulteriori trattamenti per ottenere, rispettivamente, combustibile derivato dai rifiuti (CDR) e materiale organico biostabilizzato (FOS).

Combustibile derivato dai rifiuti (CDR)

La frazione secca, ricca in sostanze combustibili, viene ulteriormente raffinata per eliminare materiali a basso potere calorifico o potenzialmente inquinanti. Dalla raffinazione più o meno spinta si ottiene il CDR, di qualità normale od elevata (CDR-Q), mentre gli scarti di raffinazione vanno inviati in discarica. Il CDR viene prodotto in forma di fiocchi (fluff), pastiglie (pellets), mattonelle ed anche balle. I limiti di accettabilità per le caratteristiche chimico-fisiche del CDR sono identificati dalla norma UNI 9903-1, e sono sintetizzati nella Tabella 10.4.

Tabella 10.4: Principali caratteristiche del combustibile derivato dai rifiuti (CDR) stabilite dalla Norma UNI 9903.

Parametro	Qualità elevata	Qualità normale
H_i [MJ/kg]	> 20	> 15
Umidità in massa [%]	< 18	< 25
Ceneri in massa sul secco [%]	< 15	< 20
Zolfo in massa [%]	< 0,3	< 0,6
Cloro in massa [%]	< 0,7	< 0,9
Piombo [mg/kg]	< 100	< 200
Cromo [mg/kg]	< 70	< 100
Manganese [mg/kg]	< 200	< 400
Nichel [mg/kg]	< 30	< 40
Arsenico [mg/kg]	< 5	< 9
Cadmio-mercurio [mg/kg]	4	< 7
Cadmio [mg/kg]	3	–
Mercurio [mg/kg]	1	–

Come si vede, il potere calorifico inferiore del CDR è più del doppio di quello dei rifiuti non trattati ed, a differenza dei rifiuti tal quali, il CDR presenta caratteristiche uniformi. Pertanto le combustioni di CDR sono più regolari, anche senza l'intervento dei bruciatori ausiliari (comunque prescritti dalla normativa per maggior sicurezza). Per la presenza inevitabile di materie plastiche clorurate, tuttavia, il combustibile derivato dai rifiuti deve essere, comunque, bruciato in condizioni controllate e ad alta temperatura.

Frazione organica stabilizzata (FOS)

La frazione umida viene sottoposta a biostabilizzazione, un processo del tutto analogo al compostaggio ma con la differenza che il materiale organico è ottenuto per separazione dai rifiuti raccolti in maniera indifferenziata. Poiché l'efficienza di separazione non è mai molto elevata, le sostanze estranee non biodegradabili finirebbero con l'accumularsi nel terreno se il materiale organico biostabilizzato venisse usato

come fertilizzante. Pertanto, la tendenza attuale è quella impiegare il FOS per le coperture giornaliere delle discariche, per recuperi paesaggistici e per ripristini di aree degradate in genere.

10.6 CONVERSIONE ENERGETICA

Nel passato, i rifiuti erano prevalentemente di tipo organico putrescibile ed erano facilmente riciclati dalla natura. Quando i rifiuti cambiarono composizione e l'ambiente non fu più in grado di accoglierli, si cominciò a ricorrere alle discariche, più o meno controllate. Il passo successivo fu l'introduzione degli inceneritori che, da un punto di vista igienico, rappresentarono indubbiamente un progresso, poiché "qualsunque materiale infetto è reso sterile dal fuoco". Inoltre, ceneri e scorie prodotte dall'incenerimento occupano un volume pari a circa il 10% del volume iniziale dei rifiuti conferiti e, quindi, possono essere depositate in spazi di stoccaggio più piccoli di un ordine di grandezza. Intorno al 1970 ci fu, in Italia, una rapida diffusione degli impianti d'incenerimento, ed alcuni di essi erano in grado anche di sfruttare il calore generato dalla combustione per produrre energia termica utile e, persino, energia elettrica. Ma come spesso accade la luna di miele fu breve, e ad accelerarne la fine contribuì, in modo decisivo, un evento apparentemente estraneo.

Nel luglio del 1976, all'ICMESA di Seveso presso Milano, lo scoppio di un reattore chimico provocò la fuoriuscita di una nube tossica di diossine (che, come illustrato nel Paragrafo 4.6, sono sostanze cancerogene, particolarmente nocive anche in minime concentrazioni). Gli abitanti della zona furono evacuati in ritardo tra le polemiche, e non prima che si fossero manifestati diversi casi di cloracne, una reazione cutanea indicante, senz'ombra di dubbio, l'avvenuto contatto con le diossine. Dopo Seveso, le malattie degenerative da inquinamento iniziarono a soppiantare quelle infettive nella classifica dei rischi percepiti, segnando così la nascita del movimento ecologista. Come effetto inatteso di questa presa di coscienza, i metodi di analisi basati sulla spettrografia di massa, che erano stati messi a punto per rilevare la presenza di diossina nei terreni, furono applicati agli inceneritori. In un clima di grande allarme si scoprirono tracce di diossina nei fumi e nelle scorie degli inceneritori: quasi all'improvviso, e con pochissime eccezioni, gli inceneritori furono iscritti nell'elenco dei nemici da tenere lontani dai propri confini. Rimasero in attività pochissimi inceneritori di rifiuti solidi urbani e, sostanzialmente, la pratica dell'incenerimento fu dismessa tranne che per alcune categorie di rifiuti come, ad esempio, i rifiuti sanitari. Negli altri Paesi industrializzati, le cose non andarono nello stesso modo: si cercò semplicemente di migliorare le tecnologie esistenti, e la combustione dei rifiuti solidi continuò ad essere un metodo di smaltimento molto utilizzato.

Lentamente, ma progressivamente, le combustioni dei rifiuti tal quali e del CDR vennero “riabilite” anche in Italia. Negli ultimi anni, di conseguenza, i rifiuti avviati all’incenerimento sono aumentati in maniera significativa, pur rimanendo ben al di sotto della media europea, come evidenziato dalla Fig. 10.6.

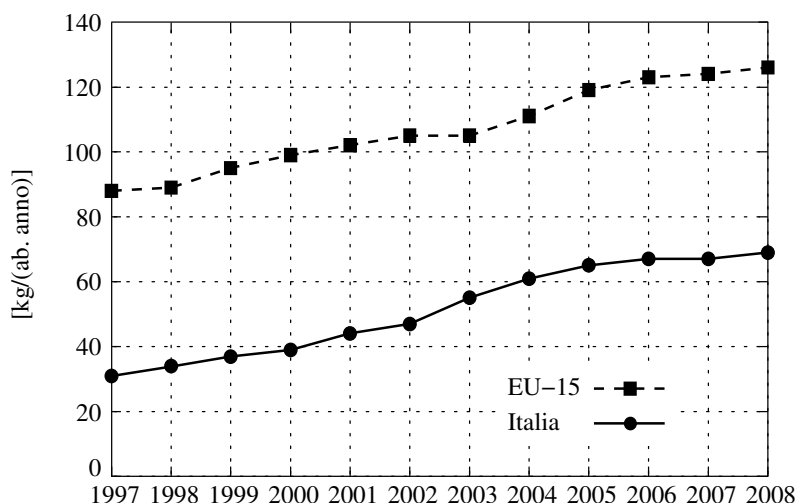


Figura 10.6: Ricorso all’incenerimento dei rifiuti solidi urbani in Italia e nell’Unione Europea nel periodo 1997-2008 [elaborazione su dati EUROSTAT].

D’altra parte, va riconosciuto che l’incenerimento dei rifiuti costituisce un tema molto controverso sotto i profili dello smaltimento, del recupero di energia e della tutela della qualità dell’aria. Attualmente, l’incenerimento è regolato dal Dlgs 133/05, che disciplina in modo organico la realizzazione di tutti gli impianti, a partire dal momento dalla ricezione dei rifiuti fino allo smaltimento delle sostanze residue. Da questo punto di vista il decreto definisce “impianti di incenerimento” tutti gli impianti destinati alla combustione di rifiuti o CDR, sia che recuperino sia che non recuperino energia, e considera “inceneritori” anche gli impianti di gassificazione e pirolisi. Il decreto distingue, invece, tra incenerimento e coincenerimento e definisce “impianti di coincenerimento” gli impianti industriali destinati alla produzione di energia (come, ad esempio, le centrali termoelettriche a carbone) od alla produzione di materiali (come, ad esempio, i forni per la produzione del cemento) nei quali si utilizzino i rifiuti come combustibile accessorio.

Nel seguito ci si occuperà, essenzialmente, dei possibili recuperi energetici negli impianti di combustione, mentre non si tratterà di pirolisi e gassificazione in quanto tali tecnologie non appaiono sufficientemente sperimentate per un’applicazione così delicata come lo smaltimento dei rifiuti. Qui basterà ricordare che pirolisi e gassifica-

zione consentono di ottenere combustibili gassosi relativamente “puliti” a partire da combustibili solidi “sporchi”, come evidenziato nei Paragrafi 3.4.4 e 3.4.5 a proposito del carbone. In quest’ottica si vuole solo aggiungere che, nel campo della produzione di energia elettrica a partire dai rifiuti, appare interessante, in prospettiva, la gassificazione del CDR realizzata in impianti integrati di gassificazione e produzione di energia elettrica mediante cicli combinati gas-vapore IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle), del tipo illustrato nel Paragrafo 3.4.9.

10.6.1 Combustione con recupero di energia

La combustione con recupero di energia può interessare i rifiuti tal quali od il CDR, e può avere luogo in impianti di incenerimento o di coincenerimento. In genere si propende per l’incenerimento dei rifiuti tal quali nei grossi centri urbani, dove la produzione di rifiuti è sufficiente ad alimentare un impianto locale di grandi dimensioni. Nei piccoli centri, invece, un impianto di incenerimento dei rifiuti tal quali rischia di avere dimensioni ridotte e, quindi, di essere antieconomico e, di conseguenza, si propende per la produzione di CDR (che, a differenza dei rifiuti, può essere trasportato con relativa facilità ed inviato ad impianti di dimensioni adeguate, anche lontani). Il CDR può, inoltre, trovare impiego alternativo come combustibile ausiliario in impianti industriali locali (che così diventano impianti di coincenerimento).

In base al Dlgs 133/05, gli impianti di incenerimento e coincenerimento devono mantenere gli incombusti presenti nelle scorie e nelle ceneri al di sotto del 3% in massa, se valutati in termini di carbonio organico totale (TOC), ed al di sotto del 5% in massa, se valutati in termini di complesso delle sostanze combustibili. Inoltre, devono essere dotati di bruciatori ausiliari per assicurare combustioni regolari anche durante le fasi critiche di avviamento ed arresto, e devono operare con un eccesso d’aria sufficiente ad impedire la formazione di idrocarburi policiclici aromatici. Infine, per impedire la formazione di diossine e furani, le camere di combustione devono essere progettate in modo da portare i fumi, in maniera controllata ed omogenea e per almeno 2 secondi, alla temperatura di 850 °C (od, in alternativa, alla temperatura di 1100 °C se i rifiuti contengono più dell’1% di composti organici clorurati). Oltre al mantenimento di ben precise condizioni operative, gli impianti di incenerimento e coincenerimento devono poi rispettare limiti di emissione particolarmente severi per tutta una serie di effluenti elencati nella normativa.

Per esemplificare le soluzioni progettuali che garantiscono il rispetto delle condizioni operative previste dal Dlgs 133/05, nel Paragrafo 10.6.2 si descriveranno un forno rotante ed un forno a griglia mobile costruiti a regola d’arte, mentre si rimanderà ai Paragrafi 10.6.3 e 10.6.4 per la descrizione dei sistemi di controllo delle emissioni, ed al Paragrafo 10.6.5 per l’illustrazione dei valori limite di emissione.

10.6.2 Impianti di combustione dei rifiuti

La produzione di sola energia termica a partire dai rifiuti è riservata, in genere, ai piccoli impianti. In questo caso, la soluzione schematizzata nella Fig. 10.7 assicura un buon controllo della combustione ed un'efficace riduzione dell'inquinamento, anche in presenza di rifiuti pericolosi. La camera di combustione principale è di tipo rotante, ed è in grado di funzionare con continuità. Essa opera in difetto d'aria, al fine d'innescare un processo di pirolisi dei rifiuti durante il quale si generano prodotti gassosi caratterizzati da un contenuto elevato di ossido di carbonio, idrogeno ed idrocarburi. I processi ossidativi vengono completati nella camera di post-combustione fissa, che opera invece con eccesso d'aria. A causa dell'elevata temperatura all'uscita dalla camera di post-combustione, di solito si introduce una portata d'aria supplementare prima del recuperatore termico, al fine di abbassare la temperatura dei fumi e ridurne così l'aggressività. Di conseguenza, nei recuperatori dei forni rotanti non si produce, in genere, vapore surriscaldato ma, piuttosto, vapore saturo od acqua calda.

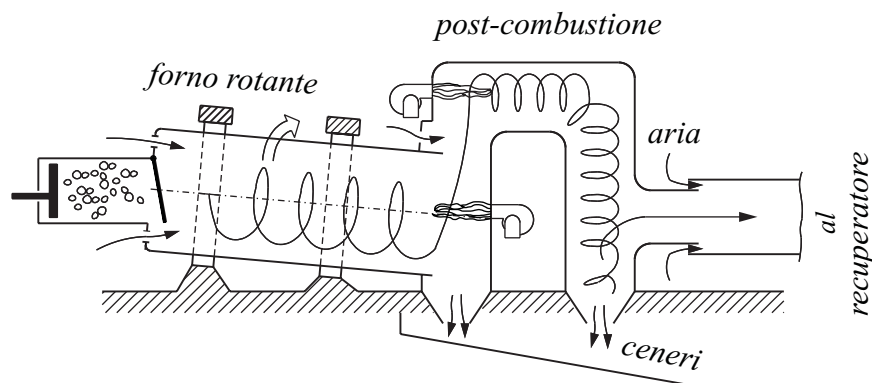


Figura 10.7: Forno rotante per l'incenerimento dei rifiuti tal quali, con recupero di energia termica.

Nella produzione di energia elettrica dalla combustione di rifiuti e CDR, sono molto diffusi gli impianti a ciclo semplice a vapore (CSV). In questi impianti, il vapore da inviare in turbina viene prodotto in una caldaia tradizionale a griglia mobile, del tipo schematizzato in Fig. 10.8 od, in alternativa, in caldaie a letto fluido del tipo illustrato nel Paragrafo 3.4.3. Agli osservatori più attenti non sarà sfuggita la differenza tra le caldaie degli impianti CSV alimentati con biomasse (Fig. 9.2) e le caldaie degli impianti omologhi alimentati con rifiuti (Fig. 10.8). Nel caso delle biomasse, i fumi possono venire raffreddati subito posizionando l'evaporatore nella camera di combustione (come si fa abitualmente nei generatori di vapore per combustibili fossili). Nel caso dei rifiuti, invece, i fumi devono rimanere per un tempo abbastanza lungo ad alta temperatura al fine di distruggere termicamente diossine e furani e, di

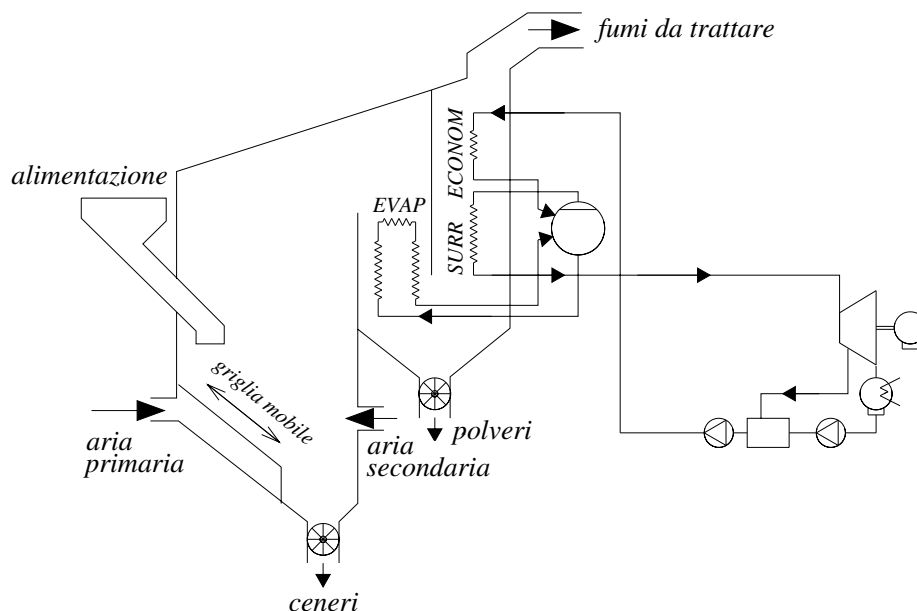


Figura 10.8: Impianto di produzione dell'energia elettrica a ciclo semplice a vapore (CSV), alimentato con rifiuti.

conseguenza, l'evaporatore deve trovare una collocazione abbastanza lontana dalla camera di combustione.

I parametri operativi degli impianti CSV variano con le dimensioni dell'impianto stesso. Negli impianti più grandi (che, generalmente, sono quelli che trattano i rifiuti tal quali) il vapore entra in turbina a temperature dell'ordine dei 450 °C ed a pressioni dell'ordine dei 6 MPa consentendo il raggiungimento di rendimenti di conversione dell'ordine del 30%. Negli impianti più piccoli (che, generalmente, sono quelli a CDR) la temperatura di surriscaldamento del vapore non supera, di solito, i 400 °C, con pressioni dell'ordine dei 4 MPa, limitando il rendimento di conversione a valori dell'ordine del 20%. Per migliorare l'efficienza complessiva, tuttavia, sia nei grandi sia nei piccoli impianti si può fare ricorso alla cogenerazione di energia elettrica e calore (che sarà discussa nel Capitolo 12).

10.6.3 Controllo delle emissioni di microinquinanti

Come si è visto nel Paragrafo 4.6, gli IPA (idrocarburi policiclici aromatici, ovvero costituiti da due o più anelli benzenici uniti tra di loro), le diossine (policloro-

dibenzo-diossine: PCDD) ed i furani (policloro-dibenzo-furani: PCDF) sono composti molto pericolosi anche in concentrazioni estremamente basse. Per questo motivo spesso sono definiti microinquinanti e, nelle normative, sono considerati insieme anche se hanno genesi diverse.

Gli IPA si formano nelle combustioni incomplete di sostanze organiche che, naturalmente, abbondano nei rifiuti urbani. Per contrastare la formazione di IPA, le combustioni devono aver luogo in eccesso d'aria in tutte le zone dei forni (condizione non banale da assicurare quando si bruciano sostanze non omogenee come i rifiuti tal quali).

Invece, dagli stessi acronimi PCDD e PCDF si evince che diossine e furani sono composti organici clorurati che, di conseguenza, possono formarsi solo durante la combustione di rifiuti contenenti cloro e fluoro (in genere materie plastiche). Tra le diossine ed i furani, il composto più nocivo è la TCDD (tetracloro-dibenzoparadiossina, ovvero la diossina con quattro atomi di cloro che, infatti, viene assunta come unità di misura nella valutazione delle concentrazioni equivalenti).

Diossine e furani si decompongono se mantenuti a temperature sufficientemente elevate per un tempo abbastanza lungo. Indicando con C la concentrazione di un composto clorurato "tipo" e trascurando, per sicurezza, le interazioni con le altre specie chimiche, si può assumere che il meccanismo di reazione sia unimolecolare. In tale ipotesi, la velocità di decomposizione può essere rappresentata mediante una reazione del primo ordine

$$\frac{dC}{d\vartheta} = -kC \quad (10.2)$$

dove il fattore k è l'inverso di una costante di tempo ed è definito dalla relazione

$$k = k_{\infty} \exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad (10.3)$$

Nella Eq. (10.3), T è la temperatura assoluta, $\bar{R} = 8,314 \text{ kJ}/(\text{kmol K})$ è la costante universale dei gas, $E \cong 334.700 \text{ kJ}/\text{kmol}$ è l'energia di attivazione e, nel campo di temperature molto elevate che si hanno nei forni, l'intervallo dei valori assunti da k per $T \cong \infty$ è: $10^{15} \leq k_{\infty} \leq 10^{16} \text{ s}^{-1}$. Poiché k è costante per un certo valore della temperatura, integrando l'Eq. (10.2) si ottiene

$$\int_{C_0}^C \frac{dC}{C} = -k \int_0^{\vartheta} d\vartheta \quad (10.4)$$

ovvero

$$\ln \frac{C}{C_0} = -k\vartheta \quad (10.5)$$

dove C_0 è il valore della concentrazione iniziale.

Ciò che qui interessa è il tempo necessario per ridurre la concentrazione iniziale ad un valore non pericoloso. Convenzionalmente, si può fare corrispondere questo tempo alla distruzione del 99,99% del composto considerato. Posto: $C/C_0 = 10^{-4}$ nella (10.5), si ricava subito

$$\vartheta \cong \frac{9,21}{k} \quad (10.6)$$

e, sostituendo nella (10.6) i valori limite assunti da k , si possono determinare, in funzione della temperatura, i tempi minimi/massimi necessari alla distruzione dei composti organici clorurati. I risultati dei calcoli sono riportati nella Tabella 10.5. Come si vede, le condizioni previste dalla normativa (temperature di 850 °C, o di 1100 °C nel caso di rifiuti pericolosi, mantenute per almeno 2 s) sono certamente cautelative per quanto riguarda la termodistruzione di diossine e furani.

Tabella 10.5: Tempi orientativi per la termodistruzione al 99,99% dei composti organici a diverse temperature.

T [K]	t [°C]	ϑ_{min} [s]	ϑ_{max} [s]
1.000	727	279	2790
1.123	850	0,27	2,7
1.223	950	0,19	1,9
1.250	977	0,10	1,0
1.273	1.000	0,05	0,50
1.373	1.100	0,005	0,05

10.6.4 Controllo delle emissioni di macroinquinanti

Oltre ai microinquinanti, considerati nel paragrafo precedente, nei fumi degli impianti di combustione di rifiuti e CDR si trovano anche inquinanti “normali” che, nel presente contesto, sono definiti “macroinquinanti”. Come sempre accade, tali inquinanti derivano dal semplice rilascio, o dalla trasformazione, delle sostanze presenti in fase solida nei rifiuti. Si possono così avere polveri, ossido di carbonio, ossidi di azoto, ossidi di zolfo, composti organici sotto forma di gas e vapore, gas acidi di cloro e fluoro, e metalli pesanti. Molte di queste emissioni (come ossido di carbonio, ossidi di azoto e composti organici) possono essere limitate garantendo combustioni ottimali in presenza di un adeguato eccesso d’aria. Altre (come metalli pesanti) possono essere limitate selezionando accuratamente i rifiuti in arrivo. Per le polveri, gli ossidi di zolfo ed i gas acidi di cloro e fluoro, invece, è sempre necessario procedere ad un’adeguata depurazione prima del rilascio dei fumi nell’atmosfera.

Nella prima generazione degli inceneritori si prevedeva soltanto una captazione delle polveri. Successivamente, si è introdotto l’abbattimento dei gas acidi e dell’a-

idride solforosa mediante torri di lavaggio ad umido, alimentate con una miscela di acqua e idrati di calcio (simili a quelle descritte nel Paragrafo 4.5.1 nel contesto della desolforazione dei fumi). I sistemi ad umido, tuttavia, richiedono un trattamento oneroso dei reflui e, quindi, non sono adatti all'impiego negli impianti di smaltimento più piccoli. In tali impianti si ricorre, infatti, al sistema di depurazione dei fumi a secco illustrato in Fig. 10.9.

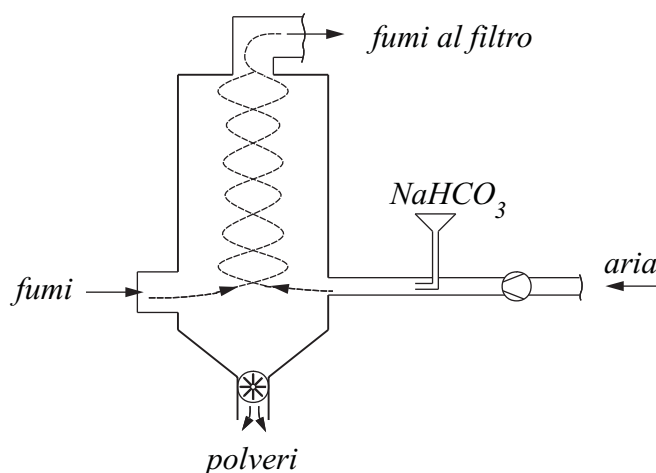
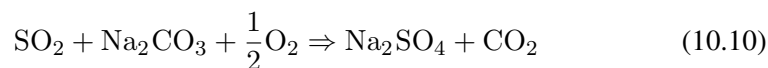
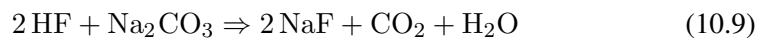
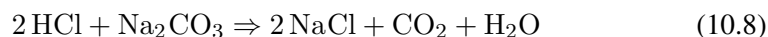


Figura 10.9: Sistema di depurazione dei fumi a secco.

Come si vede, i gas prodotti dalla combustione passano in un reattore a ciclone dove, a temperatura non inferiore a 140 °C, entrano in contatto con del bicarbonato di sodio polverizzato che viene iniettato pneumaticamente. Si creano così le condizioni favorevoli per far avvenire le reazioni



Nella reazione (10.7) il bicarbonato di sodio si decompone, formando un granulo cavo ed aumentando in modo notevole la superficie del reagente. L'acqua che si genera dalle reazioni (10.8), (10.9) e (10.10) evapora e, come l'anidride carbonica, resta nei fumi mentre la maggior parte dei residui solidi viene evacuata dal fondo del ciclone. Infine, la frazione solida rimasta in sospensione è catturata da un filtro posto a valle.

Un impianto di combustione ideale, quindi, prevede una sezione di recupero energetico e due sezioni di depurazione dei fumi, come indicato schematicamente nella Fig. 10.10, che è riferita ad un forno inceneritore rotante provvisto di camera di post-combustione. (Ovviamente, metodologie analoghe sono utilizzabili per la depurazione dei fumi all'uscita degli impianti di incenerimento che impiegano caldaie a griglia mobile od a letto fluido).

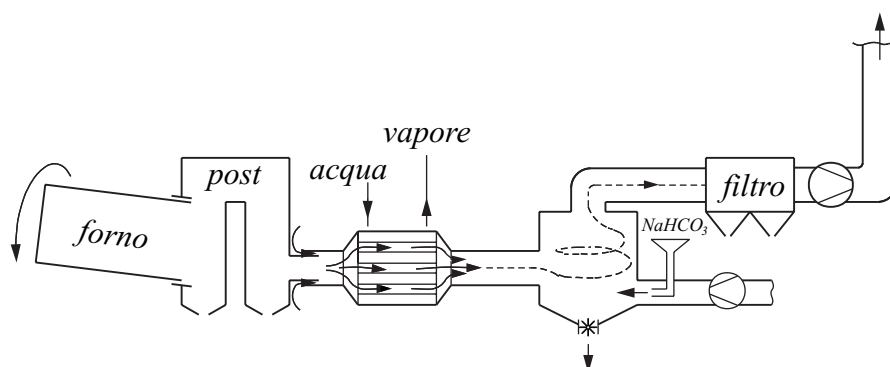


Figura 10.10: Forno rotante con una sezione di recupero termico e due sezioni di depurazione dei fumi.

10.6.5 Valori limite delle emissioni

I valori limite delle emissioni per gli impianti di incenerimento dei rifiuti sono riportati nell'Allegato 1 al Dlgs 133/05. Le emissioni che più preoccupano l'opinione pubblica sono quelle dei microinquinanti, ovvero: diossine (PCDD), furani (PCDF) ed idrocarburi policiclici aromatici (IPA). Il limite per diossine e furani è fissato con riferimento alla concentrazione tossica equivalente che, attraverso una somma pesata, rapporta la tossicità delle diverse specie alla tossicità della TCDD. Il limite per gli idrocarburi policiclici aromatici è, invece, fissato con riferimento alla semplice somma dei vari composti ritenuti ugualmente pericolosi. Entrambi i limiti riguardano le medie ottenute con un periodo di campionamento di 8 ore. Ciò premesso si hanno i valori riportati nella Tabella 10.6.

Tabella 10.6: Valori limite di emissione per i microinquinanti nel Dlgs 133/05.

Inquinante	8 h [mg/m ³]
Somma pesata di PCDD e PCDF	0,0001
Somma di IPA	0,01

10. ENERGIA DAI RIFIUTI

Per i macroinquinanti, i limiti sono fissati con riferimento a diversi periodi di campionamento. Il periodo di campionamento per i metalli pesanti è 1 h, mentre per le polveri e gli effluenti gassosi i periodi di campionamento sono, rispettivamente: 24 ore e 30 minuti. Il limite dei 30 minuti, tuttavia, si considera rispettato quando non viene mai superato il valore più alto (A) o quando il 97% dei valori medi nel corso dell'anno non supera il valore più basso (B). (Per il solo ossido di carbonio il limite B si considera rispettato quando il 95% dei valori medi su 10 minuti non supera i 150 mg/m³). Ciò premesso si hanno i valori riportati nella Tabella 10.7.

Tabella 10.7: Valori limite di emissione per i macroinquinanti nel Dlgs 133/05.

Inquinante	24 h [mg/m ³]	1 h [mg/m ³]	30 min - A [mg/m ³]	30 min - B [mg/m ³]
Polveri	10		30	10
Carbonio organico totale (TOC) nei fumi	10		20	10
Ossido di carbonio	50		100	
Anidride solforosa	50		200	50
Ossidi di azoto	200		400	200
Acido cloridrico	10		60	10
Acido fluoridrico	1		4	2
Mercurio		0,05		
Cadmio e tallio		0,05		
Altri metalli pesanti (Sb, As, Pb, Cr, Co, Mn, Ni, V)		0,5		

10.6.6 Efficienza energetica

Un grosso vantaggio della combustione con recupero di energia dai rifiuti, o dal CDR, è la possibilità di riconoscere come rinnovabile la frazione di energia recuperata che può essere attribuita ai materiali di origine naturale (come, ad esempio, carta, cartone, legno e residui organici). La Direttiva 2008/98/CE, tuttavia, va verso ben precise limitazioni a questo tipo di riconoscimenti (e ciò potrebbe comportare, ad esempio, l'impossibilità di premiare con i Certificati Verdi la frazione di energia prodotta mediante la combustione dei materiali di origine naturale contenuti nei rifiuti e nel CDR). I limiti sono, essenzialmente, dei valori minimi di efficienza energetica che si devono raggiungere affinché l'incenerimento possa essere considerato recupero di energia e non, invece, semplice operazione di smaltimento.

Nel contesto qui considerato, la Direttiva 2008/98/CE definisce, su base annuale, l'efficienza di utilizzazione energetica degli impianti di incenerimento come

$$\epsilon = \frac{(E_t/\eta_t + E_e/\eta_e) - E_c}{f(E_r + E_c)} \quad (10.11)$$

dove, per chiarezza, si è tradotta la notazione “burocratica” impiegata nella direttiva in una, più usuale, notazione “tecnica”. Nella (10.11) l’energia termica ottenuta

$$E_t = \sum (m_u h_u - m_e h_e) \quad (10.12)$$

è data dalla differenza tra i flussi entalpici, uscenti ed entranti, dei diversi possibili vettori termici (vapore, condense o, semplicemente, acqua), $\eta_t = 0,91$ è il rendimento nominale della generazione di calore, E_e è l’energia elettrica prodotta, $\eta_e = 0,38$ è il rendimento nominale della produzione di energia elettrica, $E_c = m_c(H_i)_c$ è l’energia fornita sotto forma di potere calorifico del combustibile ausiliario, $E_r = m_r(H_i)_r$ è l’energia fornita sotto forma di potere calorifico dei rifiuti, ed $f = 0,97$ è un fattore di riduzione che tiene conto delle perdite “fisiologiche” dovute, essenzialmente, alle combustioni incomplete che si hanno negli inceneritori.

Con riferimento alla definizione (10.11), la Direttiva 2008/98/CE stabilisce che gli impianti di incenerimento dei rifiuti solidi sono “impianti di recupero” solo se la loro efficienza soddisfa alla condizione

$$\epsilon \geq \epsilon_{min} \quad (10.13)$$

con $\epsilon_{min} = 0,60$ per gli impianti autorizzati prima del 31 dicembre 2008 ed $\epsilon_{min} = 0,65$ per gli impianti autorizzati dopo il 31 dicembre 2008.

Esempio 10.1 *Si valuti l’efficienza energetica di due impianti di incenerimento che, mediante un ciclo CSV, producono soltanto energia elettrica con rendimenti di conversione del 25% e del 20%, rispettivamente. Si trascuri, per semplicità, la fornitura di combustibile ausiliario.*

Soluzione

I dati del problema implicano che si abbia, rispettivamente

$$E_e = 0,25E_r$$

ed

$$E_e = 0,20E_r$$

oltre a $E_c = 0$. Pertanto, dalla (10.11) si ottiene

$$\epsilon = \frac{E_e/\eta_e}{fE_r} = \frac{0,25E_r/0,38}{0,97E_r} \cong 0,68$$

con rendimento di conversione del 25%, e

$$\epsilon = \frac{E_e/\eta_e}{fE_r} = \frac{0,20E_r/0,38}{0,97E_r} \cong 0,54$$

con rendimento di conversione del 20%. Pertanto si conclude che impianti di questo tipo, autorizzati dopo il 31 dicembre 2008, soddisfano ai criteri della Direttiva 2008/98/CE se il rendimento di conversione è del 25%, mentre non soddisfano se il rendimento di conversione è del 20%.

10.7 CONFERIMENTO IN DISCARICA

Il conferimento in discarica è sempre stato un metodo di smaltimento molto diffuso, in quanto è caratterizzato da bassi costi d'impianto e d'esercizio, sia pure a fronte di una perdita indiscriminata della frazione merceologica riciclabile. Negli ultimi anni, tuttavia, sotto la spinta dell'evoluzione normativa e della crescente opposizione dei comuni sede di impianto, i rifiuti avviati a discarica in Italia si sono ridotti in maniera significativa, pur rimanendo ben al di sopra della media europea (come evidenziato dalla Fig. 10.11).

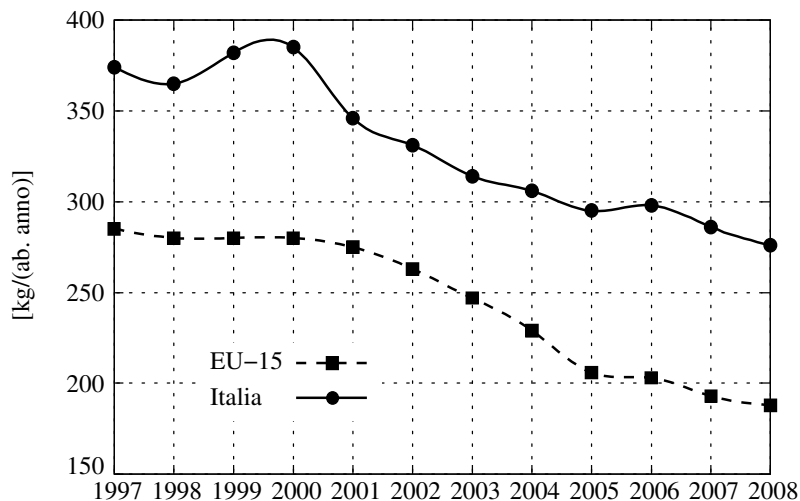


Figura 10.11: Ricorso al conferimento in discarica dei rifiuti solidi urbani in Italia e nell'Unione Europea nel periodo 1997-2008 [elaborazione su dati EUROSTAT].

Anche per rimediare a questo stato di cose, il Dlgs 36/03 ha posto in atto la Direttiva 1999/31/CE, fissando alcuni capisaldi destinati ad incidere in maniera signifi-

cativa sul ricorso ai conferimenti in discarica. In primo luogo, il decreto ha previsto tre tipologie differenti di discarica per:

- rifiuti inerti,
- rifiuti non pericolosi (inclusi i rifiuti solidi urbani non pericolosi), e
- rifiuti pericolosi.

Il decreto stesso ed il successivo DM 13/03/03 hanno poi precisato che, tra i rifiuti urbani non pericolosi, possono essere smaltiti in discarica solo quelli raccolti separatamente o quelli, pur raccolti in maniera indifferenziata, che sono stati sottoposti a trattamenti preliminari di recupero materiali, digestione aerobica od anaerobica, e recupero di energia. Di conseguenza, non è più possibile collocare in discarica i rifiuti indifferenziati non trattati, se non a seguito a deroghe (generalmente “politiche” delle quali qui non ci si vuole occupare) che vengono concesse per risolvere particolari emergenze.

L’art. 5 del Dlgs 36/03 ha posto, infine, limitazioni molto severe ai quantitativi annui di rifiuti urbani biodegradabili che possono essere collocati in discarica stabilendo gli obiettivi di:

- 173 chilogrammi all’anno per abitante entro il 2008,
- 115 chilogrammi all’anno per abitante entro il 2011, e
- 81 chilogrammi all’anno per abitante entro il 2018.

Con tali prescrizioni si tende, evidentemente, ad affinare i processi di trattamento limitando le quantità di sostanze biodegradabili, come carta, legno, fibre tessili e materiali organici vari, che sono presenti negli scarti degli impianti di compostaggio e di produzione del CDR. Va comunque precisato che, nelle versioni “controllate”, le discariche sono accettabili sotto i profili igienico ed ecologico. I criteri costruttivi e gestionali delle discariche per rifiuti urbani, rivisti nell’Allegato 1 al Dlgs 36/03, conducono a realizzazioni a regola d’arte quale quella descritta nel paragrafo che segue.

10.7.1 Discarica controllata

Per le discariche controllate non è prescritta esplicitamente l’impermeabilizzazione del fondo e delle pareti con manti artificiali ma è, comunque, richiesto che le caratteristiche del terreno siano tali da preservare le acque superficiali e di falda dalle infiltrazioni di “percolato”. (Il percolato è il liquido prodotto dallo scolo dell’umi-

dità dei rifiuti e dall'effetto dilavante della pioggia sulla discarica). L'inquinamento da percolato si previene scegliendo, in primo luogo, terreni con buone caratteristiche d'impermeabilità, distanti da corsi d'acqua e da falde superficiali. Vanno perciò evitati i terreni ghiaiosi e calcarei a favore di quelli argillosi e, in assenza di garanzie sufficienti, occorre procedere alla formazione di barriere protettive d'argilla, od all'installazione di manti impermeabili.

Come esemplificato dalla Fig. 10.12, è buona norma osservare le seguenti precauzioni:

- predisporre un idoneo strato drenante ed un sistema di raccolta del percolato che preveda la possibilità d'invio dei liquami ad un impianto di depurazione, ed il parziale ricircolo dei liquami attraverso la discarica stessa in modo da mantenere, nei rifiuti, il grado di umidità ottimale per i processi di decomposizione;
- predisporre dispositivi per la captazione del biogas generato durante i processi di decomposizione;
- favorire il deflusso superficiale delle acque meteoriche dall'interno all'esterno dell'area interessata dalla discarica;
- predisporre, al colmo dello strato dei rifiuti, una barriera impermeabilizzante che impedisca le infiltrazioni d'acqua meteorica nel corpo della discarica;
- compattare e ricoprire giornalmente con terra i rifiuti conferiti, al fine di limitare la diffusione dei cattivi odori.

I controlli del percolato e del biogas devono continuare anche dopo l'esaurimento della discarica. Il biogas, soprattutto, richiede attenzioni speciali poiché risulta fastidioso per il suo cattivo odore e, se non è captato, può rendersi addirittura pericoloso a causa dell'elevato contenuto di metano. Nel caso non sia praticabile una utilizzazione energetica del biogas captato, questo dev'essere bruciato in loco mediante torce o, in alternativa e solo a seguito di apposita autorizzazione, può essere disperso nell'atmosfera, ma sempre in modo da non causare molestia.

I processi di formazione del biogas iniziano solo dopo alcuni mesi dall'interramento dei rifiuti, e si protraggono per un periodo variabile tra 10 e 20 anni. Da un punto di vista biochimico, questi processi si possono considerare fermentazioni anaerobiche del tipo descritto nel Paragrafo 9.5.1. Questi processi hanno luogo negli strati più profondi della discarica (dove l'aria non riesce ad arrivare) e, come si è visto, si sviluppano in due fasi successive. Nella prima fase le sostanze organiche complesse, come carboidrati e proteine, sono trasformate in acidi organici sotto l'azione di

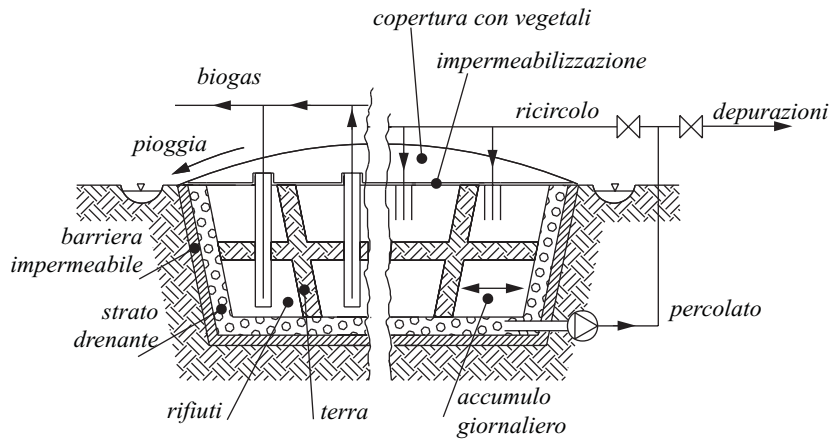


Figura 10.12: Schema di una discarica controllata per rifiuti solidi urbani.

batteri acidogeni mentre, nella seconda fase, gli acidi organici sono scissi in metano ed anidride carbonica per l'azione di batteri metanogeni. Il biogas risultante è composto, essenzialmente, da metano ed anidride carbonica ed ha un potere calorifico inferiore dell'ordine di 15 MJ/m^3 .

Come si è detto, il biogas va recuperato, ad esempio attraverso un impianto del tipo rappresentato nella Fig. 10.13. Per ottimizzare la produzione di biogas, è opportuno mantenere nei rifiuti un contenuto di umidità nell'intorno del 50%. Per garantire una portata di biogas che giustifichi la successiva utilizzazione energetica, la profondità della discarica non deve essere inferiore a 10 metri e l'estensione non deve essere minore di 10 ettari. La produzione di biogas in una discarica ben gestita si aggira sui $3,5 \cdot 10^{-4}$ metri cubi per ora e per metro cubo di rifiuti. Pertanto, al fine di ottenere una

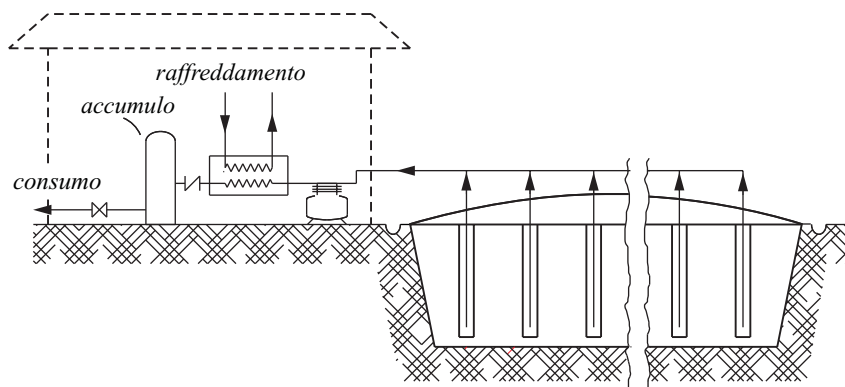


Figura 10.13: Impianto di recupero del biogas da una discarica di rifiuti solidi urbani.

portata di almeno 350 m³/h di biogas (equivalenti a circa 140 m³/h di gas naturale), occorre una discarica di almeno 1 milione di metri cubi.

10.8 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono descritti i principali metodi di recupero di materiali ed energia dai rifiuti, facendo riferimento ai rifiuti solidi urbani ed alle tecnologie di: riciclaggio, combustione con recupero d'energia e collocamento finale in discarica.

Nel testo, in particolare:

- Si sono esaminate le variazioni intervenute negli ultimi anni nella produzione e nella composizione dei rifiuti, e ci si è soffermati sull'evoluzione del quadro normativo italiano ed europeo.
- Nel contesto della raccolta differenziata si sono descritte le operazioni di riciclaggio, volte al recupero di materiali ad alto contenuto energetico, e la produzione di compost di qualità da utilizzare come fertilizzante.
- Nel contesto della raccolta indifferenziata si sono esaminati gli impianti di trattamento meccanico-biologico, volti alla produzione di combustibile derivato dai rifiuti (CDR) e di materiale organico biostabilizzato (FOS).
- Nel contesto del Dlgs 133/05, che disciplina in modo organico la realizzazione di tutti gli impianti di incenerimento, si è dedicata un'attenzione particolare alla combustione, con recupero di energia, dei rifiuti tal quali e del CDR.
- Nel contesto degli impianti di incenerimento si sono esaminate in dettaglio le metodologie di controllo dei micro- e macro-inquinanti, necessarie a far rientrare le emissioni nei limiti imposti dalla normativa.
- Si è introdotta la problematica dell'efficienza energetica minima degli impianti di incenerimento, illustrando gli orientamenti riportati nella Direttiva 2008/98/CE.
- A conclusione del capitolo si sono discusse le modalità di conferimento in discarica previste dal Dlgs 36/03, e gli accorgimenti necessari a realizzare discariche rispettose dell'ambiente.

Capitolo 11

Risparmi e recuperi

11.1 I CAMBIAMENTI

La riduzione dei consumi può essere vista come la fonte di energia meno inquinante e più immediatamente disponibile. In quest'ottica, si può affermare che le fondamenta di molte delle attuali difficoltà in campo energetico vennero gettate qualche decina di anni fa, quando la crescita esponenziale nell'utilizzazione di tutte le risorse anziché allarme iniziò a generare euforia per un apparentemente inarrestabile diffondersi del benessere.

Oggi tutti concordano sul fatto che occorra diminuire i consumi di fonti fossili ma ciò non comporta, necessariamente e solo, una prospettiva di sacrifici, ovvero di operazioni economico-sociali come aumenti delle tariffe, razionamenti delle risorse e divieti di utilizzazione. Si possono, infatti, ridurre i consumi di fonti fossili anche migliorando le efficienze d'uso, od incrementando il ricorso alle fonti rinnovabili. Per queste vie, si può raggiungere l'obiettivo di riduzione offrendo agli utenti lo stesso servizio (anche se, presumibilmente, a fronte di costi maggiori per sistemi ed impianti).

Alcune tipologie di risparmio energetico, basate su miglioramenti dell'efficienza, sono già state illustrate nei capitoli precedenti. Si pensi, ad esempio, alle sorgenti luminose a basso consumo, illustrate nel Paragrafo 5.7, ed agli autoveicoli con propulsori ibridi, esaminati nel Paragrafo 5.8. Altre tipologie di questo tipo saranno discusse nei capitoli che seguono: la cogenerazione ed i cicli combinati nel Capitolo 12, il teleriscaldamento, la trigenerazione e le pompe di calore nel Capitolo 13, le celle a combustibile nel Capitolo 14.

In questo capitolo, invece, ci si occuperà delle riduzioni dei consumi di fonti fossili che si possono conseguire migliorando l'isolamento termico di edifici ed impianti, recuperando il calore di scarto nell'impiantistica civile ed industriale, ed incre-

mentando l'efficienza degli impianti di riscaldamento. Da quest'ultimo punto di vista, si discuteranno le prospettive di risparmio energetico negli edifici imposte dai provvedimenti legislativi specifici emanati negli ultimi anni.

11.2 MATERIALI ISOLANTI PER L'EDILIZIA

Le caratteristiche tecniche di maggior interesse per i materiali isolanti utilizzati nell'edilizia sono la conduttività termica, la resistenza meccanica ed il comportamento nei confronti della diffusione di umidità. Il valore della conduttività termica determina lo spessore di isolante da impiegare per ottenere il potere coibente voluto. La resistenza meccanica gioca un ruolo più o meno importante a seconda delle applicazioni ma non può, evidentemente, scendere sotto i valori necessari a garantire integrità e durata nelle condizioni di impiego previste. Infine, la permeabilità al vapore e la capacità di trattenere più o meno l'umidità influenzano il comportamento dei materiali in opera, poiché l'assorbimento di umidità si accompagna ad aumenti della conduttività termica.

Per capire il meccanismo che sta alla base dell'isolamento termico, basta osservare come tutti i materiali a bassa conduttività siano caratterizzati dalla presenza di un grandissimo numero di microcavità interne, riempite di aria o di altro gas, nelle quali la convezione naturale è ostacolata dalle dimensioni geometriche ridotte. I materiali isolanti, quindi, si distinguono tra di loro soprattutto per le diverse tipologie di cavità presenti all'interno.

Nei materiali isolanti a scheletro minerale, come calcestruzzi e laterizi alleggeriti, le microcavità coincidono con i pori stessi del materiale. Pertanto, al diminuire della densità apparente cresce la frazione volumetrica di aria intrappolata e, di conseguenza, diminuisce la conduttività termica. Un effetto analogo si ottiene nei laterizi forati diminuendo la densità globale attraverso un aumento del numero di cavità artificiali. In questo caso, però, occorre fare attenzione affinché i fori interni non siano così grandi da consentire l'innescò del trasporto di calore per convezione naturale. Ovviamente, una diminuzione della densità comporta una parallela diminuzione della resistenza meccanica e, quindi, i materiali più leggeri sono i meno adatti a svolgere anche funzioni portanti.

Nei materiali isolanti a scheletro plastico a base, ad esempio, di polistirolo, poliuretano, cloruro di polivinile (PVC) e polietilene, le microcavità coincidono con le celle ottenute all'interno attraverso processi di espansione della matrice solida. In genere, per l'espansione viene utilizzata aria o, come nel caso del poliuretano, gas a bassa conduttività termica (l'R-11 prima della messa al bando dei CFC e, attualmente, il ciclopentano o l'R-134a). Anche nei materiali plastici espansi, al diminuire

della densità apparente cresce la frazione volumetrica di gas intrappolato e, di conseguenza, diminuiscono la conduttività termica e la resistenza meccanica. I materiali espansi a densità troppo bassa non risultano, quindi, affidabili ed, in genere, non vengono impiegati nell'edilizia.

Nei materiali isolanti a base di fibre di vetro o di fibre minerali, l'ostacolo alla convezione è dato dalle cavità create dall'intreccio delle fibre stesse, ed il risultato finale è analogo a quello che, in natura, caratterizza le pellicce degli animali. I materiali fibrosi vengono normalmente confezionati in feltri che non hanno alcuna capacità portante. Nelle applicazioni dove è richiesta una certa resistenza meccanica bisogna, quindi, fare ricorso a pannelli di fibre trattati con resine indurenti.

11.2.1 Isolamento delle strutture edilizie

Per isolamento delle strutture edilizie si intende l'impiego di uno strato di materiale a bassa conduttività con funzioni essenzialmente coibenti. La successiva valutazione della capacità coibente è affidata all'analisi con cui si determinano gli andamenti delle temperature in regime invernale stazionario. (L'ipotesi di regime stazionario trova riscontro nella normativa in quanto è verificata, con buona approssimazione, negli edifici riscaldati con continuità durante la stagione fredda).

La distribuzione delle temperature in regime stazionario può essere determinata facilmente utilizzando la formulazione dell'analogia elettrica valida per le pareti multistrato. Il flusso termico specifico (costante) q'' che attraversa una struttura può, così, essere valutato con riferimento sia all'intera parete sia al singolo strato j -simo, scrivendo

$$q'' = \frac{\Delta t_{tot}}{R''_{tot}} = \frac{\Delta t_j}{R''_j} \quad (11.1)$$

Nella Eq. (11.1), q'' è espresso in W/m^2 e le resistenze termiche specifiche sono espresse in m^2K/W . Dalla Eq. (11.1) si deduce che il salto termico, in corrispondenza al generico strato j -simo, si può esprimere come

$$\Delta t_j = \frac{R''_j}{R''_{tot}} \Delta t_{tot} \quad (11.2)$$

Poiché gli andamenti delle temperature in regime stazionario sono lineari all'interno di ciascun strato, la distribuzione termica invernale nella parete è completamente determinata una volta noti i salti termici.

Per quanto riguarda il calcolo della resistenza specifica totale, si ha che R''_{tot} è data dalla somma delle resistenze specifiche degli strati di materiale e delle resistenze specifiche liminari di convezione

$$R''_{tot} = R''_i + \sum R''_j + R''_e = \frac{1}{\alpha_i} + \sum \frac{s_j}{\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_e} \quad (11.3)$$

in quanto tutte le resistenze sono in serie.

Spesso poi si usa scrivere

$$q'' = U \Delta t_{tot} \quad (11.4)$$

dove U è il coefficiente di trasmissione globale, espresso in $W/(m^2 K)$. Pertanto, in base alle relazioni (11.1) e (11.3), si ha

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{R''_i + \sum R''_j + R''_e} \quad (11.5)$$

e si deduce che il coefficiente di trasmissione globale è l'inverso della resistenza specifica totale.

Esempio 11.1 *Si determini la distribuzione invernale delle temperature in una parete piana multistrato. La parete e le condizioni al contorno siano così descrivibili, procedendo dall'interno all'esterno*

- $t_i = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_i = 7,7 \text{ W}/(m^2\text{K})$;
- *intonaco di calce e gesso: spessore 2 cm, conduttività termica 0,7 W/(mK),*
- *blocco in laterizi semipieno: spessore 7,5 cm, caratterizzato da resistenza termica specifica pari a 0,260 m²K/W;*
- *polistirolo estruso: spessore 4 cm, conduttività termica 0,035 W/(mK);*
- *calcestruzzo portante ad alta densità: spessore 10 cm, conduttività termica 1,91 W/(mK);*
- *intonaco di calce e cemento: spessore 2 cm, conduttività termica 0,9 W/(mK);*
- $t_e = -5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\alpha_e = 25 \text{ W}/(m^2\text{K})$.

Soluzione

L'ipotesi in cui ci si pone è quella di regime stazionario. La parete è formata da 5 strati di materiale ed, in base alla Tabella 11.1, risulta

$$U = \frac{1}{R''_{tot}} = \frac{1}{R''_i + \sum R''_j + R''_e} = \frac{1}{1,676} = 0,597 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Con riferimento ai valori riportati in tabella si può notare che per ottenere la stessa resistenza termica specifica di 4 cm di polistirolo (1,143 m²K/W), con uno strato di

11.3. MATERIALI ISOLANTI PER L'IMPIANTISTICA

calcestruzzo di conduttività $\lambda = 1,91 \text{ W}/(\text{mK})$, sarebbe necessario uno spessore di 218,3 cm in quanto si ha

$$R'' = \frac{s}{\lambda} = \frac{0,04}{0,035} = \frac{218,3}{1,91} = 1,143 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}}$$

Per aumentare in maniera significativa la resistenza termica conviene, quindi, agire sullo spessore del materiale più isolante, e non certo sullo spessore dei componenti strutturali.

La distribuzione delle temperature, desunta dai dati di Tabella 11.1, è riportata in Fig. 11.1. Come previsto dalla (11.2), la maggior caduta di temperatura si verifica in corrispondenza dello strato più isolante.

Tabella 11.1: Analisi termica per la parete piana multistrato di cui all'Esempio 11.1.

Strato	s [cm]	R'' [m ² K/W]	t [°C]
Interno	–	–	20,0
α_i	–	0,130	18,1
1	2,0	0,029	17,7
2	7,5	0,260	13,8
3	4,0	1,143	-3,2
4	10,0	0,052	-4,0
5	2,0	0,022	-4,3
α_e	–	0,040	-5,0

11.3 MATERIALI ISOLANTI PER L'IMPIANTISTICA

Oltre alle strutture edilizie, devono essere isolati tutti i componenti degli impianti che operano a temperature diverse da quella ambiente. La scelta dei materiali per questo tipo di impiego è condizionata dal campo di temperatura e dalla geometria del componente da isolare.

Le fibre di vetro o di roccia, confezionate in feltri flessibili od in coppelle rigide preformate, sono i materiali più usati nell'impiantistica per l'isolamento delle tubazioni e dei componenti come condotte dell'aria, valvole e pompe. Le fibre richiedono sempre uno strato di finitura superficiale costituito, in genere, da un foglio di alluminio o di plastica. Inoltre, nelle applicazioni a temperatura inferiore a quella ambiente, è necessaria anche una barriera al vapore sul lato esterno, per evitare la migrazione dell'umidità atmosferica verso il componente freddo.

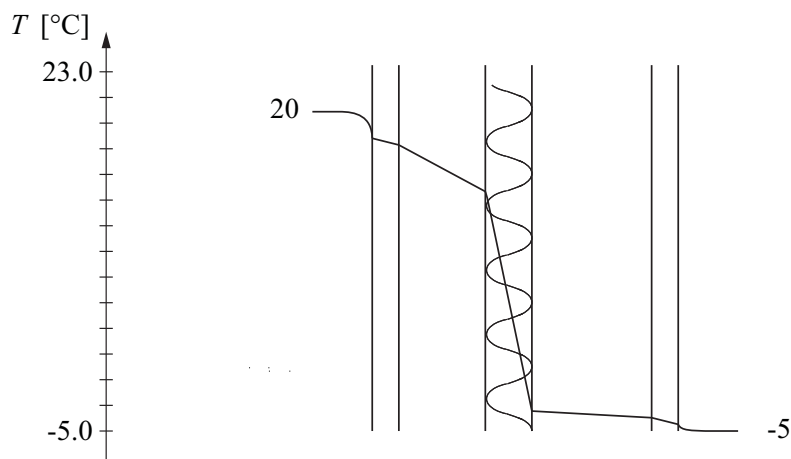


Figura 11.1: Distribuzione delle temperature nella parete piana multistrato nell'Esempio 11.1].

Per l'isolamento delle tubazioni viene spesso utilizzato il poliuretano espanso, confezionato in cospelle rigide o flessibili. Le cospelle in poliuretano possono, o no, richiedere una finitura superficiale ulteriore e, in genere, vengono posate senza barriera al vapore perché il materiale stesso è caratterizzato da un basso valore della permeabilità. Occorre, tuttavia, sigillare accuratamente tutti i giunti con nastro adesivo speciale.

Gli elastomeri ed il polietilene espanso sono utilizzati sotto forma di lastre flessibili per l'isolamento dei componenti, o sotto forma di guaine per l'isolamento delle tubazioni. Questi materiali vengono sempre posti in opera senza finiture superficiali e senza barriere al vapore curando, però, che tutti i giunti vengano accuratamente sigillati.

11.3.1 Isolamento delle tubazioni

In base alla normativa vigente, le tubazioni che convogliano fluidi a temperatura diversa da quella ambiente vanno sempre isolate. Nell'isolamento delle tubazioni fredde, inoltre, può essere necessaria la barriera al vapore (se il materiale isolante non funge già da barriera) e, per evitare fenomeni di condensa, occorre impiegare uno spessore di isolante sufficiente a mantenere la superficie a contatto con l'aria ad una temperatura superiore a quella di rugiada.

Nell'isolamento delle tubazioni calde, gli spessori di materiale da impiegare sono fissati dal DPR 412/93. I valori prescritti sono riportati nella Tabella 11.2, in funzione della conduttività del materiale impiegato e del diametro esterno della tubazione da isolare. Va rilevato, comunque, che la legge consente la riduzione degli spesso-

11.3. MATERIALI ISOLANTI PER L'IMPIANTISTICA

ri prescritti quando le tubazioni sono posate in edifici riscaldati ed isolati. Così gli spessori di isolante possono venire ridotti del 50% per le tubazioni montanti verticali e del 70% per le tubazioni poste sotto traccia.

Tabella 11.2: Spessori di isolante da porre in opera in funzione della conduttività del materiale e del diametro esterno della tubazione [DPR 412/93].

λ W/(m K)	Diametro esterno della tubazione [mm]					
	<20	20-39	40-59	60-79	80-99	≥ 100
0,030	13	19	26	33	37	40
0,032	14	21	29	36	40	44
0,034	15	23	31	39	44	48
0,036	17	25	34	43	47	52
0,038	18	28	37	46	51	56
0,040	20	30	40	50	55	60
0,042	22	32	43	54	59	64
0,044	24	35	46	58	63	69
0,046	26	38	50	62	68	74
0,048	28	41	54	66	72	79
0,050	30	44	58	71	77	84

Dal punto di vista termotecnico, si può osservare che una tubazione non isolata disperde all'esterno, per unità di lunghezza, la quantità di calore:

$$q' = \frac{q}{L} = \pi D \alpha_e (t_s - t_e) \quad (11.6)$$

Pertanto, con $t_e = 0$ °C, $t_s = 80$ °C, $D = 0,1$ m ed $\alpha_e = 16,5$ W/(m²K) si ha una perdita termica

$$q' = \pi \cdot 0,1 \cdot 16,5(80 - 0) \cong 415 \text{ W/m}$$

equivalente alla fuoriuscita di $(415 \cdot 86400/1000 =) 35,9$ MJ ogni giorno, ovvero oltre un litro di gasolio ($H_i = 35,5$ MJ/dm³) al giorno. Le tubazioni vanno quindi isolate non solo perché lo impone la legge, ma anche perché l'isolamento è conveniente sul piano economico.

Ai fini pratici, una tubazione isolata si può schematizzare come indicato nella Fig. 11.2, dove si trascurano la caduta di temperatura dovuta alla convezione interna: $1/\alpha_i \cong 0$, e quella dovuta alla resistenza del tubo metallico: $(s/\lambda)_{tm} \cong 0$. Si ha quindi un modello a due sole resistenze, quella esterna e quella dell'isolante, secondo il quale risulta

$$R'_{tot} = R'_e + R'_{is} = \frac{1}{2\pi r_e \alpha_e} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi\lambda} \quad (11.7)$$

$$q' = \frac{q}{L} = \frac{t_i - t_e}{R'_{tot}} = \frac{t_s - t_e}{R'_e} = \frac{t_i - t_s}{R'_{is}} \quad (11.8)$$

$$t_i - t_s = \frac{R'_{is}}{R'_{tot}} (t_i - t_e) \quad (11.9)$$

$$t_s - t_e = \frac{R'_e}{R'_{tot}} (t_i - t_e) \quad (11.10)$$

dove con R' si sono indicate le resistenze termiche per unità di lunghezza di tubazione. Le relazioni (11.7-11.10) sono sufficienti per la soluzione della maggior parte dei problemi pratici, come verrà dimostrato negli esempi che seguono.

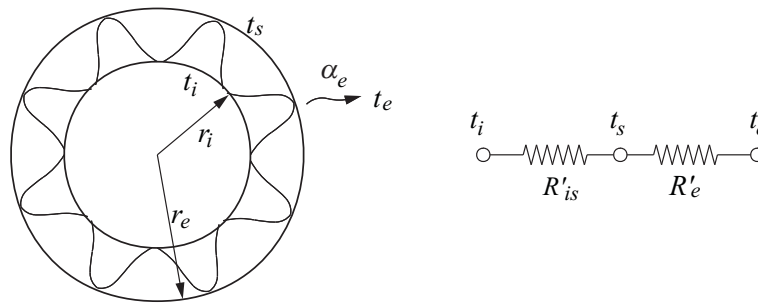


Figura 11.2: Schematizzazione ed analogia elettrica per una tubazione isolata.

Esempio 11.2 Si abbia una tubazione del diametro esterno $D = 0,1$ m percorsa da un fluido a $t_i = 135$ °C ed isolata con materiale di conduttività termica $\lambda = 0,03$ W/(m K). Si calcolino il flusso termico dovuto alle dispersioni per metro di lunghezza e la temperatura t_s , nell'ipotesi che si abbia $t_e = 0$ °C ed $\alpha_e = 16,5$ W/(m²K).

Soluzione

Dalla Tabella 11.2, per $\lambda = 0,03$ W/(m K) si ha che lo spessore di isolante deve essere: $s = 40$ mm. Risulta quindi

$$\begin{aligned} q' &= \frac{q}{L} = (t_i - t_e) \left[\frac{1}{2\pi r_e \alpha_e} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi\lambda} \right]^{-1} = (t_i - t_e)(R'_{tot})^{-1} \\ &= (135 - 0) \left[\frac{1}{2\pi \cdot 0,09 \cdot 16,5} + \frac{\ln(0,09/0,05)}{2\pi \cdot 0,03} \right]^{-1} = 41,9 \text{ W/m} \\ R'_e &= \frac{1}{2\pi r_e \alpha_e} = \frac{1}{2\pi \cdot 0,09 \cdot 16,5} = 0,107 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \end{aligned}$$

$$t_s = t_e + \frac{R'_e}{R'_{tot}}(t_i - t_e) = 0 + \frac{0,107}{3,225}135 = 4,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

Per la tubazione non isolata, invece, sarebbe risultato

$$q' = 2\pi(D/2)\alpha_e(t_i - t_e) = 2\pi \cdot 0,05 \cdot 16,5(135 - 0) = 700 \text{ W/m}$$

e $t_s \cong t_i = 135 \text{ }^\circ\text{C}$. Grazie all'isolamento, quindi, il flusso termico disperso si riduce al 6% (= 41,9 / 700) di quello disperso dalla tubazione non isolata e la temperatura superficiale (= 4,5 °C al posto di 135 °C) non è più pericolosa per gli operatori.

Esempio 11.3 Si abbia una tubazione del diametro esterno $D = 0,1 \text{ m}$ percorsa da un fluido a $t_i = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ ed isolata (in modo insufficiente) con un materiale di conduttività $\lambda = 0,03 \text{ W/(m K)}$ dello spessore di 5 mm. Si calcolino le dispersioni termiche per metro di lunghezza e la temperatura t_s nell'ipotesi che si abbia $\alpha_e = 3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ e $t_e = 32 \text{ }^\circ\text{C}$.

Soluzione

Il procedimento è simile a quello seguito nell'Esempio 11.2. Si ricavano quindi nell'ordine:

$$\begin{aligned} q' &= \frac{q}{L} = (t_e - t_i) \left[\frac{1}{2\pi r_e \alpha_e} + \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi \lambda} \right]^{-1} = (t_e - t_i)(R'_{tot})^{-1} \\ &= (32 - 7) \left[\frac{1}{2\pi \cdot 0,055 \cdot 3} + \frac{\ln(0,055/0,05)}{2\pi \cdot 0,03} \right]^{-1} = 17,0 \frac{\text{W}}{\text{m}} \\ R'_e &= \frac{1}{2\pi r_e \alpha_e} = \frac{1}{2\pi \cdot 0,055 \cdot 3} = 0,964 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \\ t_s &= t_e - \frac{R'_e}{R'_{tot}}(t_e - t_i) = 32 - \frac{0,964}{1,470}25 = 15,6 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Se, ad esempio, l'umidità relativa è pari al 60%, con $t_e = 32 \text{ }^\circ\text{C}$ la temperatura di rugiada è pari a circa 23 °C, e con: $t_s = 15,6 \text{ }^\circ\text{C}$ si ha formazione di condensa superficiale.

11.3.2 Isolamento dei componenti impiantistici

Oltre alle tubazioni vanno isolati, come si è detto, tutti i componenti degli impianti che operano a temperature diverse da quelle ambiente. Ovviamente, forme geometriche diverse da quella cilindrica impediscono, in genere, l'utilizzazione di materiali

isolanti preconfezionati e, di conseguenza, le coibentazioni vengono realizzate in loco a partire da feltri o lastre di materiale.

Tra i componenti impiantistici da isolare, rivestono un'importanza notevole le condotte dell'aria. Vanno isolate, infatti, sia le condotte dell'aria fredda sia quelle dell'aria calda, purché l'aria da esse convogliata sia ancora sfruttabile termicamente. Oltre alle condotte di mandata si devono, quindi, isolare le condotte di ripresa fino al recuperatore di calore od alla centrale di condizionamento. La coibentazione delle condotte dell'aria si realizza, in genere, con feltri di fibra di vetro dello spessore di 30 mm, avvolti all'esterno e finiti superficialmente con un foglio di plastica o di alluminio. Non sono più accettabili gli isolamenti interni alle condotte realizzati con fibre di vetro e film di protezione perché, nell'ipotesi di sfaldamento della protezione, le fibre vengono messe in circolo negli ambienti.

11.4 RECUPERATORI DI CALORE

Si definiscono “recuperatori” tutti gli scambiatori di calore impiegati per sfruttare il contenuto entalpico utile delle correnti fluide prima della loro espulsione all'esterno. Dal punto di vista operativo, i recuperatori impiegati più frequentemente nell'impiantistica industriale e civile sono quelli installati all'uscita dei fumi in caldaie e combustori, e quelli posti all'estrazione dell'aria negli impianti di condizionamento. Le considerazioni che seguono non vogliono essere esaustive per quel che riguarda le diverse tipologie di recuperatori, ma sono semplicemente volte a fornire alcune informazioni di carattere pratico sui sistemi di recupero. In premessa, alcuni richiami sulla teoria generale degli scambiatori di calore hanno lo scopo di facilitare la comprensione degli sviluppi analitici riguardanti quelle tipologie di recuperatori che, generalmente, non vengono trattate nei corsi di Trasmissione del Calore.

11.4.1 Richiami sulla teoria generale degli scambiatori di calore

Si faccia riferimento ad uno scambiatore di calore in controcorrente ed alle possibili distribuzioni di temperatura illustrate in Fig. 11.3. L'applicazione del primo principio della termodinamica alla zona di scambiatore compresa tra la sezione 0 ed una sezione generica x , fornisce

$$\dot{m}_c c_{pc}(t_{c0} - t_{cx}) = \dot{m}_f c_{pf}(t_{f0} - t_{fx}) \quad (11.11)$$

ovvero

$$\frac{t_{c0} - t_{cx}}{t_{f0} - t_{fx}} = \frac{\dot{m}_f c_{pf}}{\dot{m}_c c_{pc}} \quad (11.12)$$

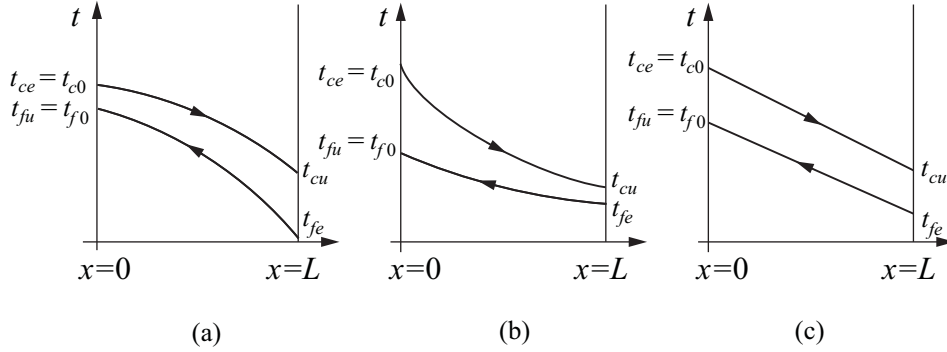


Figura 11.3: Distribuzioni delle temperature in uno scambiatore di calore in controcorrente: (a) $\dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_f c_{pf}$; (b) $\dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_f c_{pf}$ e (c) $\dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$.

Di conseguenza, per $\dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_f c_{pf}$ si ha

$$t_{c0} - t_{f0} < t_{cx} - t_{fx} \quad (11.13)$$

e la differenza di temperatura $\Delta t_x = (t_{cx} - t_{fx})$ tra il fluido caldo ed il fluido freddo cresce dalla sezione 0 alla sezione L . Viceversa, per $\dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_f c_{pf}$ si ha

$$t_{c0} - t_{f0} > t_{cx} - t_{fx} \quad (11.14)$$

e la differenza di temperatura Δt_x tra il fluido caldo ed il fluido freddo cala dalla sezione 0 alla sezione L . Infine per $\dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$ si ha

$$t_{c0} - t_{f0} = t_{cx} - t_{fx} \quad (11.15)$$

e la differenza di temperatura Δt_x tra il fluido caldo ed il fluido freddo resta costante.

Gli andamenti delle temperature sono, obbligatoriamente, quelli rappresentati nella Fig. 11.3. Per convincersene basti pensare che se Δt_x cresce con x , allora la pendenza delle curve di temperatura, legata al flusso termico scambiato per unità di lunghezza, cresce a sua volta con x passando da un valore minimo in 0 ad un valore massimo in L . Se invece Δt_x cala con x , allora la pendenza delle curve di temperatura cala da un massimo in 0 ad un minimo in L . Infine, se Δt_x resta costante, gli andamenti delle temperature sono rappresentati da due rette parallele.

Se lo scambiatore è in controcorrente, od in equicorrente perfetta, si può facilmente dimostrare che il flusso termico totale scambiato può essere calcolato in base alla formula

$$q = UA \Delta t_{ml} \quad (11.16)$$

dove U è il coefficiente globale di scambio termico tra i due fluidi, A è l'area dell'in-

tera superficie di scambio e Δt_{ml} è la differenza di temperatura media logaritmica definita come

$$\Delta t_{ml} = \frac{\Delta t_0 - \Delta t_L}{\ln(\Delta t_0 / \Delta t_L)} \quad (11.17)$$

Nel caso particolare in cui si abbia $\dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$ e, di conseguenza, Δt_x resti costante lungo lo scambiatore, la relazione (11.16) si semplifica e si può scrivere nella forma

$$q = UA \Delta t_0 = UA \Delta t_L \quad (11.18)$$

Il comportamento degli scambiatori in opera viene caratterizzato definendo l'efficienza

$$\epsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{(\dot{m}c_p)_{min}(t_{ce} - t_{fe})} \quad (11.19)$$

come rapporto tra il flusso termico effettivamente scambiato ed il massimo flusso termico scambiabile. Nella relazione (11.19), $(\dot{m}c_p)_{min}$ è la minore tra le due capacità termiche di flusso $\dot{m}_c c_{pc}$ e $\dot{m}_f c_{pf}$, mentre $(t_{ce} - t_{fe})$ è la differenza tra le temperature di entrata del fluido caldo e del fluido freddo. Il massimo flusso termico scambiabile è correttamente definito come il flusso che porta il fluido a minor capacità termica fino al valore della temperatura di uscita del fluido a maggior capacità termica. Tale flusso termico, infatti, può essere conseguito solo con uno scambiatore di superficie infinita e, come illustrato nella Fig. 11.4, una variazione di temperatura maggiore per il fluido a minor capacità termica porterebbe ad una violazione del secondo principio della termodinamica.

I valori dell'efficienza si possono determinare per un gran numero di scambiatori

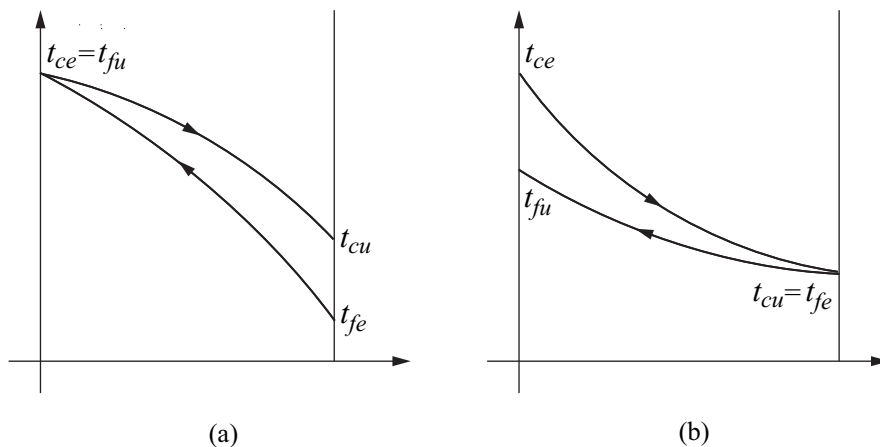


Figura 11.4: Distribuzioni delle temperature nell'ipotesi di massimo flusso termico in uno scambiatore di calore in controcorrente: (a) $\dot{m}_c c_{pc} > \dot{m}_f c_{pf}$ e (b) $\dot{m}_c c_{pc} < \dot{m}_f c_{pf}$.

in base a relazioni analitiche, tabelle e diagrammi. Nel caso degli scambiatori in controcorrente si può, ad esempio, dimostrare che l'efficienza è data dall'espressione

$$\epsilon_{cc} = \frac{1 - \exp \left\{ -NTU \left[1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \right] \right\}}{1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \exp \left\{ -NTU \left[1 - \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \right] \right\}} \quad (11.20)$$

dove il parametro adimensionale NTU , legato al Numero delle Unità Termiche di scambio (Number of Thermal Units), è definito come

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (11.21)$$

L'espressione (11.20) può essere semplificata considerevolmente quando risulti $\dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$. In tal caso, infatti, si ha

$$\begin{aligned} \epsilon_{cc} &= \frac{q}{q_{max}} = \frac{q}{(\dot{m}c_p)_{min}[\Delta t_0 + (t_{fu} - t_{fe})]} \\ &= \frac{q}{(\dot{m}c_p)_{min}\Delta t_0 + q} = \frac{UA\Delta t_0}{(\dot{m}c_p)_{min}\Delta t_0 + UA\Delta t_0} = \frac{NTU}{1 + NTU} \end{aligned} \quad (11.22)$$

Nelle applicazioni pratiche si utilizzano, ovunque possibile, scambiatori di calore in controcorrente poiché essi sono caratterizzati dalle efficienze più elevate a parità di condizioni operative. Tuttavia, non è sempre possibile realizzare degli scambiatori che funzionino in controcorrente perfetta lungo tutta la superficie di scambio. Oltre al caso degli scambiatori a flusso incrociato, che sono molto utilizzati, si hanno, ad esempio, gli scambiatori a più passaggi nei quali, evidentemente, non tutti i passaggi possono essere in controcorrente. Se lo scambiatore non è in controcorrente lungo tutto il percorso, in alternativa alla (11.17) si usa introdurre una differenza di temperatura media logaritmica equivalente

$$\Delta t_{ml}^* = F_T \Delta t_{ml} \quad (11.23)$$

dove il fattore di temperatura F_T è un fattore di riduzione adimensionale compreso tra 0 e 1, il cui valore può essere determinato in base a diagrammi od a relazioni semiempiriche. Utilizzando l'Eq. (11.23), dalla (11.16) si ottiene l'espressione

$$q = F_T UA \Delta t_{ml} \quad (11.24)$$

che ha validità generale in quanto si può porre $F_T = 1$ nella controcorrente mentre, negli altri casi, si può interpretare il fattore di riduzione come rapporto

$$F_T = \frac{q}{q_{cc}} \quad (11.25)$$

tra flusso effettivamente scambiato q e flusso q_{cc} che si sarebbe scambiato con la differenza di temperatura motrice Δt_{ml} operando in controcorrente lungo tutto il percorso.

In analogia alla (11.25), si può introdurre un fattore di efficienza F_ϵ anche per caratterizzare la riduzione delle prestazioni di uno scambiatore qualsivoglia rispetto ad uno scambiatore in controcorrente perfetta. In questo modo si ottiene

$$F_\epsilon = \frac{\epsilon}{\epsilon_{cc}} \quad (11.26)$$

dove il fattore di efficienza è un numero adimensionale, compreso tra 0 e 1, il cui valore può essere determinato in base a diagrammi od a relazioni semiempiriche.

11.4.2 Generatori di vapore a recupero

I generatori di vapore a recupero sono dei recuperatori di calore fumi-vapore utilizzati all'uscita delle turbine a gas, o prima dello scarico al camino dei forni industriali. A seconda della temperatura dei prodotti della combustione, si possono impiegare generatori di vapore a tubi d'acqua od a tubi di fumo.

I generatori a tubi d'acqua, schematizzati nella Fig. 11.5, vengono utilizzati, di preferenza, allo scarico di turbine a gas dove la temperatura di uscita è generalmente superiore ai 500 °C. Come si vede dalla figura, l'uso di un by-pass consente alla turbina di funzionare anche nell'ipotesi che non vi sia richiesta di vapore.

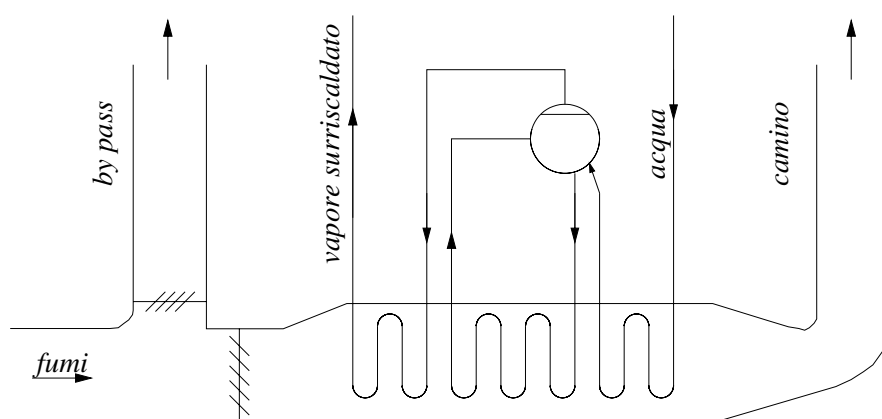


Figura 11.5: Generatore di vapore a recupero del tipo a tubi d'acqua.

Gli andamenti delle temperature dei fumi e del vapore all'interno del generatore sono riportati nella Fig. 11.6 (a). È importante notare come agli scambiatori di calore di questo tipo non si possa applicare la metodologia di progettazione basata sulla differenza di temperatura media logaritmica. In essi, infatti, la capacità termica di flusso dell'acqua $\dot{m}c_p$ assume tre valori diversi rispettivamente nella zona del liquido, in quella di cambiamento di fase (dove diventa infinita) e in quella del vapore surriscaldato. In pratica, quindi, tutto succede come se si avesse a che fare con tre scambiatori diversi posti in serie.

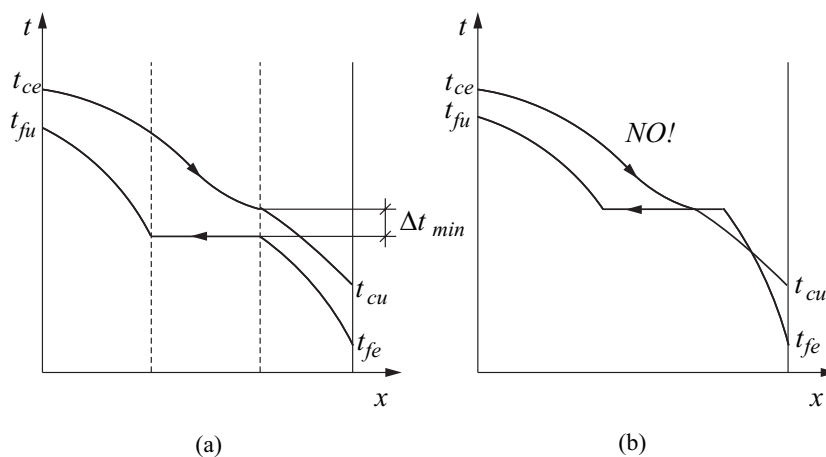


Figura 11.6: Distribuzioni indicative delle temperature di progetto in un generatore di vapore recuperativo a tubi d'acqua: (a) progettazione corretta dello scambiatore suddiviso in tre sezioni con scelta di una differenza di temperatura minima accettabile e (b) progettazione errata con il metodo della differenza di temperatura media logaritmica applicato all'intero scambiatore.

Nella progettazione riveste una particolare importanza la scelta del punto di minimo per la differenza tra le temperature del fluido caldo e del fluido freddo. Tale differenza minima di temperatura Δt_{min} viene definita con termine inglese "pinch point" e, per non violare il secondo principio della termodinamica, il suo valore non può, evidentemente, diventare negativo. Una progettazione errata, basata sull'applicazione della differenza di temperatura media logaritmica a tutto lo scambiatore, potrebbe però condurre inavvertitamente ad ipotizzare un andamento delle temperature fisicamente non realizzabile come quello illustrato in Fig. 11.6 (b). È interessante notare come tale errore non venga evidenziato da un semplice bilancio dell'energia, perché la distribuzione di temperature illustrata nella Fig. 11.6 (b) potrebbe essere compatibile con il primo principio della termodinamica.

Con valori delle temperature dei fumi all'uscita troppo inferiori ai 500 °C, non è conveniente cercare di produrre vapore surriscaldato. Peraltro è ancora possibi-

le generare vapore saturo da utilizzare come vapore di processo. In questo caso il recuperatore di calore può essere a tubi di fumo, del tipo schematizzato in Fig. 11.7.

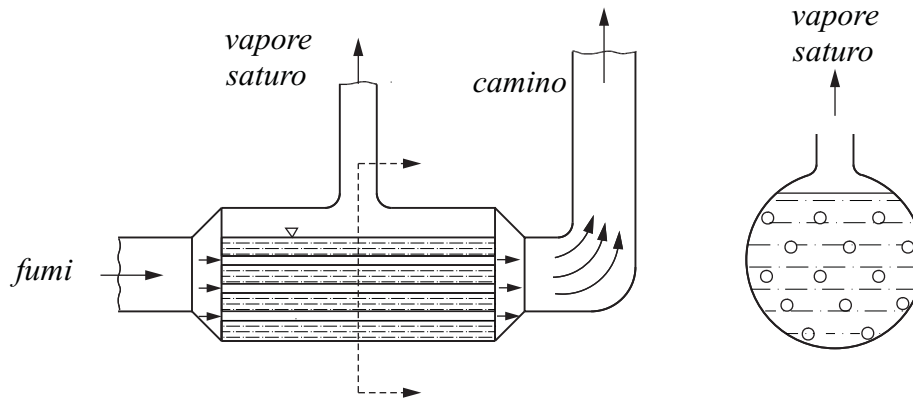


Figura 11.7: Generatore di vapore a recupero del tipo a tubi di fumo.

11.4.3 Recuperatori di calore ad olio diatermico

Gli oli minerali diatermici sono costituiti da una miscela di idrocarburi e, di conseguenza, evaporano e condensano in un intervallo di temperature. La temperatura di inizio evaporazione per gli oli diatermici utilizzati come fluidi vettori del calore si colloca nell'intorno dei 300-320 °C. Per temperature inferiori a questo limite, quindi, gli oli diatermici rappresentano un'alternativa interessante al vapore in quanto non richiedono l'utilizzo di sistemi pressurizzati.

I recuperatori ad olio diatermico, schematizzati nella Fig. 11.8, possono trovare impiego, ad esempio, sullo scarico dei fumi in uscita da: cementifici, fornaci per la produzione di refrattari, vetrerie ed impianti siderurgici. In questi casi, l'uso del by-pass consente agli impianti di funzionare anche nell'ipotesi che non vi sia richiesta di calore. Dal punto di vista applicativo poi, si può notare che il flusso termico recuperato dall'olio può essere convenientemente utilizzato per fornire calore ad un ciclo Rankine a fluido organico del tipo citato a proposito delle utilizzazioni solari a media temperatura (Paragrafo 7.4) e delle centrali geotermiche ad acqua a media temperatura (Paragrafo 8.4.4).

11.4.4 Recuperatori di calore fumi-aria

I recuperatori di calore fumi-aria sono installati prima dello scarico al camino di caldaie e forni industriali, e vengono utilizzati per preriscaldare l'aria da inviare

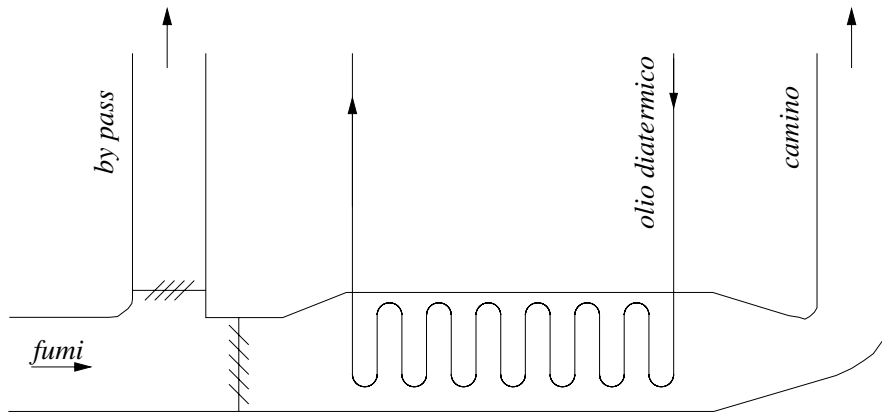


Figura 11.8: Recuperatori di calore ad olio diatermico.

ai bruciatori. Nella realizzazione più semplice, i recuperatori fumi-aria sono degli scambiatori di calore a correnti incrociate del tipo schematizzato in Fig. 11.9. In essi, i tubi dello scambiatore possono essere metallici o, se vi è rischio di corrosione, anche ceramici. Si noti poi che, in questi recuperatori, i fumi vengono fatti passare, di preferenza, all'interno dei tubi in quanto la superficie interna può essere pulita più facilmente della superficie esterna.

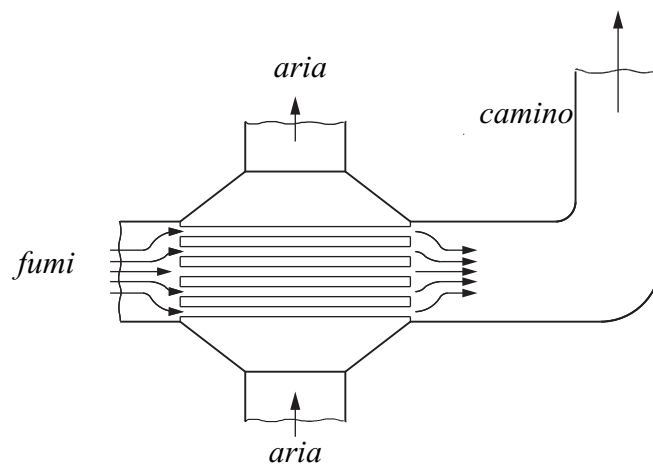


Figura 11.9: Recuperatore di calore fumi-aria a flusso incrociato.

Al posto dei recuperatori di calore a correnti incrociate, si possono utilizzare i recuperatori di calore rigenerativi, od a capacità, nei quali il gas caldo ed il gas freddo passano alternativamente in una matrice di materiale metallico o ceramico. La matrice viene così riscaldata dal gas caldo e, successivamente, raffreddata dal gas freddo

in un processo che si ripete ciclicamente. Nella loro realizzazione più diffusa, i recuperatori rigenerativi sono del tipo rotante, schematizzato nella Fig. 11.10, e vengono detti “rigeneratori Ljungstrom” dal nome del loro inventore danese. Utilizzati dapprima nelle centrali termoelettriche, i recuperatori rotanti hanno avuto, successivamente, molte altre applicazioni ed ora vengono impiegati frequentemente anche per recuperare il calore dall’aria negli impianti di condizionamento. I recuperatori rotanti hanno una superficie di scambio elevata rispetto al volume occupato, un costo basso per unità di superficie e la caratteristica di risultare autopulenti grazie all’inversione ciclica dei flussi di gas. L’unico svantaggio, legato peraltro alla caratteristica di autopulizia, è la possibilità di contaminare, in qualche misura, l’aria all’ingresso con sostanze presenti nella corrente all’uscita.

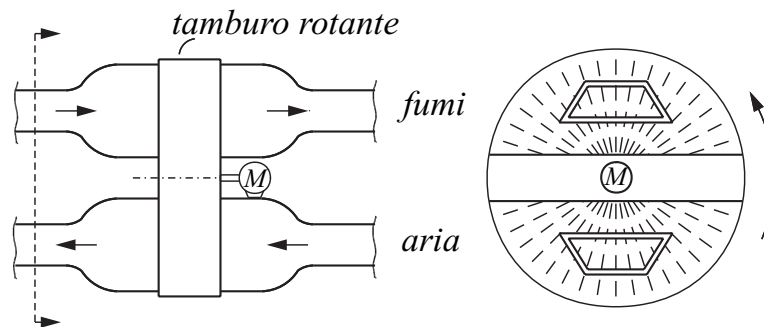


Figura 11.10: Recuperatore di calore rigenerativo di tipo rotante.

Come si è già osservato, i recuperatori di calore rotanti funzionano in regime variabile e, di conseguenza, nella loro progettazione non si possono seguire le metodologie convenzionali. In letteratura, tuttavia, viene illustrato un procedimento empirico che, in qualche modo, riconduce il calcolo di questi scambiatori a quello degli scambiatori a controcorrente convenzionali. Nel seguito, tale procedimento verrà illustrato con riferimento all’ipotesi semplificativa di uguaglianza tra le capacità termiche di flusso che, del resto, è abbastanza ben verificata nella maggior parte delle applicazioni pratiche.

Per $\dot{m}_p c_p = \dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$, si può dimostrare che il fattore di efficienza F_ϵ nella (11.26) è esprimibile mediante l’equazione

$$F_\epsilon = 1 - 0,11 \left[\frac{(\dot{m}c)_{mat}}{\dot{m}c_p} \right]^{-1,93} \quad (11.27)$$

dove la capacità di flusso della matrice di cui è costituito lo scambiatore è definita

come

$$(\dot{m}c)_{mat} = nMc_{mat} \quad (11.28)$$

essendo M la massa della ruota ed n il numero di giri nell'unità di tempo. Il valore dell'efficienza ϵ_{cc} si valuta in base alle relazioni (11.21) e (11.22) assumendo

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{1}{\alpha_f} \cong \frac{2}{\alpha} \quad (11.29)$$

L'applicazione del procedimento di calcolo approssimato è illustrata nell'esempio che segue.

Esempio 11.4 *In uno scambiatore recuperativo rotante alla velocità di 0,2 giri al secondo, si ha una superficie frontale utile di 1,5 m² ed una profondità di 0,3 m. La matrice solida presenta: un rapporto area di scambio su volume pari ad $A/V = 2.000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, una massa di 200 kg ed un calore specifico del materiale metallico di 0,75 kJ/(kg K). Il coefficiente di scambio termico per convezione vale 40 W/(m²K) sia per il fluido caldo sia per il fluido freddo, e il calore specifico è pari a 1,1 kJ/(kg K) per entrambe le correnti. La temperatura dei fumi in entrata è pari a 400 °C e la temperatura dell'aria in entrata è pari a 0 °C. Nell'ipotesi che la portata di massa sia pari a 12 kg/s per entrambe le correnti, si calcolino l'efficienza dello scambiatore e le temperature dei fluidi all'uscita.*

Soluzione

In base alla (11.29) il coefficiente globale di scambio termico, vale

$$U = \alpha/2 = 20 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$$

mentre l'area utile per lo scambio termico è ricavabile come

$$A = V \frac{A}{V} = (1,5 \cdot 0,3) \cdot 2000 = 900 \text{ m}^2$$

Pertanto il numero di unità di scambio è pari a

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} = \frac{20 \cdot 900}{12 \cdot 1100} = 1,364$$

Dalla Eq. (11.28) si ha

$$(\dot{m}c)_{mat} = nMc_{mat} = 0,2 \cdot 200 \cdot 0,75 = 30 \text{ kW/K}$$

e dalla (11.27) si ottiene

$$F_\epsilon = 1 - 0,11 \left[\frac{(\dot{m}c)_{mat}}{\dot{m}c_p} \right]^{-1,93} = 1 - 0,11(30/13,2)^{-1,93} = 0,977$$

Pertanto, l'efficienza dello scambiatore è data da

$$\epsilon = F_\epsilon \epsilon_{cc} = F_\epsilon \frac{NTU}{1 + NTU} = 0,977 \frac{1,364}{1 + 1,364} = 0,564$$

Si ha quindi

$$q = \epsilon \dot{m} c_p (t_{ce} - t_{fe}) = 0,564 \cdot 12 \cdot 1,1(400 - 0) \cong 2.978 \text{ kW}$$

$$t_{cu} = t_{ce} - \frac{q}{\dot{m} c_p} = 400 - \frac{2978}{13,2} = 174^\circ \text{C}$$

$$t_{fu} = t_{fe} + \frac{q}{\dot{m} c_p} = 0 + \frac{2978}{13,2} = 226^\circ \text{C}$$

A questo punto, potrebbe essere interessante verificare come F_ϵ , e con esso l'efficienza, scadano al diminuire della velocità di rotazione del recuperatore. Tale verifica è però intesa come un ulteriore esercizio.

11.4.5 Recuperatori di calore aria-aria

L'utilizzazione tipica di queste apparecchiature è il recupero del contenuto entalpico dell'aria di espulsione da un edificio, al fine di preriscaldare l'aria di mandata nello stesso edificio. Se la contaminazione tra le due correnti non crea problemi, si possono impiegare, come già osservato, i recuperatori rotanti illustrati nel Paragrafo 11.4.4. Se si può tollerare solo un modesto grado di contaminazione, si possono vantaggiosamente utilizzare i recuperatori statici a piastre, ovvero degli scambiatori di calore a flussi incrociati del tipo schematizzato nella Fig. 11.11. (In questo caso la contaminazione deriva da possibili trafile tra mandata ed espulsione dell'aria dovuti alla non perfetta tenuta delle piastre).

Infine, si può passare ai recuperatori a batterie alettate quando si vuole mantenere l'assoluta separazione tra le due correnti (si pensi, ad esempio, al recupero termico negli impianti a servizio delle strutture sanitarie), o quando l'estrazione dell'aria viene fatta in una posizione troppo lontana dalla immissione per rendere conveniente l'incontro delle correnti in uno scambiatore a flussi incrociati. In questo caso, la soluzione può essere quella di utilizzare due batterie alettate percorse dallo stesso fluido ausiliario, secondo lo schema illustrato nella Fig. 11.12. Se il fluido ausiliario è l'acqua, come avviene nella maggior parte dei casi pratici, è necessario aggiungere un antigelo in tutte le applicazioni in cui la temperatura può scendere sotto lo zero. Dal punto di vista economico, il vantaggio principale del sistema di recupero con batterie alettate è il basso costo di acquisto dei componenti, mentre lo svantaggio

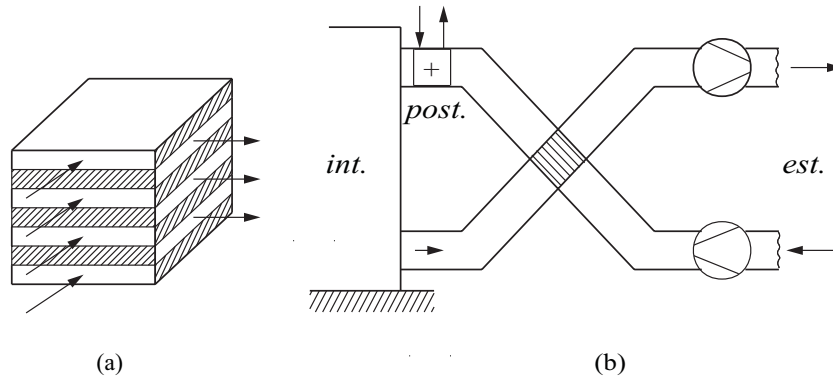


Figura 11.11: Recuperatore di calore aria-aria a flussi incrociati: (a) schema funzionale e (b) esempio di installazione.

maggiore è la bassa efficienza di recupero collegata alla necessità di impiegare un fluido intermedio tra le due correnti d'aria.

L'analisi teorica delle prestazioni di un recuperatore con batterie alettate e fluido intermedio si semplifica se si fa riferimento all'ipotesi di uguaglianza tra le capacità orarie $\dot{m}_c c_p = \dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf}$ che, del resto, è abbastanza ben verificata nella maggior parte delle applicazioni pratiche. Con la scelta aggiuntiva, consigliata dalla teoria, per la capacità di flusso del fluido ausiliario

$$(\dot{m}c_p)_{aux} = \dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf} \quad (11.30)$$

si ottiene una distribuzione delle temperature del tipo rappresentato nella Fig. 11.13, dove gli andamenti di t_c e t_f sono dati da rette parallele, mentre la temperatura del fluido ausiliario t_{aux} si colloca esattamente in mezzeria. Con riferimento alla Fig.

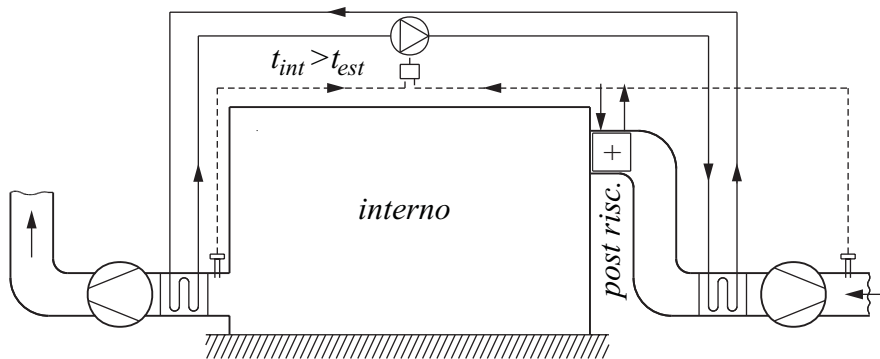


Figura 11.12: Recuperatore termico con batterie alettate e fluido intermedio.

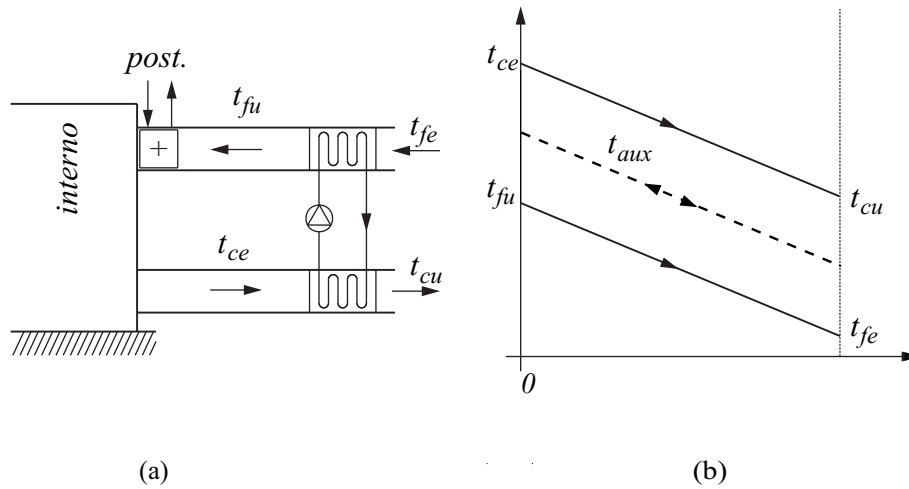


Figura 11.13: Schema funzionale (a) e distribuzione delle temperature (b) in un recuperatore termico con batterie alettate e fluido intermedio nell'ipotesi di validità della Eq. (11.30).

11.13, la quantità di calore recuperata si può allora esprimere come

$$q = UA(t_{ce} - t_{fe})/2 \quad (11.31)$$

nell'ipotesi che la batteria calda e quella fredda siano caratterizzate dallo stesso valore del prodotto UA . Poiché risulta anche

$$t_{fu} = t_{fe} + \frac{q}{\dot{m}c_p} \quad (11.32)$$

sostituendo la (11.32) nella (11.31) si ottiene

$$q = \frac{UA(t_{ce} - t_{fe})}{2 + UA/(\dot{m}c_p)} \quad (11.33)$$

Di conseguenza, mantenendo la definizione

$$q_{max} = \dot{m}c_p(t_{ce} - t_{fe})$$

il valore dell'efficienza del sistema è dato da

$$\begin{aligned} \epsilon &= \frac{q}{q_{max}} = \frac{UA(t_{ce} - t_{fe})}{2 + UA/(\dot{m}c_p)} \frac{1}{\dot{m}c_p(t_{ce} - t_{fe})} \\ &= \frac{UA/(\dot{m}c_p)}{2 + UA/(\dot{m}c_p)} = \frac{NTU}{2 + NTU} \end{aligned} \quad (11.34)$$

ed è, come previsto, inferiore a quella degli scambiatori in controcorrente a causa dell'impiego del fluido ausiliario. L'applicazione del procedimento approssimato al calcolo dei recuperatori a batterie alettate e fluido intermedio è illustrata nell'esempio che segue.

Esempio 11.5 Si abbia un sistema di recupero termico con batterie alettate e fluido intermedio nel quale sia, per entrambe le batterie, $U = 40 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ ed $A = 600 \text{ m}^2$. Il calore specifico dell'aria sia pari a $1,005 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ per entrambe le correnti ed il calore specifico del fluido intermedio valga $4,187 \text{ kJ}/(\text{kg K})$. La temperatura dell'aria calda in entrata sia $20 \text{ }^\circ\text{C}$ e la temperatura dell'aria fredda in entrata sia $0 \text{ }^\circ\text{C}$. Nell'ipotesi che la portata di massa sia pari a 12 kg/s per entrambi i flussi d'aria, si calcolino l'efficienza dello scambiatore e le temperature dell'aria in uscita.

Soluzione

Poiché risulta

$$\dot{m}c_p = \dot{m}_c c_{pc} = \dot{m}_f c_{pf} = 12 \cdot 1,005 = 12,06 \text{ kW/K}$$

conviene scegliere

$$\dot{m}_{aux} = \frac{\dot{m}c_p}{(c_p)_{aux}} = \frac{12,06}{4,187} = 2,88 \text{ kg/s}$$

Per definizione si ha poi

$$NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} = \frac{40 \cdot 600}{12060} = 1,99$$

$$\epsilon = \frac{NTU}{2 + NTU} = \frac{1,99}{2 + 1,99} = 0,499$$

e quindi risulta

$$q = \epsilon \dot{m}c_p (t_{ce} - t_{fe}) = 0,499 \cdot 12,06(20 - 0) \cong 120 \text{ kW}$$

$$t_{cu} = t_{ce} - \frac{q}{\dot{m}c_p} = 20 - \frac{120}{12,06} = 10,05^\circ\text{C}$$

$$t_{fu} = t_{fe} + \frac{q}{\dot{m}c_p} = 0 + \frac{120}{12,06} = 9,95^\circ\text{C}$$

Si noti che la normativa prescrive un'efficienza minima del 50% per il recupero del calore sull'aria e, quindi, il Numero di Unità Termiche (NTU) delle batterie dovrebbe essere aumentato incrementando i prodotti UA .

11.5 RIDUZIONE DEI CONSUMI ENERGETICI NEGLI EDIFICI

Come si è visto nel Paragrafo 2.2.1, gli usi civili sono responsabili in Italia di oltre il 31% degli impieghi di fonti primarie ed è evidente, quindi, che qualunque politica volta a limitare i consumi energetici debba occuparsi, in via prioritaria, della riduzione dei consumi energetici negli edifici. Inoltre, fino a pochi anni fa il settore

civile scontava una situazione di ritardo tecnologico dovuta alla scarsa convenienza dei costruttori a migliorare isolamenti ed impianti energetici al fine di ridurre i costi di gestione (non a loro carico). L'aumento dei prezzi dell'energia e l'accresciuta sensibilità ambientale hanno cambiato il quadro di riferimento. Adesso, grazie anche allo stimolo rappresentato dall'evoluzione normativa, il problema della riduzione dei consumi energetici nell'edilizia è affrontato correttamente, partendo dal bilancio energetico dell'intero sistema edificio-impianto. I dati iniziali sono le condizioni di comfort termico che è necessario mantenere negli ambienti occupati, utilizzando sia l'energia primaria (in pratica: i combustibili fossili e l'energia elettrica) sia gli apporti gratuiti (in pratica: l'irraggiamento solare e la generazione di calore associata alle attività svolte all'interno dei locali). Il contenimento dei consumi energetici, inteso come riduzione dei consumi di energia primaria, richiede evidentemente

- un miglioramento dell'involucro dai punti di vista dell'isolamento termico e della capacità di sfruttare gli apporti gratuiti, ma anche
- un incremento dell'efficienza degli impianti tecnologici di riscaldamento, ventilazione e condizionamento.

In questo capitolo ci si limiterà all'analisi dei consumi energetici per il riscaldamento, lasciando a corsi più specialistici l'analisi dei consumi energetici per la produzione di acqua calda sanitaria e per il condizionamento. Nell'ottica in cui ci si pone si descriverà, dapprima, la procedura di calcolo dei consumi termici invernali e, successivamente, si illustreranno i provvedimenti di riduzione dei consumi stessi imposti dalla normativa più recente.

11.5.1 Calcolo dei consumi energetici per il riscaldamento

I consumi energetici per il riscaldamento degli edifici sono associati ai flussi di calore che si devono fornire per mantenere le condizioni programmate di temperatura all'interno. Nel regime stazionario, a cui si fa riferimento nella stagione fredda, i flussi termici forniti sono dati dalla differenza tra i flussi uscenti ed i flussi entranti. I flussi uscenti, a loro volta, sono pari alla somma dei flussi termici q_d , dispersi per conduzione, e dei flussi termici q_v , associati alla ventilazione degli ambienti. I flussi termici entranti, invece, sono associati agli apporti gratuiti di calore e vengono generalmente espressi come somma di due componenti: una esterna q_s , dovuta all'irraggiamento solare, ed una interna q_i , dovuta alle attività svolte nei locali (ad esempio: flussi termici emessi da elettrodomestici, lampade e persone, e calore generato durante la cottura dei cibi). Una rappresentazione schematica del bilancio termico invernale di un edificio di civile abitazione è riportata in Fig. 11.14.

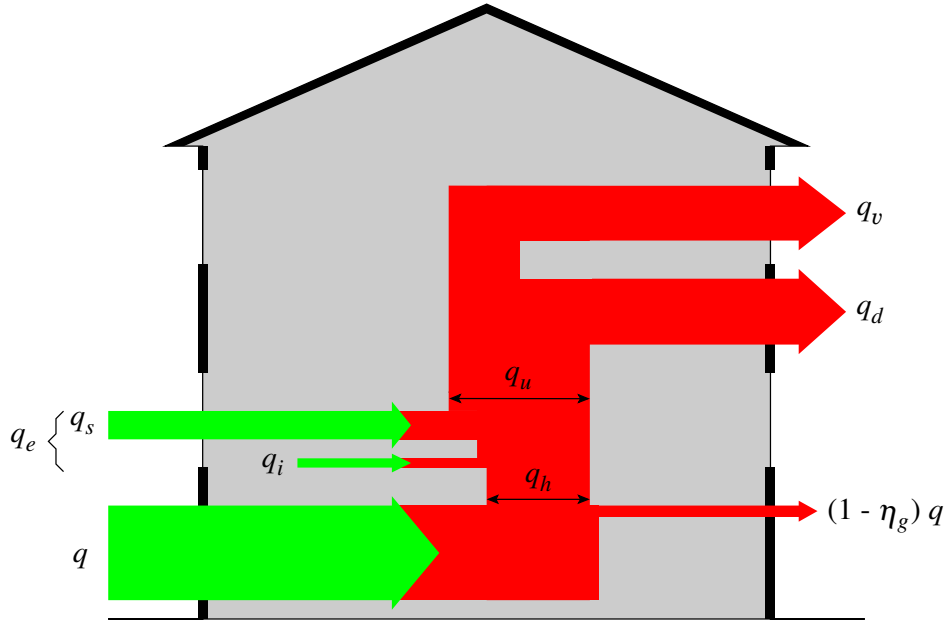


Figura 11.14: Rappresentazione schematica del bilancio termico invernale di un edificio di civile abitazione.

I flussi termici uscenti per conduzione attraverso l'involucro di un edificio si possono esprimere come sommatoria delle dispersioni attraverso le superfici elementari omogenee esterne in cui l'edificio stesso viene suddiviso ai fini del calcolo. Si ottiene così

$$q_d = \sum U_j A_j b_j (t_i - t_e) \cong (t_i - t_e) \sum U_j A_j b_j \quad (11.35)$$

dove q_d è il flusso conduttivo totale, espresso in watt [W], U_j è il coefficiente globale di scambio termico per la superficie j -sima, espresso in watt per metro quadrato e kelvin [$\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$], A_j è l'area della superficie j -sima, espressa in metri quadrati [m^2], $(t_i - t_e)$ è la differenza, espressa in kelvin [K], tra la temperatura interna t_i e la temperatura esterna t_e . Il coefficiente

$$b_j = \frac{t_i - t_e^*}{t_i - t_e} \quad (11.36)$$

è un fattore di correzione, uguale ad 1 quando lo scambio termico ha luogo direttamente con l'esterno, e minore di 1 quando lo scambio termico ha luogo con assorbitori di calore, come locali non riscaldati e terreno, che si trovano a temperatura $t_e^* > t_e$. A questo proposito, si noti che il passaggio dal secondo al terzo membro della (11.35) richiede l'ipotesi aggiuntiva, peraltro verificata molto di frequente, di temperatura interna t_i uguale in tutti i vani riscaldati.

I flussi termici uscenti a causa della ventilazione di un edificio si possono esprimere come sommatoria dei flussi associati alle portate volumetriche dell'aria di rinnovo nelle diverse zone. Si ottiene così

$$q_v = \sum \rho c_p \dot{V}_j (t_i - t_e) \cong \rho c_p (t_i - t_e) \frac{n}{3600} V \quad (11.37)$$

dove q_v è il flusso totale, espresso in watt [W], ρc_p è la capacità termica per unità di volume dell'aria, espressa in joule per metro cubo e kelvin [J/(m³K)], \dot{V}_j è la portata di ventilazione della zona j -sima espressa in metri cubi al secondo [m³/s], V è il volume totale riscaldato, espresso in metri cubi [m³], n è il numero di rinnovi orari dell'aria nel volume considerato e 1/3.600 s/h è il fattore di conversione necessario a passare dai rinnovi per ora ai rinnovi per secondo.

In base alle (11.35) e (11.37), il flusso globale uscente può essere espresso dalla somma

$$q_u = q_d + q_v \cong (t_i - t_e) \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} n V \right) \quad (11.38)$$

nella quale è stata evidenziata la differenza di temperatura motrice.

Nell'ipotesi, peraltro verificata con buona approssimazione, che gli apporti solari entranti attraverso le superfici opache siano trascurabili rispetto agli apporti solari entranti attraverso i serramenti, la componente del flusso entrante dovuta all'irraggiamento solare può essere stimata come

$$q_s = \bar{f}_s \sum G_{sj} A_{sj} \quad (11.39)$$

dove q_s è il valore risultante, espresso in watt [W], \bar{f}_s è un coefficiente di riduzione medio che tiene conto delle schermature (come, ad esempio, scuretti e tende) e dell'ombreggiamento esterno, G_{sj} è l'irradianza solare, espressa in watt per metro quadrato [W/m²], che incide sul piano, generalmente verticale, del serramento j -simo, mentre A_{sj} è l'area del serramento stesso. In armonia con l'All. 2 al DM 26/06/09, nella (11.39) si può poi assumere $\bar{f}_s = 0,2$ come valore medio stagionale.

La componente del flusso dovuta alle generazioni di calore interne può essere stimata come

$$q_i = \bar{q}_i'' A_p \quad (11.40)$$

dove q_i è il valore risultante, espresso in watt [W], \bar{q}_i'' è l'apporto interno di calore nell'unità di tempo, assunto omogeneo e costante ed espresso in watt per metro quadrato di superficie in pianta [W/m²], mentre A_p è l'area del pavimento. In armonia con l'All. 2 al DM 26/06/09, nella (11.40) si può poi assumere $\bar{q}_i'' = 4$ W/m² come valore medio stagionale.

11.5. RIDUZIONE DEI CONSUMI ENERGETICI NEGLI EDIFICI

In base alle (11.39) e (11.40), il flusso globale entrante grazie agli apporti gratuiti può venire espresso mediante la somma

$$q_e = q_s + q_i = \bar{f}_s \sum G_{sj} A_{sj} + \bar{q}_i'' A_p \quad (11.41)$$

Il flusso termico necessario per mantenere le condizioni desiderate di temperatura nell'edificio si ricava dal bilancio termico in regime stazionario

$$q_h = q_u - q_e \quad (11.42)$$

e corrisponde al flusso termico utile proveniente dal generatore di calore.

Il flusso di energia primaria fornito al generatore di calore sotto forma di combustibile e di potenza elettrica per gli ausiliari (pompe e ventilatori), può essere espresso mediante la relazione

$$q = q_c + \frac{P_e}{\eta_e} = \dot{m}_c H_i + 2,5 P_e \quad (11.43)$$

dove il passaggio dal secondo al terzo membro esplicita la definizione di q_c ed implica la stima del rendimento medio di produzione dell'energia elettrica η_e , assunto pari a 0,4 in conformità alle indicazioni del Dlgs 311/06.

Il rapporto tra il flusso termico q_h , necessario per mantenere le condizioni desiderate di temperatura nell'edificio, ed il flusso di energia primaria q , fornito alla caldaia, viene definito rendimento globale dell'impianto

$$\eta_g = \frac{q_h}{q} \quad (11.44)$$

e si determina come prodotto dei rendimenti

$$\eta_g = \eta_{em} \eta_c \eta_d \eta_{tu} \quad (11.45)$$

distinguendo tra i rendimenti di

- emissione (η_{em}), che tiene conto dei surriscaldamenti in corrispondenza ai corpi scaldanti;
- controllo o regolazione (η_c), che tiene conto di inevitabili temporanei innalzamenti locali della temperatura rispetto al valore di riferimento;
- distribuzione (η_d), che tiene conto del non perfetto isolamento della rete di distribuzione, e
- termico utile (η_{tu}), cioè effettivo, della caldaia.

Per passare dai flussi, espressi in watt [W], alle corrispondenti energie, espresse in chilowattora per stagione di riscaldamento [kWh/a], basta tener conto della durata del solo periodo di riscaldamento per quanto riguarda q_s e q_i , mentre occorre tener

conto anche delle variazioni nella temperatura esterna per quanto riguarda q_d e q_v .

Con riferimento agli apporti gratuiti si ha così, con ovvia corrispondenza dei simboli

$$Q_e = Q_s + Q_i = \frac{\Delta\vartheta_h}{1000} \left(\bar{f}_s \sum \bar{G}_{sj} A_{sj} + \bar{q}_i'' A_p \right) \quad (11.46)$$

dove \bar{G}_{sj} è il valore medio dell'irradianza solare durante la stagione di riscaldamento, mentre \bar{f}_s e \bar{q}_i'' sono già definiti come valori medi stagionali nell'All. 2 al DM 26/06/09. Poiché nella (11.46) Q_e è espresso in chilowattora per anno [kWh/a], la durata $\Delta\vartheta_h$ della stagione di riscaldamento viene espressa in ore [h] e si utilizza, in aggiunta, il fattore di conversione: 1.000 W/kW.

Per valutare l'energia globale uscente occorre, come si è detto, considerare che la temperatura media giornaliera varia durante la stagione di riscaldamento, mantenendosi su valori maggiori od uguali a $(t_e)_{min}$. Per tener conto di tale variazione si può costruire, per ogni località, un diagramma come quello della Fig. 11.15, dove il tempo è riportato in ascissa su una scala dei giorni, mentre in ordinata sono evidenziate la temperatura interna e le temperature esterne medie giornaliere, interpolate dai valori delle medie mensili. A questo punto si possono definire i gradi giorno per quella località come integrale della differenza di temperatura tra interno ed esterno durante la stagione di riscaldamento. Se, ad esempio, la stagione di riscaldamento si estende dal 15 ottobre al 15 aprile, si ha

$$GG = \int_{15/10}^{15/04} (t_i - t_e) d\vartheta \quad (11.47)$$

dove GG ha la dimensione di gradi per giorno [K·d].

I gradi giorno sono legati all'energia globale uscente durante la stagione di riscaldamento in quanto si ha, con ovvia corrispondenza dei simboli

$$\begin{aligned} Q_u = Q_d + Q_v &= 0,024 \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) \int_{15/10}^{15/04} (t_i - t_e) d\vartheta \\ &= 0,024 \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) GG \end{aligned} \quad (11.48)$$

Poiché nella (11.48) Q_u è espresso in chilowattora per anno, si deve utilizzare il fattore di conversione 0,024 (= 24/1000) kWh/d, dato dal rapporto tra i fattori di conversione: 24 h/d e 1.000 W/kW.

Il fabbisogno termico, ovvero l'energia necessaria per mantenere le condizioni de-

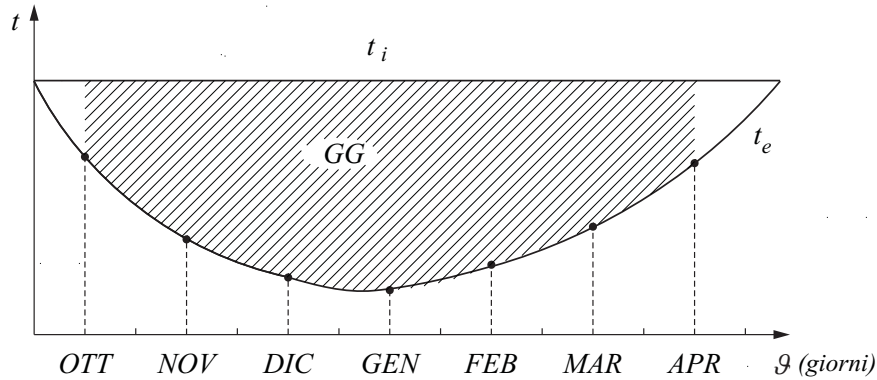


Figura 11.15: Determinazione dei gradi giorno GG in una località.

siderate nell'edificio durante la stagione di riscaldamento, è determinato dal bilancio:

$$Q_h = Q_u - \bar{f}_e Q_e = 0,024 \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) GG - \frac{\bar{f}_e \Delta \vartheta_h}{1000} \left(\bar{f}_s \sum \bar{G}_{sj} A_{sj} + \bar{q}_i'' A_p \right) \quad (11.49)$$

dove \bar{f}_e è un fattore di utilizzazione medio degli apporti gratuiti che tiene conto delle possibili situazioni nelle quali gli apporti superano le perdite, portando ad un inutile surriscaldamento dei locali. Ancora in armonia con l'All. 2 al DM 26/06/09, nella (11.49) si può poi assumere $\bar{f}_e = 0,95$.

Il fabbisogno termico, ovvero l'energia primaria fornita al generatore durante la stagione di riscaldamento, è legato al consumo termico dell'edificio dalla relazione

$$Q = \frac{Q_h}{\bar{\eta}_g} \quad (11.50)$$

dove con $\bar{\eta}_g$ si indica il rendimento globale medio stagionale dell'impianto.

Come si vedrà nel seguito, la procedura di stima del fabbisogno termico, che si concretizza nella relazione (11.50), ha acquistato un'importanza fondamentale alla luce della più recente normativa, in quanto costituisce la base per la determinazione dell'indice di prestazione energetica degli edifici.

11.5.2 Evoluzione della normativa

A livello normativo, il contenimento dei consumi energetici per il riscaldamento degli edifici fu regolamentato, per la prima volta, dalla L 373/76 e dai relativi decreti di accompagnamento. Il criterio seguito fu quello di limitare i flussi termici mas-

simi uscenti dall'edificio, attraverso l'introduzione di un coefficiente di dispersione volumico

$$C_d = \frac{q_d}{V(t_i - t_e)_{max}} = \frac{\sum (U_j A_j b_j) (t_i - t_e)_{max}}{V(t_i - t_e)_{max}} = \frac{\sum U_j A_j b_j}{V} \quad (11.51)$$

e di un coefficiente di ventilazione

$$C_v = \frac{q_v}{V(t_i - t_e)_{max}} = \frac{[(\rho c_p)/3600]nV(t_i - t_e)_{max}}{V(t_i - t_e)_{max}} = \frac{\rho c_p}{3600}n \quad (11.52)$$

entrambi espressi in watt per metro cubo e kelvin [W/(m³K)]. Dalla (11.51) emerge chiaramente che C_d è legato alle trasmittanze e, quindi, all'isolamento termico dell'involucro, mentre C_v dipende unicamente dal numero di ricambi naturali d'aria.

In base alla L 373/76, il coefficiente C_d per gli edifici residenziali doveva essere inferiore ad un valore limite C_{dL} determinato per interpolazione lineare dai valori diagrammati nella Fig. 11.16 (a sua volta ricavata per elaborazione dei valori riportati nel DM 30/07/86). In figura, nel rapporto S/V si intende con V il volume di edificio riscaldato, espresso in metri cubi, e con S la superficie esterna che delimita il volume V , espressa in metri quadrati.

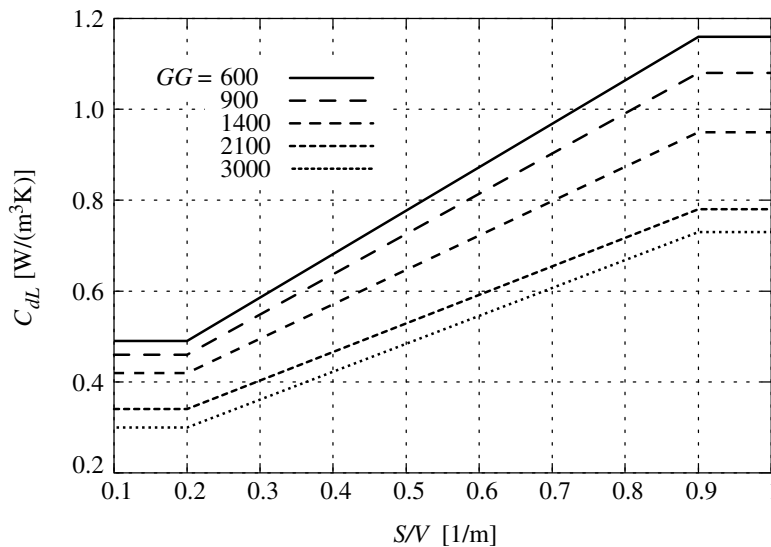


Figura 11.16: Valori limite del coefficiente di dispersione C_{dL} per edifici residenziali [Elaborazione da DM 30/07/86].

Sempre in base alla L 373/76, il valore di C_{vL} veniva determinato ponendo: $n = n_L$ nella (11.52) ed ottenendo quindi

11.5. RIDUZIONE DEI CONSUMI ENERGETICI NEGLI EDIFICI

$$C_{vL} = \frac{\rho c_p}{3600} n_L \quad (11.53)$$

dove $n_L = 0,5$ era il valore limite di stima per il numero di ricambi d'aria naturali all'ora.

La somma dei coefficienti di dispersione e di ventilazione limite, infine, dava luogo ad un coefficiente globale

$$C_{gL} = C_{dL} + C_{vL} \quad (11.54)$$

utilizzabile per la determinazione del valore

$$q_{max} = C_{gL} V (t_i - t_e)_{max} \quad (11.55)$$

che la L 373/76 interpretava come potenza massima consentita per il generatore di calore.

Alla L 373/76 fece seguito la L 10/91, con i relativi decreti di accompagnamento. Nella L 10/91 venne introdotto il criterio di limitare i consumi di energia primaria utilizzati dal sistema edificio-impianto, e non più la potenza del generatore installato. In coerenza con tale criterio, venne fissato un limite per i consumi di energia primaria: il *FEN* (Fabbisogno Energetico Normalizzato), espresso in kilojoule per metro cubo e per grado giorno [$\text{kJ}/(\text{m}^3 \text{GG})$].

Il *FEN* effettivo per il sistema edificio-impianto doveva essere inferiore ad un valore limite: FEN_L . Nel calcolo del *FEN*, si teneva ancora conto dei flussi uscenti per dispersione e ventilazione, ma si consideravano anche i flussi entranti in virtù degli apporti solari e delle generazioni interne di calore. Inoltre, per passare dal fabbisogno termico al consumo di energia primaria, si teneva conto del rendimento globale medio stagionale dell'impianto $\bar{\eta}_g$. Il rendimento medio globale stagionale $\bar{\eta}_g$, infine, doveva risultare maggiore, od uguale, ad un valore limite determinato in base alla potenza nominale del generatore installato.

Sotto molti aspetti la L 10/91 era in anticipo sui tempi ed, infatti, il suo impianto generale venne ripreso dalla Direttiva 2002/91/CE sul rendimento energetico nell'edilizia. La Direttiva Europea è stata, a sua volta, recepita in Italia dai decreti legislativi DLgs 192/95, 311/06 e 115/08 e dal DPR 59/09, ed è stata, successivamente, completata con le "Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici" contenute nel DM 26/06/09.

Poiché, come si è detto, la L 10/91 anticipava la normativa attuale, dal punto di vista didattico conviene illustrare direttamente l'approdo a cui la normativa è giunta negli ultimi anni. Innanzitutto, si può osservare che la normativa attuale, in perfetta analogia con la L 10/91, mantiene il vincolo sul rendimento medio globale stagionale dell'impianto $\bar{\eta}_g$. Per quanto riguarda, invece, la limitazione dei consumi di energia

primaria, la normativa attuale impone un vincolo “morbido” che si concretizza nell’impiego di un indice di prestazione energetica per il riscaldamento EP_i , calcolato a partire dal fabbisogno termico Q dell’edificio definito dalla relazione (11.50).

Come si è già osservato, l’indice di prestazione energetica degli edifici è calcolato a partire dalla procedura di stima del fabbisogno termico Q , riassunta nella relazione (11.50). Una volta noto Q , l’indice di prestazione energetica per gli edifici residenziali viene espresso mediante la relazione

$$EP_i = \frac{Q}{A_p} \quad (11.56)$$

dove A_p è l’area del pavimento e, di conseguenza, EP_i è misurato in chilowattora per metro quadrato ed anno [kWh/(m²a)]. Per tutti gli altri edifici, l’indice di prestazione energetica viene espresso, invece, mediante la relazione

$$EP_i = \frac{Q}{V} \quad (11.57)$$

dove V è il volume dell’edificio e, di conseguenza, EP_i è misurato in chilowattora per metro cubo ed anno [kWh/(m³a)].

L’indice EP_i dell’edificio considerato viene poi messo a confronto con un valore limite EP_{iL} e, come si vedrà nel paragrafo che segue, tale confronto permette di individuare la classe di prestazione energetica alla quale appartiene l’edificio stesso.

A sua volta, EP_{iL} è ricavato in base alle indicazioni contenute nell’Allegato C al Dlgs 311/06, partendo dai valori limite in vigore dal 1 gennaio 2010. Dai valori tabulati nell’allegato si ottengono le rappresentazioni di Fig. 11.17, valida per gli edifici residenziali, e di Fig. 11.18, valida per tutti gli altri edifici. Una volta noti S/V e GG per l’edificio in esame, il valore di EP_{iL} si ottiene, infatti, per interpolazione lineare dai valori diagrammati in Fig. 11.17, se l’edificio è di tipo residenziale, o di Fig. 11.18, in tutti gli altri casi.

Esempio 11.6 *Nell’ipotesi che si abbia $Q \cong Q_w$, ovvero che gli apporti di calore gratuiti Q_e compensino le perdite di energia primaria $(1 - \bar{\eta}_g)Q$ dovute ad un rendimento globale medio stagionale $\bar{\eta}_g$ dell’impianto inferiore all’unità, si esprima l’indice di prestazione energetica EP_{373} per gli edifici residenziali costruiti a norma della L 373/76.*

Soluzione

Dalla (11.48) si ha

$$Q_u = Q_d + Q_v = 0,024 \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) GG$$

mentre dalle (11.51) e (11.52) si ricava, rispettivamente

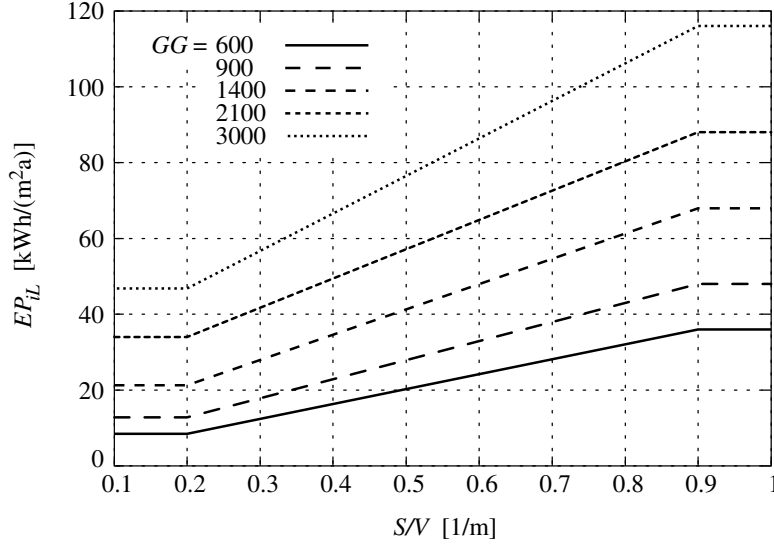


Figura 11.17: Valori limite dell'indice di prestazione energetico per il riscaldamento EP_{iL} degli edifici residenziali [Elaborazione da Dlgs 311/06].

$$\sum U_j A_j b_j = C_d V$$

$$\frac{\rho c_p}{3600} n = C_v$$

Di conseguenza si ha anche

$$Q_u = Q_d + Q_v = 0,024(C_d V + C_v V)GG$$

In base all'ipotesi $Q \cong Q_u$, ed alla relazione

$$A_p = \frac{V}{H}$$

tra altezza dei locali H , area del pavimento A_p e volume V , si può scrivere la (11.56) nella forma

$$EP_i = \frac{Q}{A_p} \cong \frac{Q_u}{A_p} = 0,024H(C_d + C_v)GG$$

Se poi si assumono i valori limite per i coefficienti di dispersione e ventilazione fissati dalla L 373/76, si ottiene

$$EP_{373} = 0,024H(C_{dL} + C_{vL})GG$$

con C_{dL} ricavato dalla Fig. 11.16 e $C_{vL} = (\rho c_p / 3600) n_L = 0,34 \cdot 0,5 = 0,17$ $W/(m^3 K)$.

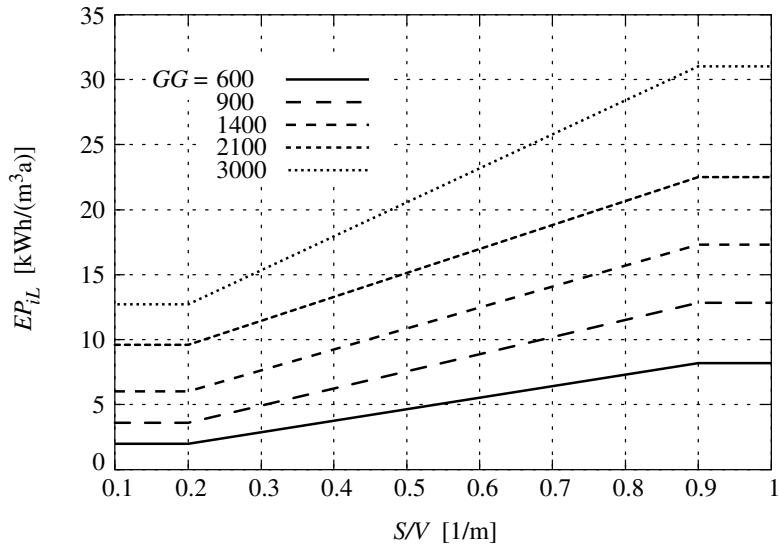


Figura 11.18: Valori limite dell'indice di prestazione energetico per il riscaldamento EP_{iL} di tutti gli altri edifici [Elaborazione da Dlgs 311/06].

Esempio 11.7 Ci si riferisca ad un appartamento avente superficie in pianta $A_p = 80 \text{ m}^2$, altezza $H = 2,70 \text{ m}$ e rapporto $S/V = 0,4 \text{ m}^{-1}$ tra superficie disperdente e volume riscaldato (rapporto tipico dei piani intermedi). Si calcolino, per due diversi valori dei gradi giorno: $GG = 900 \text{ K}\cdot\text{d}$ e $GG = 2.100 \text{ K}\cdot\text{d}$, i valori di EP_{iL} ed EP_{373} .

Soluzione

I valori di EP_{iL} , ricavati direttamente dalla Fig. 11.17, sono riportati nella Tabella 11.3. Dalla Fig. 11.16 si ricavano invece i valori di C_{dL} : $0,64 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$ per $GG = 900 \text{ K}\cdot\text{d}$ e $0,47 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$ per $GG = 2.100 \text{ K}\cdot\text{d}$. Tali valori, insieme con la stima $C_{vL} = 0,17 \text{ W}/(\text{m}^3\text{K})$ ed il dato $H = 2,7 \text{ m}$, possono essere sostituiti nella relazione ricavata nell'esempio precedente

$$EP_{373} = 0,024H(C_{dL} + C_{vL})GG$$

ottenendo i risultati riportati nella Tabella 11.3. Come si vede, la normativa attuale impone vincoli molto più severi per l'indice di prestazione energetica.

11.5.3 Classi di prestazione energetica

Come si è già osservato, l'indice di prestazione energetica E_{pi} di un edificio viene calcolato a partire dalla relazione (11.56) o dalla relazione (11.57), rispettivamente

Tabella 11.3: Valori limite dell'indice di prestazione energetica per l'appartamento di cui all'Esempio 11.7, ricavati in base alla più recente definizione di EP_{iL} ed al corrispondente calcolo di EP_{373} basato sulle prescrizioni della L 373/76.

GG [K·d]	900	2.100
EP_{iL} [kWh/(m ² a)]	22,9	49,4
EP_{373} [kWh/(m ² a)]	46,7	86,0

per gli edifici residenziali e per tutti gli altri edifici. Analogamente, il valore limite dell'indice di prestazione energetica EP_{iL} per il riscaldamento dell'edificio considerato viene determinato a partire dalla Fig. 11.17 o dalla Fig. 11.18, rispettivamente per gli edifici residenziali e per tutti gli altri edifici. Infine, in base al valore del rapporto EP_i/EP_{iL} l'edificio viene assegnato ad una classe di prestazione energetica.

Se si utilizza la scala nazionale di prestazione si può fare riferimento alla Fig. 11.19. In base a tale scala, ad esempio, si ha che un edificio è di classe A quando l'indice di prestazione energetica calcolato si colloca tra 0,25 e 0,50 EP_{iL} (e, quindi, si ha: $0,25 \leq EP_i/EP_{iL} \leq 0,50$), mentre è di classe G quando l'indice di prestazione energetica calcolato è maggiore di 2,50 EP_{iL} (e, quindi, si ha: $EP_i/EP_{iL} > 2,50$). Occorre, tuttavia, tener ben presente che le classi di prestazione nazionali continueranno a valere solo fino a quando non verranno sostituite dalle classi di prestazione regionali (adottate dalle diverse regioni in maniera indipendente una dall'altra). Nel frattempo, la classificazione energetica sarà diventata comunque una realtà importante, essendo obbligatoria sia per gli edifici di nuova costruzione sia per gli edifici esistenti nei casi di ristrutturazione e vendita.

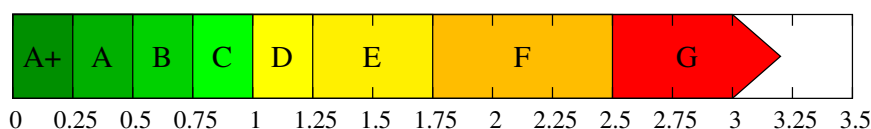


Figura 11.19: Classi di prestazione energetica nazionali per il riscaldamento degli edifici determinati in funzione dei valori del rapporto EP_i/EP_{iL} (riportato in ascissa).

11.6 CONCLUSIONI

In questo capitolo ci si è occupati delle riduzioni dei consumi di fonti fossili che si possono conseguire: migliorando l'isolamento termico di edifici ed impianti, recuperando il calore di scarto nell'impiantistica civile ed industriale, ed incrementando l'efficienza degli impianti di riscaldamento. Si sono poi discusse le prospettive di

riduzione dei consumi energetici in edilizia alla luce degli specifici provvedimenti legislativi emanati negli ultimi anni.

Nel testo, in particolare

- Si sono esaminati i materiali isolanti per l'edilizia con riferimento alle principali caratteristiche che ne condizionano l'impiego: conduttività termica, resistenza meccanica e capacità di trattenere, o meno, l'umidità.
- Si sono richiamati i principi dell'analisi termica delle strutture edilizie in regime invernale stazionario, soffermandosi sulle definizioni di resistenza termica e di coefficiente di trasmissione globale.
- Si è ricordato che, oltre alle strutture edilizie, devono essere isolati tutti i componenti degli impianti che operano a temperature diverse da quella ambiente.
- Tra i componenti impiantistici da isolare rientrano, evidentemente, le tubazioni che convogliano fluidi a temperature diverse da quella ambiente.
- Per la loro diffusione, le tubazioni degli impianti di riscaldamento sono oggetto di una normativa specifica che è stata richiamata nel testo.
- Il funzionamento dei recuperatori di calore, che sono dei particolari scambiatori, è stato spiegato richiamando nel testo la teoria generale degli scambiatori di calore.
- Tra i recuperatori si sono illustrati, con qualche dettaglio, i generatori di vapore, i recuperatori ad olio diatermico, i recuperatori fumi-aria posti all'uscita di caldaie e combustori, ed i recuperatori aria-aria posti sull'estrazione dell'aria dagli impianti di condizionamento.
- Si è evidenziato come il contenimento dei consumi di energia primaria richieda sia un miglioramento dell'involucro dell'edificio, sia un incremento dell'efficienza degli impianti tecnologici a servizio dell'edificio stesso.
- Si è discussa la procedura di calcolo dei consumi energetici per il riscaldamento degli edifici con l'obiettivo di chiarire l'interpretazione della normativa (che, nei documenti ufficiali, viene esposta in maniera molto sintetica).
- Si è illustrata l'evoluzione della normativa sul contenimento dei consumi energetici degli edifici. Nel corso degli anni si è passati, infatti, dalla fase iniziale rappresentata dalla L 373/76, alla fase di transizione rappresentata dalla L 10/91, fino ad arrivare all'approdo attuale ben delineato dai Dlgs 192/95, 311/06, 115/08 e dal DPR 59/09, e completato dalle "Linee guida nazionali per la certificazione energetica degli edifici" contenute nel DM 26/06/09.

11.6. CONCLUSIONI

- Sulla base della più recente normativa, si sono definiti gli indici di prestazione energetica per gli edifici accennando al problema della classificazione energetica, obbligatoria sia per gli edifici di nuova costruzione sia per gli edifici esistenti nei casi di ristrutturazione e vendita.

Cogenerazione e cicli combinati

12.1 TERMODINAMICA E TECNOLOGIA

In questo capitolo si esamineranno le più diffuse tecnologie di utilizzazione delle fonti primarie fossili, impiegando un approccio termodinamico per fornire dei criteri di confronto tra le diverse possibili soluzioni. In tale contesto ci si chiederà, ad esempio, se si commettano errori quando, in una centrale termoelettrica tradizionale a vapore, si bruciano 100 unità di energia chimica, contenute nel combustibile, per ottenere 40 unità di energia elettrica. In teoria, l'errore consiste nel non fare ricorso alle celle a combustibile ma, in pratica, le combustioni tradizionali non sono facilmente sostituibili nell'attuale stadio di sviluppo tecnologico. L'aver ricavato 40 unità di energia elettrica per ogni 100 unità di combustibile è, quindi, un risultato tecnicamente accettabile che, semmai, può essere migliorato impiegando, ad esempio, cicli combinati gas-vapore.

Un gravissimo errore, al contrario, è quello di utilizzare l'elettricità per ottenere calore a bassa temperatura. L'energia elettrica può, infatti, essere trasformata in calore con un'efficienza del 100% ma, per ogni 100 unità di energia prodotta in una centrale termoelettrica tradizionale, devono essere bruciate circa 250 unità di combustibile. Analogamente, quando si afferma che un generatore di calore ha un "rendimento" del 90%, si deve intendere che il 90% dell'energia chimica del combustibile è convertito in calore utile, mentre il restante 10% è disperso nell'ambiente per convezione, irraggiamento o sotto forma di entalpia residua dei fumi. Questo rendimento, quindi, deriva dall'applicazione del primo principio della termodinamica e, come tale, non considera il degrado subito dall'energia nel passaggio da "chimica" a "termica". Se, infatti, si valuta il rapporto tra la minima quantità di energia utilizzabile, o exergia, richiesta per la produzione del calore e la quantità di exergia effettivamente impiegata nelle normali caldaie, si trovano valori del rendimento di secondo principio che

sono quasi un ordine di grandezza inferiori a quelli corrispondenti di primo principio. La conclusione che si può trarre è che la produzione di calore in un processo isolato ed indipendente di combustione non è una scelta corretta da un punto di vista termodinamico.

Un'alternativa termodinamicamente corretta è, invece, la cogenerazione, ovvero la produzione contemporanea di energia elettrica e calore. A livello di sistema energetico, tale alternativa conduce, infatti, a risparmi consistenti di energia primaria rispetto alle due produzioni separate, anche utilizzando cicli termodinamici con efficienze non particolarmente elevate. In questo capitolo si farà riferimento ad impianti di cogenerazione a servizio di processi industriali o, comunque, di utenze termiche fisicamente "vicine" alla centrale. Da questo punto di vista, si considereranno impianti di grande taglia che impiegano motori a combustione interna di derivazione industriale, turbine a vapore o turbine a gas. Come vedremo, la scelta delle turbine a vapore è obbligata qualora vi sia l'esigenza di avere a disposizione vapore di processo. In caso contrario, la scelta è guidata, essenzialmente, dal rapporto tra flusso termico e potenza elettrica richiesti dall'utenza. Ci si orienterà, infatti, verso l'impiego di motori a combustione interna qualora prevalgano le richieste di energia elettrica, mentre si propenderà verso l'impiego di turbine a gas qualora prevalgano le richieste termiche.

Dopo la cogenerazione si prenderanno in esame i cicli combinati gas-vapore che, oltre a dare luogo a rendimenti di produzione dell'energia elettrica molto elevati, si propongono come scelta ottimale per il ripotenziamento delle vecchie centrali termoelettriche a vapore. A conclusione del capitolo, si illustreranno i cicli combinati gas-vapore basati sull'impiego di generatori magnetoidrodinamici al posto delle turbine a gas.

12.2 CONVENIENZA DELLA COGENERAZIONE

Con riferimento alla Fig. 12.1, si vogliono confrontare, sulla base del bilancio exergetico, due cicli di Carnot, uno diretto semplice ed uno cogenerativo che operano tra la temperatura massima T_1 e la temperatura ambiente T_a . Ad entrambi i cicli viene fornita la stessa quantità di calore Q alla temperatura T_1 . L'exergia ottenuta nel ciclo diretto semplice di Fig. 12.1 (a) coincide con il lavoro prodotto

$$E_{dir} = L_{dir} = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) \quad (12.1)$$

che, in questo caso, è l'unico effetto utile.

L'exergia ottenuta nel ciclo cogenerativo di Fig. 12.1 (b) è data dalla somma del lavoro prodotto, e dell'exergia posseduta dalla quantità di calore ottenuta alla

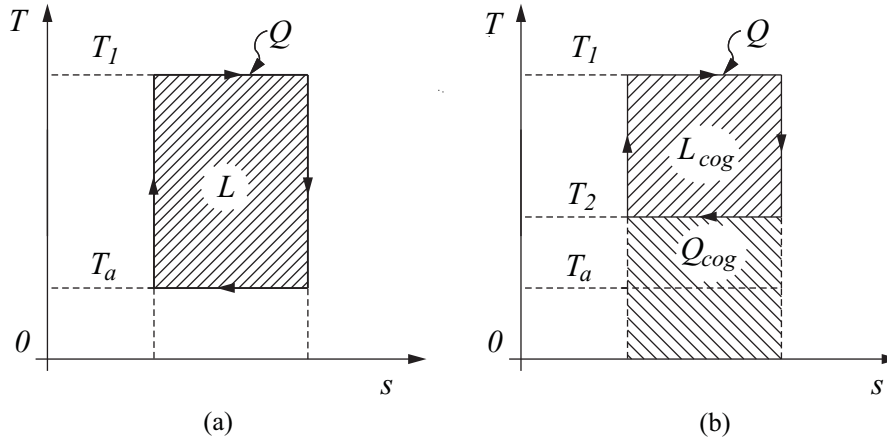


Figura 12.1: Schematizzazione di un ciclo diretto semplice (a) e di un ciclo a cogenerazione (b) operanti tra gli stessi livelli di temperatura.

temperatura $T_2 > T_a$. Si ha quindi

$$\begin{aligned}
 E_{cog} &= L_{cog} + |Q_{cog}| \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right) = L_{cog} + (Q - L_{cog}) \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right) \\
 &= Q \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right) + \left[Q - Q \left(1 - \frac{T_2}{T_1}\right)\right] \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right) = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right) \quad (12.2)
 \end{aligned}$$

Dal confronto della (12.1) con la (12.2) si vede che l'exergia totale ottenuta nelle due situazioni è la stessa anche se, nel secondo caso, si rinuncia a produrre una parte di lavoro per avere in cambio calore con valore exergetico non nullo. (Del resto il rendimento exergetico di due cicli diversi, ma entrambi reversibili, non può differire dall'unità). Pertanto, la convenienza della cogenerazione non va ricercata nel possibile miglioramento dell'efficienza exergetica rispetto ad un ciclo diretto tradizionale. Il vantaggio della cogenerazione sta, infatti, nella possibilità di ridurre l'impiego dei generatori di calore tradizionali (a bassissima efficienza exergetica) nel sistema energetico globale, come si può facilmente evincere dall'esempio che segue.

Esempio 12.1 Nel confronto di Fig. 12.2, si faccia riferimento ad un ciclo cogenerativo al quale si forniscono 100 unità di energia chimica del combustibile per ricavare 30 unità di lavoro e 60 unità di calore, mentre 10 unità di calore sono disperse nell'ambiente. Si ottengano poi gli stessi effetti utili impiegando un ciclo diretto con rendimento di conversione pari al 40%, ed una caldaia con rendimento (di primo principio) pari al 90%. Infine si valuti il risparmio di energia primaria conseguito dal ciclo cogenerativo rispetto alle produzioni separate di elettricità e calore.

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

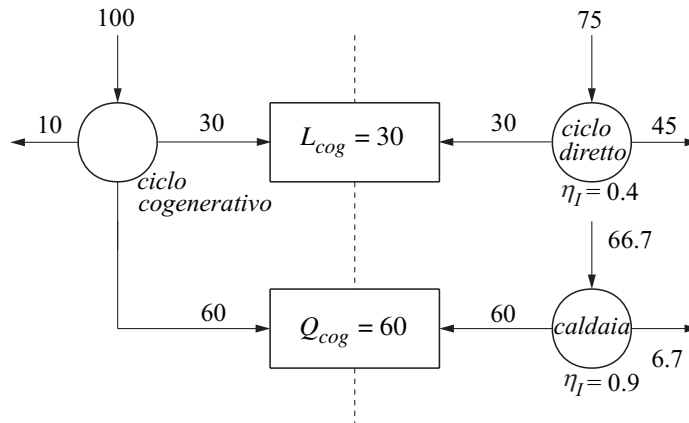


Figura 12.2: Confronto tra un ciclo cogenerativo ed un sistema energetico convenzionale in grado di fornire gli stessi effetti utili.

Soluzione

Per ottenere 30 unità di lavoro impiegando un ciclo diretto con rendimento pari al 40%, occorre fornire $(30/0,4 =) 75$ unità di energia chimica del combustibile, mentre per ottenere 60 unità di calore utile da una caldaia avente un rendimento (di primo principio) pari al 90%, occorre fornire ulteriori $(60/0,9 =) 66,7$ unità di energia chimica.

Di conseguenza, per avere gli stessi effetti utili si spendono $(75 + 66,7 =) 141,7$ unità di energia chimica, contro le 100 unità necessarie al ciclo cogenerativo, conseguendo un risparmio di energia primaria pari a: $(141,7 - 100)/141,7 = 0,294 = 29,4\%$. Pertanto, la cogenerazione migliora l'efficienza energetica complessiva del sistema dal punto di vista del consumo di energia primaria, anche utilizzando componenti con efficienza non particolarmente elevata

12.2.1 Criteri di prestazione

Le considerazioni del Paragrafo 12.2 e dell'Esempio 12.1 possono essere agevolmente riformulate in termini di "criteri di prestazione". In tale contesto, si possono individuare due diversi criteri termodinamici basati, rispettivamente, sulle analisi di primo e di secondo principio. Dal punto di vista del sistema energetico nel suo complesso, tuttavia, si può individuare anche un terzo criterio basato sui possibili risparmi di energia primaria conseguiti dalla cogenerazione rispetto alle produzioni separate di elettricità e calore.

Il primo principio della termodinamica tiene conto unicamente delle quantità di energia rese disponibili dal sistema di cogenerazione. Pertanto, il rendimento di

primo principio di un impianto di cogenerazione può venire espresso come

$$\eta_I = \frac{L_{cog} + Q_{cog}}{m_c H_i} \quad (12.3)$$

dove al numeratore si sono utilizzati i simboli di Fig. 12.1 (b) mentre, al denominatore, il prodotto tra massa (m_c) e potere calorifico inferiore (H_i) del combustibile rappresenta la quantità di energia primaria fornita. Di conseguenza, il rendimento (12.3) può essere pensato come un criterio di utilizzazione dell'energia primaria ed, infatti, nelle applicazioni viene spesso definito "fattore di utilizzazione energetica".

Il secondo principio della termodinamica tiene conto della qualità delle forme di energia rese disponibili dall'impianto di cogenerazione. Pertanto, il rendimento di secondo principio di un impianto di cogenerazione che produce insieme lavoro e calore alla temperatura $T_2 > T_a$, può venire espresso come

$$\eta_{II} = \frac{L_{cog} + Q_{cog} \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right)}{m_c e_c} \cong \frac{L_{cog} + Q_{cog} \left(1 - \frac{T_a}{T_2}\right)}{m_c H_i} \quad (12.4)$$

dove si sono utilizzati ancora i simboli definiti in precedenza, mentre il passaggio dal secondo al terzo membro è reso possibile dall'assunzione, molto utilizzata nella pratica, di un potere exergetico del combustibile pressoché coincidente con il potere calorifico inferiore ($e_c \cong H_i$). Di conseguenza, il rendimento di secondo principio (12.4) può essere pensato come un criterio di utilizzazione dell'exergia fornita con il combustibile ed, infatti, nelle applicazioni viene spesso definito "fattore di utilizzazione exergetica".

In armonia con le considerazioni dell'Esempio 12.1, il risparmio di energia primaria conseguito dall'impianto di cogenerazione può essere convenientemente valutato facendo riferimento alle produzioni separate di elettricità e calore

$$\Delta(m_c H_i) = \left(\frac{L_{cog}}{\eta_e} + \frac{Q_{cog}}{\eta_t} \right) - m_c H_i \quad (12.5)$$

caratterizzate dal rendimento della produzione di energia elettrica η_e , e dal rendimento (di primo principio) della produzione di energia termica η_t . A questo punto, dividendo entrambi i membri della (12.5) per la quantità di energia primaria entro parentesi al secondo membro, si ottiene

$$PES = \frac{\Delta(m_c H_i)}{\frac{L_{cog}}{\eta_e} + \frac{Q_{cog}}{\eta_t}} = 1 - \frac{1}{\frac{L_{cog}}{\eta_e(m_c H_i)} + \frac{Q_{cog}}{\eta_t(m_c H_i)}} \quad (12.6)$$

cioè l'espressione adimensionale del risparmio di energia primaria realizzato con il

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

sistema cogenerativo rispetto agli impianti tradizionali separati. Ai lettori più attenti non sarà sfuggito che l'acronimo *PES* (Potential Energy Saving) era stato introdotto con lo stesso significato nel Paragrafo 5.4.5 dove ci si riferiva agli incentivi subordinati al conseguimento di ben definiti risparmi percentuali di energia primaria attraverso la cogenerazione "ad alto rendimento".

Esempio 12.2 *Nel sistema cogenerativo illustrato nell'Esempio 12.1, si assumano i seguenti valori: $L_{cog}/(m_c H_i) = 0,3$; $Q_{cog}/(m_c H_i) = 0,6$; $\eta_e = 0,4$; $\eta_t = 0,9$; $T_a = 273\text{ K}$ e $T_2 = 373\text{ K}$ e, con riferimento a tali valori, si determinino: η_I , η_{II} e *PES*.*

Soluzione

Per il rendimento di primo principio, dalla (12.3) si ha

$$\eta_I = \frac{L_{cog} + Q_{cog}}{m_c H_i} = 0,3 + 0,6 = 0,9$$

Per il rendimento di secondo principio, dalla (12.4) si ha

$$\eta_{II} = \frac{L_{cog} + Q_{cog}(1 - T_a/T_2)}{m_c H_i} = 0,3 + 0,6 \left(1 - \frac{273}{373}\right) = 0,461$$

Per il risparmio percentuale di energia primaria, dalla (12.6) si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{L_{cog}}{\eta_e(m_c H_i)} + \frac{Q_{cog}}{\eta_t(m_c H_i)}} = 1 - \frac{1}{\frac{0,3}{0,4} + \frac{0,6}{0,9}} = 0,294 = 29,4\%$$

necessariamente in armonia con i risultati dell'Esempio 12.1.

12.3 SISTEMI DI COGENERAZIONE

I sistemi di cogenerazione vengono classificati in base alle tipologie motoristiche adottate. Da questo punto di vista, i sistemi di cogenerazione più diffusi impiegano:

- motori a combustione interna di derivazione industriale;
- motori a combustione interna di derivazione automobilistica;
- turbine a vapore;
- turbine a gas;
- mini e microturbine a gas.

La scelta tra i sistemi dipende, innanzitutto, dall'esigenza di avere, o meno, a di-

sposizione vapore di processo. Storicamente, la cogenerazione è nata nelle industrie chimiche, cartarie, tessili ed alimentari dove si richiede, oltre all'energia elettrica, anche vapore a pressioni e temperature abbastanza elevate. In questi casi, evidentemente, è necessario ricorrere a turbine a vapore dalle quali spillare una parte della portata alle condizioni di pressione e temperatura richieste dalle lavorazioni industriali. In assenza di esigenze tecnologiche discriminanti, la scelta è, invece, dettata da alcuni parametri funzionali caratteristici, quali:

- taglia dell'impianto, generalmente espressa in termini di potenza elettrica P_e prodotta;
- rapporto q_t/P_e tra flusso termico e potenza elettrica richiesti dall'utenza;
- rapporto $P_e/\dot{m}_c H_i$ tra potenza elettrica prodotta ed energia primaria fornita;
- rendimento di primo principio dell'impianto: $\eta_I = (P_e + q_t)/\dot{m}_c H_i$;

(Si noti che per alleggerire le notazioni, qui sopra e nel seguito del capitolo, si sono utilizzati i simboli P_e e q_t al posto dei più espliciti P_{elt} e q_{ter}).

I valori orientativi assunti dai parametri funzionali caratteristici nei sistemi di cogenerazione più diffusi sono riportati in Tabella 12.1. Va notato, ancora una volta, che i rendimenti di primo principio tabulati devono essere interpretati in modo corretto. Se, ad esempio, il bilancio di energia indica che per ogni 100 unità di energia fornita con il combustibile si ottengono 40 unità di lavoro e 40 unità di calore utile, è lecito dire che il rendimento di primo principio dell'impianto è pari all'80%. Tuttavia ciò significa solo che, delle 100 unità di energia fornite con il combustibile, 20 sono disperse nell'ambiente con i gas di scarico od attraverso scambi termici per convezione ed irraggiamento, mentre le restanti 80 sono utilizzate sotto forma di energia elettrica o termica, considerate equivalenti. In realtà, il valore exergetico del calore dipende dalla temperatura a cui è reso disponibile ed è, comunque, inferiore al valore exergetico del lavoro meccanico, mentre il valore exergetico dell'energia elettrica coincide con quello del lavoro meccanico. Pertanto, come si vedrà negli esempi riportati ai

Tabella 12.1: Parametri caratteristici dei sistemi di cogenerazione più diffusi.

Sistema di cogenerazione	P_e [MW]	q_t/P_e	$P_e/(\dot{m}_c H_i)$ [%]	η_I [%]
Motori a c.i. industriali	0,1-10	1,0-1,5	30-50	60-90
Motori a c.i. automobilistici	0,02-0,1	1,5-2,0	20-30	60-90
Turbine a vapore	0,5-300	1,5-6,0	10-35	75-85
Turbine a gas	0,2-100	1,5-3,0	25-40	60-90
Mini e microturbine a gas	0,03-0,2	1,5-2,0	25-30	60-80

paragrafi successivi, il rendimento exergetico, o di secondo principio, degli impianti di cogenerazione è sempre inferiore al rendimento di primo principio.

Nel seguito di questo capitolo ci si occuperà dei sistemi di cogenerazione, di taglia relativamente grande, basati sull'impiego di: motori a combustione interna di derivazione industriale con potenza elettrica superiore a 100 kW, turbine a vapore con potenza elettrica superiore a 500 kW e turbine a gas con potenza elettrica superiore a 200 kW. I motori a combustione interna di derivazione automobilistica con potenza elettrica inferiore a 100 kW e le microturbine a gas con potenza elettrica inferiore a 100 kW, verranno, invece, discussi nel Capitolo 13 in quanto le loro utilizzazioni riguardano, essenzialmente, i sistemi energetici per l'edilizia.

12.4 COGENERAZIONE CON MOTORI A C.I. INDUSTRIALI

La cogenerazione, sia pur limitata al riscaldamento dell'abitacolo, è utilizzata in tutti i veicoli stradali e, come tale, fornisce un contributo marginale ma non trascurabile alla riduzione dei consumi di carburante. Quando qui ci si riferisce alla cogenerazione con motori a combustione interna di derivazione industriale, si vuole intendere la produzione combinata di elettricità e calore mediante grandi motori industriali ad accensione per compressione, Diesel o "tipo Diesel", nei quali, oltre al lavoro meccanico, sono sfruttate tutte le possibilità di recupero termico.

12.4.1 Cogenerazione con motori Diesel

Le modalità di funzionamento dei motori industriali a ciclo Diesel sono ben note e, in ogni caso, la loro descrizione non rientra tra gli scopi di questo testo. Meno note sono le possibilità di recupero termico che, tra l'altro, variano a seconda della taglia del motore impiegato. Invece di esaminare in astratto tutta una serie di possibilità diverse, qui si è preferito far riferimento ad un caso concreto prendendo in esame l'impianto schematizzato in Fig. 12.3, che prevede l'impiego di un motore Diesel di grande taglia alimentato con olio combustibile. (Tale impianto è stato proposto, alcuni anni fa, dall'ENEL per la produzione combinata di energia elettrica e calore per il riscaldamento di grosse utenze poste nelle vicinanze della centrale di cogenerazione).

Dal punto di vista delle funzionalità che qui interessano, si può rilevare che i grandi motori Diesel sono sovralimentati mediante compressori centrifughi collegati a turbine azionate dai gas di scarico. Prima di essere immessa nella camera di combustione, l'aria compressa viene refrigerata al fine di ridurre il volume specifico ed aumentare la portata di massa introducibile. In aggiunta, le pareti dei cilindri sono raffreddate

12.4. COGENERAZIONE CON MOTORI A C.I. INDUSTRIALI

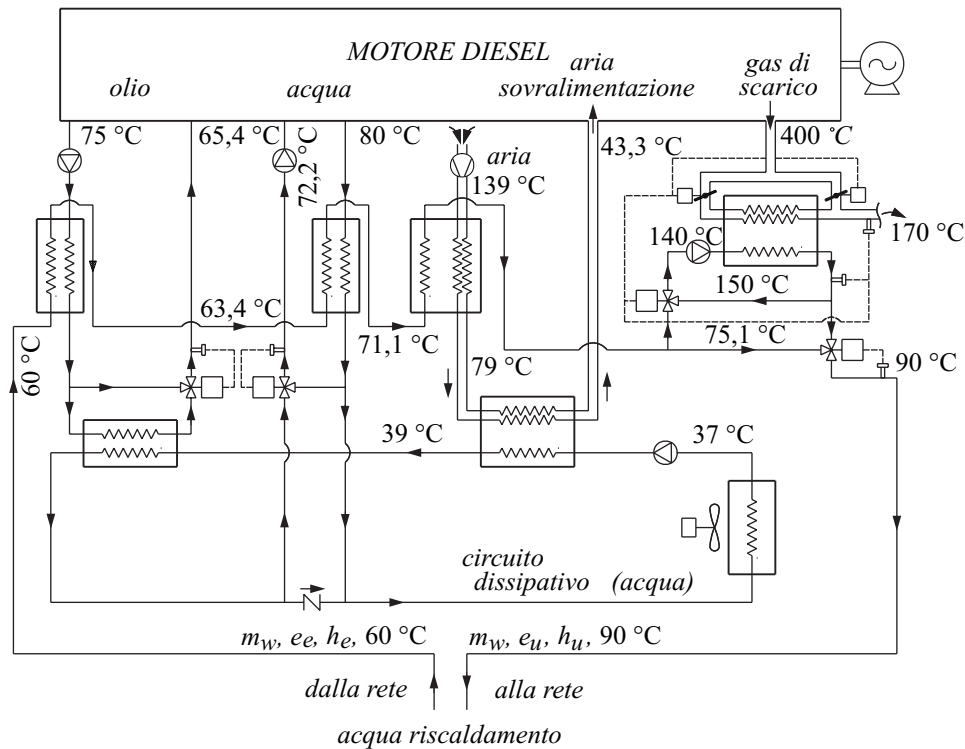


Figura 12.3: Schema funzionale di un sistema per la produzione combinata di elettricità e calore per riscaldamento ambientale con un motore Diesel di grande taglia.

con acqua in circolazione forzata e l'olio lubrificante, oltre a facilitare lo scorrimento tra le superfici in moto relativo, ha anche il compito di asportare il calore generato dagli attriti. Infine, i gas di scarico sono espulsi dai cilindri a temperature considerevolmente superiori a quella di rugiada, e possono ancora cedere calore senza dare luogo a fenomeni di condensa.

Pertanto, come indicato nella Fig. 12.3, sono possibili recuperi di calore da:

- aria di sovralimentazione (13%),
- olio di lubrificazione (11%),
- acqua di raffreddamento dei cilindri (26%) e
- gas di scarico (50%)

dove le percentuali sono riferite al calore totale recuperato. Con motori Diesel di taglia più piccola, naturalmente, alcuni di questi recuperi possono mancare in quanto non convenienti economicamente.

In aggiunta alle considerazioni precedenti è possibile osservare che, a differenza di quanto indicato nella Fig. 12.3, i gas di scarico avrebbero potuto essere inviati ad un recuperatore adatto alla produzione di vapore saturo, o di acqua calda in pressione a temperature di 140-150 °C. Queste scelte, tuttavia, non sarebbero state particolarmente vantaggiose, attesa l'ipotesi di sfruttare il calore recuperato per il riscaldamento ambientale. Va rilevato, inoltre, che i recuperi termici non riducono la potenza prodotta da un motore Diesel: anzi, da un punto di vista "contabile" la aumentano poiché la potenza spesa per il raffreddamento può essere imputata al servizio di produzione calore. Infine, si può notare che l'impianto illustrato può funzionare con ottimo rendimento anche durante i periodi nei quali non viene richiesto calore: basta, infatti, ripristinare i normali circuiti di raffreddamento e rinunciare al recupero termico sui gas di scarico.

Con riferimento allo schema funzionale di Fig. 12.3, il rendimento di primo principio dell'impianto di cogenerazione è calcolabile come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} + \frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} \quad (12.7)$$

dove la potenza elettrica P_e coincide con la potenza meccanica (a meno del rendimento dell'alternatore che, di solito, è prossimo all'unità), \dot{m}_w è la portata d'acqua destinata al riscaldamento, $\dot{m}_w (h_u - h_e) = q_t$ è il flusso termico recuperato, ed \dot{m}_c è la portata di combustibile che, moltiplicata per il potere calorifico inferiore del combustibile stesso, rappresenta il flusso energetico fornito ($\dot{m}_c H_i$).

In un impianto di cogenerazione, i guadagni di energia utilizzabile sono dati dalla somma del lavoro meccanico ottenuto e del valore exergetico del calore recuperato. Il valore exergetico dell'energia elettrica prodotta coincide, a sua volta, con il lavoro meccanico (a meno del rendimento dell'alternatore che, come si è detto, è prossimo all'unità). Resta quindi da esprimere il valore exergetico del calore recuperato nell'intervallo di temperatura tra t_u e t_e utilizzando, ad esempio, la relazione

$$e_u - e_e = (h_u - h_e) - T_a (s_u - s_e) = c \left[(t_u - t_e) - T_a \ln \frac{T_u}{T_e} \right] \quad (12.8)$$

da cui, dividendo per $(h_u - h_e) = c(t_u - t_e)$, si ricava il valore exergetico dell'unità di calore recuperato

$$\frac{e_u - e_e}{h_u - h_e} = 1 - \frac{T_a \ln(T_u/T_e)}{t_u - t_e} \quad (12.9)$$

Ciò premesso, il rendimento exergetico dell'impianto può essere espresso come

$$\eta_{II} = \frac{P_e + \dot{m}_w (e_u - e_e)}{\dot{m}_c e_c} \cong \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} + \frac{e_u - e_e}{h_u - h_e} \frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} \quad (12.10)$$

dove si è assunto $e_c \cong H_i$, ovvero un potere exergetico del combustibile pressoché coincidente con il potere calorifico inferiore.

Esempio 12.3 Con riferimento ad una temperatura ambiente $T_a = 273 \text{ K}$ ed allo schema di Fig. 12.3, si esprimano il valore exergetico dell'unità di calore recuperato, il rendimento di primo principio ed il rendimento exergetico dell'impianto di cogenerazione con motore Diesel di grande taglia illustrato nel testo.

Soluzione

Nello schema si leggono le temperature dell'acqua: $t_u = 90 \text{ °C} \cong 363 \text{ K}$ e $t_e = 60 \text{ °C} \cong 333 \text{ K}$, per cui dalla (12.9) risulta

$$\frac{e_u - e_e}{h_u - h_e} = 1 - \frac{273 \ln(363/333)}{90 - 60} = 0,22$$

Nell'ipotesi che si abbia

$$\frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} = 0,4$$

e

$$\frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,45$$

il rendimento di primo principio, calcolabile come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} + \frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,4 + 0,45 = 0,85$$

è pari all'85%. In base alla (12.10), il rendimento exergetico risulta invece pari a

$$\eta_{II} = \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} + \frac{e_u - e_e}{h_u - h_e} \frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,4 + 0,22 \cdot 0,45 = 0,50$$

In questo caso la cogenerazione consente un miglioramento del rendimento exergetico, che passa dal 40% della produzione di sola energia elettrica al 50% della produzione di elettricità e calore, pur restando ben inferiore all'85% del rendimento di primo principio.

Esempio 12.4 Con riferimento all'impianto di cogenerazione con motore Diesel considerato nell'Esempio 12.3, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES, definito dalla (12.6), utilizzando i simboli introdotti al Paragrafo 5.4.5 ed i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$.

Soluzione

Dalla definizione di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 12.3 risulta

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{\dot{m}_w(h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,45$$

e

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{P_e}{\dot{m}_c H_i} = 0,4$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,45}{0,9} + \frac{0,40}{0,51}} = 0,22 > 0,1$$

ed, in base ai criteri discussi nel Paragrafo 5.4.5, si conclude che l'impianto qui illustrato realizza una "cogenerazione ad alto rendimento".

12.4.2 Cogenerazione con motori "tipo Diesel"

Nei sistemi di cogenerazione che si avvalgono di grandi motori industriali "tipo Diesel", con potenze dell'ordine delle centinaia di chilowatt, viene conservata l'architettura e, quindi, la robustezza dei motori Diesel, mentre viene sostituito il sistema di alimentazione per realizzare un ciclo Otto a gas. Naturalmente il rapporto di compressione viene abbassato e, di conseguenza, la durata del motore modificato aumenta. L'unico svantaggio è la perdita di rendimento che, tuttavia, è spesso compensata sul piano economico dalle migliori condizioni di fornitura che le grosse utenze riescono a spuntare per il gas naturale (più facilmente che per il gasolio).

Va comunque notato che i motori Diesel molto grandi, con potenze dell'ordine delle migliaia di chilowatt, non possono essere trasformati direttamente in motori a gas. Se essi sono alimentati con una miscela di aria e gas, infatti, non possono più impiegare la scintilla come innesco di accensione a causa, essenzialmente, delle grandi dimensioni della camera di combustione. Per consentire l'alimentazione a gas, quindi, l'accensione deve essere innescata mediante l'iniezione di una piccola quantità di gasolio, che si autoaccende nella miscela compressa e trasmette la combustione in tutta la camera. Ciò dà luogo ad una combustione lenta e graduale, che si può ritenere avvenga a pressione sostanzialmente costante realizzando un vero e proprio ciclo Diesel, sia pure con rapporti di compressione volumetrici meno elevati di quelli che si hanno nelle corrispondenti versioni ad olio combustibile degli stessi motori.

12.5 COGENERAZIONE CON TURBINE A VAPORE

Si è già osservato che molte industrie come, ad esempio, quelle dei settori cartario, tessile, chimico ed alimentare, richiedono sia energia elettrica sia vapore di processo. In questi casi è abbastanza naturale scegliere un impianto di cogenerazione basato su turbine a vapore dei tipi a contropressione od a spillamento.

12.5.1 Turbine a vapore a contropressione

Lo schema di un impianto di cogenerazione con una turbina a vapore a contropressione è riportato nella Fig. 12.4 (a), mentre il relativo ciclo termodinamico è illustrato nella Fig. 12.4 (b).

La potenza generata dalla turbina può essere regolata agendo sulla luce del distributore d'ingresso, al fine di variare la portata o, più semplicemente, adottando il metodo della laminazione (come indicato nello schema). In quest'ultimo caso, la valvola di laminazione controlla il salto entalpico in turbina e, quindi, il lavoro ottenuto per unità di massa. Se richiesto da particolari esigenze di processo, il vapore elaborato dalla turbina può (momentaneamente) subire un desurriscaldamento prima di essere inviato alle utenze. Presso le utenze, il vapore viene condensato in scambiatori a superficie od anche, in alternativa, miscelato con i fluidi operativi. Pertanto, esso può ritornare, o meno, in ciclo a seconda che non venga, oppure venga, contaminato.

Se la portata di vapore richiesta dalla turbina è troppo piccola rispetto alle esigenze di calore del processo, si può agire, entro certi limiti, sulla valvola di by-pass. Se la portata di vapore richiesta dalla turbina è, invece, troppo grande rispetto alle esigenze del processo si può ricorrere, per brevi periodi, allo scarico d'emergenza. Generalmente, la portata nominale di vapore è determinata sulla base del flusso termico q_t richiesto dalle utenze ponendo

$$\dot{m}_v = \frac{q_t}{h_4 - h_0} \quad (12.11)$$

e, quindi, per la potenza prodotta dalla turbina si ha

$$P_T = \dot{m}_v(h_3 - h_4) = q_t \frac{h_3 - h_4}{h_4 - h_0} \quad (12.12)$$

Dall'Eq. (12.12) si vede chiaramente che P_T dipende solo dal flusso termico richiesto e che, di conseguenza, gli impianti con turbine a contropressione sono caratterizzati da una notevole rigidità nella produzione di energia elettrica.

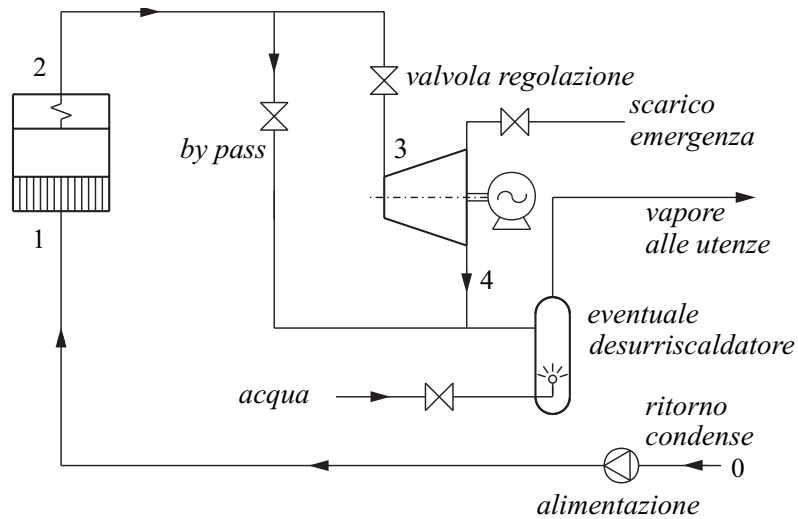
Nell'ipotesi di rendimento unitario dell'alternatore, la potenza elettromeccanica

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

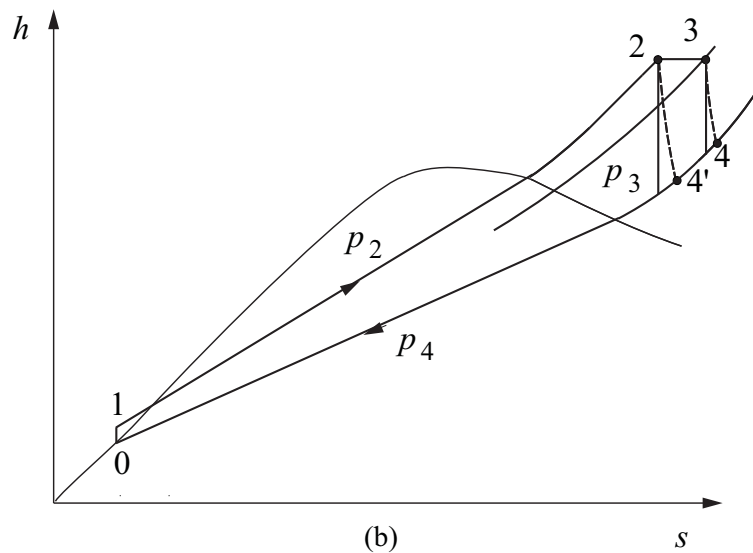
netta è pari alla differenza tra la potenza ottenuta nella turbina e la potenza spesa nella pompa

$$P_e = P_T - |P_P| = \dot{m}_v [(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)] \quad (12.13)$$

mentre il flusso di energia fornito all'impianto con il combustibile è pari a



(a)



(b)

Figura 12.4: Impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione: (a) schema funzionale e (b) ciclo termodinamico.

12.5. COGENERAZIONE CON TURBINE A VAPORE

$$\dot{m}_c H_i = \frac{\dot{m}_v (h_2 - h_1)}{\eta_{IG}} \quad (12.14)$$

dove η_{IG} è il rendimento di primo principio del generatore di vapore.

In base alle relazioni viste sinora, il rendimento di primo principio dell'impianto di cogenerazione con turbina a contropressione può essere espresso come

$$\eta_{II} = \frac{P_e + q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} + \frac{h_4 - h_0}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} \quad (12.15)$$

dove, spesso, si assume $h_1 \cong h_0$ trascurando il lavoro della pompa

Il rendimento exergetico di un impianto di cogenerazione con turbina a contropressione si può determinare, al solito, come rapporto tra potenza exergetica ottenuta e potenza exergetica spesa. La potenza exergetica ottenuta è data dalla somma della potenza elettromeccanica P_e e della potenza exergetica associata al flusso termico messo a disposizione dalla turbina

$$\dot{m}_v (e_4 - e_0) = \dot{m}_v [(h_4 - h_0) - T_a (s_4 - s_0)] \quad (12.16)$$

La potenza exergetica spesa è costituita dal flusso di exergia fornito all'impianto con il combustibile ed è pari a

$$\dot{m}_c e_c \cong \dot{m}_c H_i = \frac{\dot{m}_v (h_2 - h_1)}{\eta_{IG}} \quad (12.17)$$

Il rendimento exergetico, o di secondo principio, dell'impianto di cogenerazione si può quindi esprimere come

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{\dot{m}_v \{ [(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)] + [(h_4 - h_0) - T_a (s_4 - s_0)] \}}{\dot{m}_c e_c} \\ &= \frac{[(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)]}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} + \frac{[(h_4 - h_0) - T_a (s_4 - s_0)]}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} \end{aligned} \quad (12.18)$$

dove, spesso, si assume $h_1 \cong h_0$ trascurando il lavoro della pompa.

Esempio 12.5 Con riferimento allo schema di Fig. 12.4, si consideri un impianto di cogenerazione nel quale si fornisce alla turbina a contropressione una certa portata di vapore alla temperatura di 450 °C ed alla pressione di 4,5 MPa. Si supponga che la pressione di scarico del vapore sia 0,8 MPa e che il rendimento isoentropico della turbina sia $\eta_{ie} = 0,86$. Presso l'utenza, il vapore viene utilizzato per portare dell'acqua pressurizzata dalla temperatura $t_e = 70$ °C alla temperatura $t_u = 150$ °C in uno scambiatore di calore a superficie adiabatico. Nell'ipotesi che il condensato ritorni come liquido saturo alla pressione di scarico della turbina, si calcolino il rapporto

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

tra potenza della turbina e flusso termico fornito, ed il rendimento exergetico per $T_a = 300 \text{ K}$. Si trascuri il lavoro della pompa, si consideri la valvola di laminazione completamente aperta in modo che lo stato 2 coincida con lo stato 3 e si assuma $\eta_{IG} = 0,94$ per il rendimento di primo principio del generatore di vapore.

Soluzione

I dati del problema consentono di determinare i valori delle entalpie e delle entropie. Per l'espansione in turbina si ottiene: $h_3 = 3.323 \text{ kJ/kg}$ e $h_{4'} = 2.869 \text{ kJ/kg}$ e, tenendo conto della definizione di rendimento isoentropico di espansione, si può porre

$$\eta_{ie} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}} = \frac{3323 - h_4}{3323 - 2869} = 0,86$$

da cui si ricava $h_4 = 2.932 \text{ kJ/kg}$. Di conseguenza, risulta anche $s_4 = 7,01 \text{ kJ/(kg K)}$ mentre, nelle ipotesi poste, si ricava $h_0 = 721 \text{ kJ/kg}$ ed $s_0 = 2,05 \text{ kJ/(kg K)}$.

Dall'Eq. (12.12) risulta quindi

$$\frac{q_t}{P_T} = \frac{h_4 - h_0}{h_3 - h_4} = \frac{2932 - 721}{3323 - 2932} = \frac{2211}{391} = 5,65$$

per il rapporto tra flusso termico ottenuto e potenza prodotta dalla turbina.

Nel calcolo del rendimento exergetico teorico dell'impianto, utilizzando l'espressione (12.18) si ottiene

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{[(h_3 - h_4) - (h_1 - h_0)] + [(h_4 - h_0) - T_a(s_4 - s_0)]}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} \\ &= \frac{(391 - 0) + [2211 - 300(7,01 - 2,05)]}{(3323 - 721)/0,94} = 0,402 \end{aligned}$$

trascurando, come suggerito, il lavoro della pompa ($P_P = h_1 - h_0 \cong 0$) ed assumendo che gli stati 2 e 3 coincidano.

D'altra parte, nell'ipotesi di sfruttamento del calore di recupero per la produzione di acqua pressurizzata, si hanno ulteriori perdite exergetiche in quanto il flusso exergetico utile non è quello messo a disposizione dalla turbina, ma quello associato all'acqua pressurizzata prodotta. Da un bilancio di primo principio sullo scambiatore di calore per l'acqua pressurizzata si ha allora

$$\frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}_v} = \frac{h_4 - h_0}{t_u - t_e} = \frac{2932 - 721}{150 - 70} = 27,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

Trascurando il lavoro della pompa ed assumendo che gli stati 2 e 3 coincidano, si ricava poi

$$\begin{aligned}
 (\eta_{II})_{eff} &= \frac{(h_3 - h_4) + (\dot{m}_w c_w / \dot{m}_v)[(t_u - t_e) - T_a \ln(T_u/T_e)]}{(h_3 - h_0)/\eta_{IG}} \\
 &= \frac{391 + 27,63[(150 - 70) - 300 \ln(423/343)]}{(3323 - 721)/0,94} = 0,312
 \end{aligned}$$

per il rendimento exergetico effettivo dell'intero impianto.

Esempio 12.6 Con riferimento all'impianto di cogenerazione con turbina a vapore a contropressione considerato nell'Esempio 12.5, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES, definito dalla (12.6), utilizzando i simboli introdotti al Paragrafo 5.4.5 ed i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$. Infine, si valuti il rendimento di primo principio dell'impianto.

Soluzione

Dalla definizione di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 12.5 si può evincere

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{h_4 - h_0}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} = \frac{2932 - 721}{(3223 - 721)/0,94} = 0,799$$

ed, assumendo $P_T \cong P_e$, anche

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{P_T}{\dot{m}_c H_i} = \frac{h_3 - h_4}{(h_2 - h_1)/\eta_{IG}} = \frac{3323 - 2932}{(3223 - 721)/0,94} = 0,141$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,799}{0,9} + \frac{0,141}{0,51}} = 0,14 > 0,1$$

ed, in base ai criteri discussi nel Paragrafo 5.4.5, si conclude che l'impianto qui illustrato realizza una "cogenerazione ad alto rendimento".

Può anche essere interessante osservare che il rendimento di primo principio del-

l'impianto in esame, espresso come

$$\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$$

può essere calcolato come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{E_c} = 0,141 + 0,799 = 0,94$$

che, in questo caso, fornisce un valore del 94%, ben superiore al 31,2% del rendimento exergetico.

12.5.2 Turbine a vapore a spillamento

Per rimediare, almeno parzialmente, alla rigidità di funzionamento delle turbine a vapore a contropressione, si può fare ricorso alle turbine a vapore a spillamento. Lo schema di un impianto di cogenerazione con turbina a vapore a spillamento è riportato nella Fig. 12.5 (a), mentre il relativo ciclo termodinamico è illustrato nella Fig. 12.5 (b). Per non appesantire troppo la rappresentazione grafica, in Fig. 12.5 (a) non si sono indicati alcuni accessori, come il by-pass e il desurriscaldatore, già presi in esame nella Fig. 12.4 (a). Per il resto, le principali differenze funzionali rispetto agli impianti a contropressione riguardano la presenza del condensatore e la possibilità di effettuare un'estrazione parziale di vapore dopo lo stadio di alta pressione della turbina.

In un impianto di cogenerazione con turbina a spillamento, sussistono relazioni precise tra potenza prodotta, flusso termico fornito alle utenze e portata di vapore. Per determinare tali relazioni, si può esprimere la potenza totale prodotta dalla turbina come somma della potenza P_{cond} , ottenuta dalla portata ideale di vapore \dot{m}_{cond} che arriva al condensatore, e della potenza P_{estr} , ottenuta dalla portata ideale di vapore \dot{m}_{estr} che viene estratta. (Nel contesto che qui interessa, vengono dette ideali le portate sufficienti a produrre le potenze desiderate in assenza di attriti meccanici e di trafiletti). Si ha così

$$P_T = P_{cond} + P_{estr} = \dot{m}_{cond}(h_3 - h_6) + \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4) \quad (12.19)$$

Analogamente, si può esprimere come

$$q_t = \dot{m}_{estr}(h_4 - h_0) \quad (12.20)$$

il flusso termico fornito alle utenze.

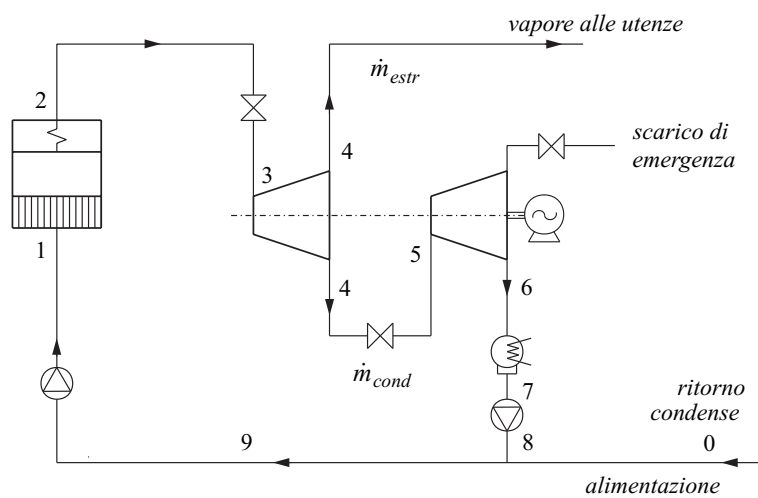
Ciò premesso, si può passare all'esame delle diverse condizioni di funzionamento, iniziando dalle due condizioni limite: condensazione completa ed estrazione com-

12.5. COGENERAZIONE CON TURBINE A VAPORE

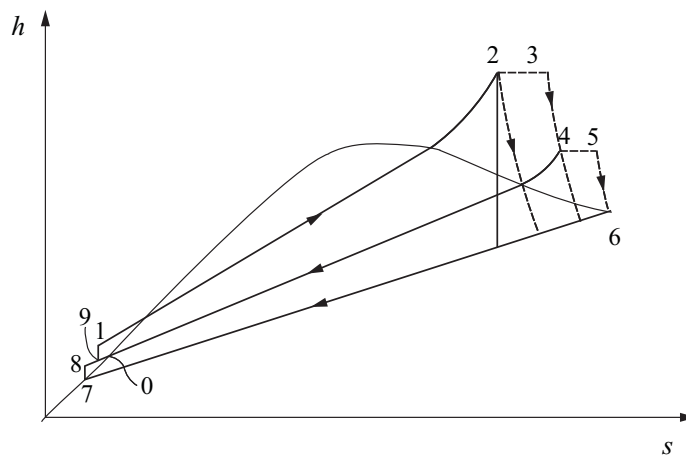
pleta. Nel funzionamento a condensazione completa, la portata di estrazione è nulla e la (12.19) fornisce

$$\frac{P_T}{h_3 - h_6} = \frac{P_{cond}}{h_3 - h_6} = \dot{m}_{cond} \quad (12.21)$$

dove, come si è rilevato, \dot{m}_{cond} è la portata ideale. La portata reale \dot{m} , necessaria in



(a)



(b)

Figura 12.5: Impianto di cogenerazione con turbina a vapore a spillamento: (a) schema funzionale e (b) ciclo termodinamico.

presenza di attriti, è superiore e si può stimare come

$$\dot{m} = \frac{P_T}{h_3 - h_6} + \dot{m}_{0c} \quad (12.22)$$

dove \dot{m}_{0c} è la portata necessaria per far girare la turbina senza produrre alcuna potenza utile.

Nel funzionamento ad estrazione completa la portata che arriva al condensatore è nulla, e la (12.19) fornisce

$$\frac{P_T}{h_3 - h_4} = \frac{P_{estr}}{h_3 - h_4} = \dot{m}_{estr} \quad (12.23)$$

dove, come si è rilevato, \dot{m}_{estr} è la portata ideale. La portata reale \dot{m} , necessaria in presenza di attriti e di trafileamento verso lo stadio di bassa pressione, è superiore e si può stimare come

$$\dot{m} = \frac{P_T}{h_3 - h_4} + \dot{m}_{0e} \quad (12.24)$$

dove $\dot{m}_{0e} > \dot{m}_{0c}$ in quanto \dot{m}_{0e} , oltre a far girare la turbina senza produrre alcuna potenza utile (come \dot{m}_{0c}), deve mantenere il regime termico nello stadio di bassa pressione attraverso un non trascurabile trafileamento.

Nel funzionamento ad estrazione parziale conviene utilizzare la (12.20), riferendo la portata di estrazione al flusso termico fornito alle utenze, ed esprimere, di conseguenza, la portata ideale come

$$\dot{m}_{estr} + \dot{m}_{cond} = \frac{q_t}{h_4 - h_0} + \frac{P_{cond}}{h_3 - h_6} \quad (12.25)$$

mentre la portata reale ad estrazione parziale è pari a

$$\dot{m} = (\dot{m}_{estr} + \dot{m}_{cond}) + \dot{m}_0 \quad (12.26)$$

con \dot{m}_0 compreso tra \dot{m}_{0c} e \dot{m}_{0e} .

Sostituendo la (12.25) nella (12.26) e tenendo conto dell'uguaglianza $P_{cond} = P_T - P_{estr}$, si ricava l'espressione

$$\dot{m} = \frac{q_t}{h_4 - h_0} + \frac{P_T}{h_3 - h_6} - \frac{P_{estr}}{h_3 - h_6} + \dot{m}_0 \quad (12.27)$$

Poiché risulta anche

$$P_{estr} = \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4) = \frac{q_t}{h_4 - h_0}(h_3 - h_4) \quad (12.28)$$

12.5. COGENERAZIONE CON TURBINE A VAPORE

sostituendo la (12.28) nella (12.27) si arriva, dopo alcuni passaggi, alla relazione cercata

$$\dot{m} = \frac{P_T}{h_3 - h_6} + \frac{q_t}{h_4 - h_0} \frac{h_4 - h_6}{h_3 - h_6} + \dot{m}_0 \quad (12.29)$$

Le relazioni (12.22), (12.24) e (12.29) sono rappresentate graficamente nella Fig. 12.6. Nel grafico, la retta orizzontale $\dot{m} = \dot{m}_{max}$ corrisponde alla massima portata di vapore accettata dall'impianto, mentre la retta verticale $P_T = P_{max}$ corrisponde alla massima potenza prodotta dalla turbina. Nel grafico, inoltre, è sottinteso che la portata massima di vapore che può essere condensata $(\dot{m}_{cond})_{max}$ è inferiore alla portata massima accettata dall'impianto, in quanto il condensatore è necessariamente sottodimensionato. Ciò premesso, la zona inferiore del diagramma è delimitata dalla retta di esercizio a condensazione completa [Eq. (12.22)] fino al raggiungimento di $(\dot{m}_{cond})_{max}$ e, successivamente, dalla parallela alla retta di esercizio ad estrazione completa [Eq. (12.24)] fino al raggiungimento di P_{max} . Analogamente, la zona superiore del diagramma è limitata dalla retta di esercizio ad estrazione completa [Eq. (12.24)] fino al raggiungimento di \dot{m}_{max} . Infine, all'interno della zona così delimitata, si ha una serie di curve parametriche rispetto al flusso termico q_t fornito alle utenze. Come si vede, l'elasticità di funzionamento è aumentata considerevolmente rispetto agli impianti a contropressione in quanto, al posto di una sola retta di funzionamento, ora si ha un'intera zona del piano con diverse combinazioni di potenza generata dalla turbina, flusso termico fornito alle utenze e portata di vapore, tutte descritte dall'Eq. (12.29) e dalle condizioni limite prima discusse.

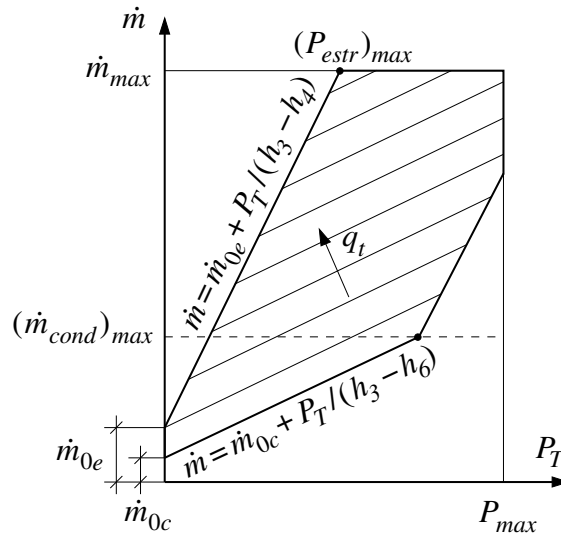


Figura 12.6: Diagramma del consumo di vapore per gli impianti di cogenerazione con turbine a spillamento.

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

Se, per semplicità, si assume un rendimento unitario dell'alternatore e si trascurano il lavoro della pompa e la portata \dot{m}_0 , la potenza elettromeccanica P_e coincide con la potenza della turbina data dalla (12.19), mentre il flusso di energia fornito con il combustibile è pari a

$$\dot{m}_c H_i = \frac{1}{\eta_{IG}} (\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr}) (h_2 - h_9) \quad (12.30)$$

dove η_{IG} è il rendimento di primo principio del generatore di vapore.

In base a quanto visto sinora, il rendimento di primo principio dell'impianto di cogenerazione con turbina a spillamento può essere espresso come

$$\eta_I = \frac{P_e + q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{[\dot{m}_{cond}(h_3 - h_6) + \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4)] + \dot{m}_{estr}(h_4 - h_0)}{(\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr})(h_2 - h_9)/\eta_{IG}} \quad (12.31)$$

Il rendimento exergetico di un impianto con turbina a spillamento può essere determinato, al solito, come rapporto tra potenza exergetica ottenuta e potenza exergetica spesa. A sua volta, la potenza exergetica ottenuta è pari alla somma di potenza elettromeccanica P_e , che nelle ipotesi poste coincide con la potenza della turbina data dalla (12.19), mentre la potenza exergetica associata al flusso termico messo a disposizione dalla turbina è pari a

$$\dot{m}_{estr}(e_4 - e_0) = \dot{m}_{estr}[(h_4 - h_0) - T_a(s_4 - s_0)] \quad (12.32)$$

La potenza exergetica spesa è costituita dal flusso di exergia fornito con il combustibile ed è pari a

$$\dot{m}_c e_c \cong \dot{m}_c H_i = \frac{1}{\eta_{IG}} (\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr}) (h_2 - h_9) \quad (12.33)$$

Il rendimento exergetico, o di secondo principio, dell'impianto di cogenerazione a spillamento, si può quindi esprimere come

$$\eta_{II} = \frac{[\dot{m}_{cond}(h_3 - h_6) + \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4)] + \dot{m}_{estr}[(h_4 - h_0) - T_a(s_4 - s_0)]}{(\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr})(h_2 - h_9)/\eta_{IG}} \quad (12.34)$$

Esempio 12.7 Con riferimento allo schema di Fig. 12.5 si consideri un impianto di cogenerazione con turbina a spillamento, caratterizzato da $\dot{m}_{cond} = \dot{m}_{estr}$, nel quale si produce vapore alla temperatura di 450 °C ed alla pressione di 4,5 MPa. Si supponga che la pressione di estrazione sia 0,8 MPa, che la temperatura di condensazione sia 35 °C e che il rendimento isoentropico dei due stadi della turbina sia pari all'86%. Il vapore spillato viene utilizzato per portare dell'acqua pressurizzata dalla temperatura $t_e = 70$ °C alla temperatura $t_u = 150$ °C in uno scambiatore di calore

a superficie adiabatico. Nell'ipotesi che il condensato ritorni come liquido saturo alla pressione di estrazione, si calcolino il rendimento exergetico dell'impianto per $T_a = 300$ K, ed il rapporto tra potenza della turbina e flusso termico. Si trascurino i lavori delle pompe, si assuma $\eta_{IG} = 0,94$ e si considerino le valvole di laminazione completamente aperte in modo che lo stato 2 coincida con lo stato 3 e lo stato 4 coincida con lo stato 5.

Soluzione

I dati del problema consentono di determinare i valori delle entalpie e delle entropie. Per l'espansione in turbina, procedendo come nell'Esempio 12.5, si ottiene: $h_3 = 3.323$ kJ/kg, $h_4 = 2.932$ kJ/kg, $s_4 = 7,01$ kJ/(kg K) e $h_6 = 2.260$ kJ/kg. Confrontando l'entalpia del liquido sottoraffreddato in 8 con quella del liquido saturo in 7, si ottiene: $h_8 \cong 147$ kJ/kg, mentre si ha $h_0 \cong 721$ kJ/kg ed $s_0 \cong 2,05$ kJ/(kg K). Si può allora ricavare dal bilancio entalpico del mescolamento

$$h_9 = \frac{\dot{m}_{cond}h_8 + \dot{m}_{estr}h_0}{\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr}} = \frac{747 + 721}{2} = 434 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Nel calcolo del rendimento teorico d'impianto in base all'espressione (12.34), si ottiene

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{[\dot{m}_{cond}(h_3 - h_6) + \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4)] + \dot{m}_{estr}[(h_4 - h_0) - T_a(s_4 - s_0)]}{(\dot{m}_{cond} + \dot{m}_{estr})(h_2 - h_9)/\eta_{IG}} \\ &= \frac{[(3323 - 2260) + (3323 - 2932)] + [(2932 - 721) - 300(7,01 - 2,05)]}{2(3323 - 434)/0,94} \\ &= \frac{2177}{6147} = 0,354 \end{aligned}$$

Come si vede dal confronto con l'Esempio 12.5, il rendimento exergetico teorico dell'impianto è diminuito. Infatti, per unità di massa di vapore che condensa si ha un apporto di lavoro, e quindi di exergia, pari a

$$h_4 - h_6 = 2932 - 2260 = 672 \text{ kJ/kg}$$

mentre, per unità di massa di vapore spillato, si ha un apporto (teorico) di exergia pari a

$$(h_4 - h_0) - T_a(s_4 - s_0) = 2211 - 300(7,01 - 2,05) = 723 \text{ kJ/kg}$$

D'altra parte, nell'ipotesi di sfruttamento industriale del calore di recupero per la produzione di acqua pressurizzata, si hanno ulteriori perdite exergetiche, in quanto

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

il flusso exergetico utile non è quello messo a disposizione dalla turbina, ma quello associato all'acqua pressurizzata prodotta. Quindi, procedendo come nell'Esempio 12.5, si ricava

$$\frac{\dot{m}_w c_w}{\dot{m}_v} = \frac{h_4 - h_0}{t_u - t_e} = 27,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

e

$$\begin{aligned} (\eta_{II})_{eff} &= \frac{[(h_3 - h_6) + (h_3 - h_4)] + (\dot{m}_w c_w / \dot{m}_v)[(t_u - t_e) - T_a \ln(T_u/T_e)]}{2(h_3 - h_9)/\eta_{IG}} \\ &= \frac{[(3323 - 2260) + (3323 - 2932)] + 27,63[(150 - 70) - 300 \ln(423/343)]}{2(3323 - 262)/0,94} \\ &= 0,313 \end{aligned}$$

per il rendimento exergetico effettivo dell'intero impianto.

Infine, il rapporto tra il flusso termico ottenuto e la potenza prodotta dalla turbina, è pari a

$$\begin{aligned} \frac{q_t}{P_T} &= \frac{\dot{m}_{estr}(h_4 - h_0)}{\dot{m}_{cond}(h_3 - h_6) + \dot{m}_{estr}(h_3 - h_4)} \\ &= \frac{2932 - 721}{(3323 - 2260) + (3323 - 2932)} = 1,52 \end{aligned}$$

Come si vede, il valore del rendimento exergetico dell'impianto è aumentato solo di poco rispetto al caso dell'Esempio 12.5, poiché il salto entalpico residuo nello stadio di bassa pressione è relativamente modesto e, quindi, l'incremento di potenza in turbina è ancora confrontabile con il valore exergetico del flusso termico sfruttato nel processo. Al contrario, appare significativa la diminuzione del rapporto tra flusso termico ottenuto e potenza prodotta dalla turbina, indice di una maggior elasticità di funzionamento rispetto agli impianti a contropressione.

Esempio 12.8 Con riferimento all'impianto di cogenerazione con turbina a vapore a spillamento considerato nell'Esempio 12.7, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES, definito dalla (12.6), utilizzando i simboli introdotti al Paragrafo 5.4.5 ed i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$. Infine, si valuti il rendimento di primo principio dell'impianto.

Soluzione

Dalla definizione di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 12.7 si può evincere

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{h_4 - h_0}{2(h_3 - h_9)/\eta_{IG}} = \frac{2932 - 721}{2(3223 - 269)/0,94} = 0,360$$

ed, assumendo $P_T \cong P_e$, anche

$$\begin{aligned} \frac{E_e}{E_c} &= \frac{P_T}{\dot{m}_c H_i} = \frac{(h_3 - h_6) + (h_3 - h_4)}{2(h_3 - h_9)/\eta_{IG}} \\ &= \frac{(3323 - 2260) + (3323 - 2932)}{2(3223 - 434)/0,94} = 0,237 \end{aligned}$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,360}{0,9} + \frac{0,237}{0,51}} = -0,16 < 0,1$$

ed, in base ai criteri discussi nel Paragrafo 5.4.5, si conclude che l'impianto qui illustrato non realizza una "cogenerazione ad alto rendimento".

Può anche essere interessante osservare che il rendimento di primo principio dell'impianto in esame, espresso come

$$\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$$

può essere calcolato come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{E_c} = 0,237 + 0,360 = 0,60$$

che, in questo caso, fornisce un valore del 60%.

12.6 COGENERAZIONE CON TURBINE A GAS

Negli ultimi anni, l'impiego delle turbine a gas ha avuto una diffusione crescente nel settore della cogenerazione grazie al basso costo, alla flessibilità d'utilizzo, all'affidabilità ed all'alto valore exergetico del calore reso disponibile allo scarico. I parametri operativi tipici di un moderno impianto con turbina a gas, dalle caratteristiche non troppo spinte, si possono ricavare dall'esame della Fig. 12.7 (a), dove si sono assunti un rapporto delle pressioni: $p_{max}/p_{atm} \cong 12$ e rendimenti isoentropici di compressione ed espansione pari a 0,86.

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

Dalla termodinamica classica sono ben note le possibilità di migliorare il rendimento di un impianto a ciclo aperto semplice con turbina a gas. La più utilizzata è quella di aggiungere uno scambiatore rigenerativo allo schema funzionale di Fig. 12.7 (b). In questo modo, come indicato nella Fig. 12.7 (c), la temperatura allo scarico si abbassa da t_4 a t_5 pur restando sempre, obbligatoriamente, $t_5 \geq t_2$ ($= 400^\circ\text{C}$ nel caso in esame). Per scendere con la temperatura allo scarico sino a valori

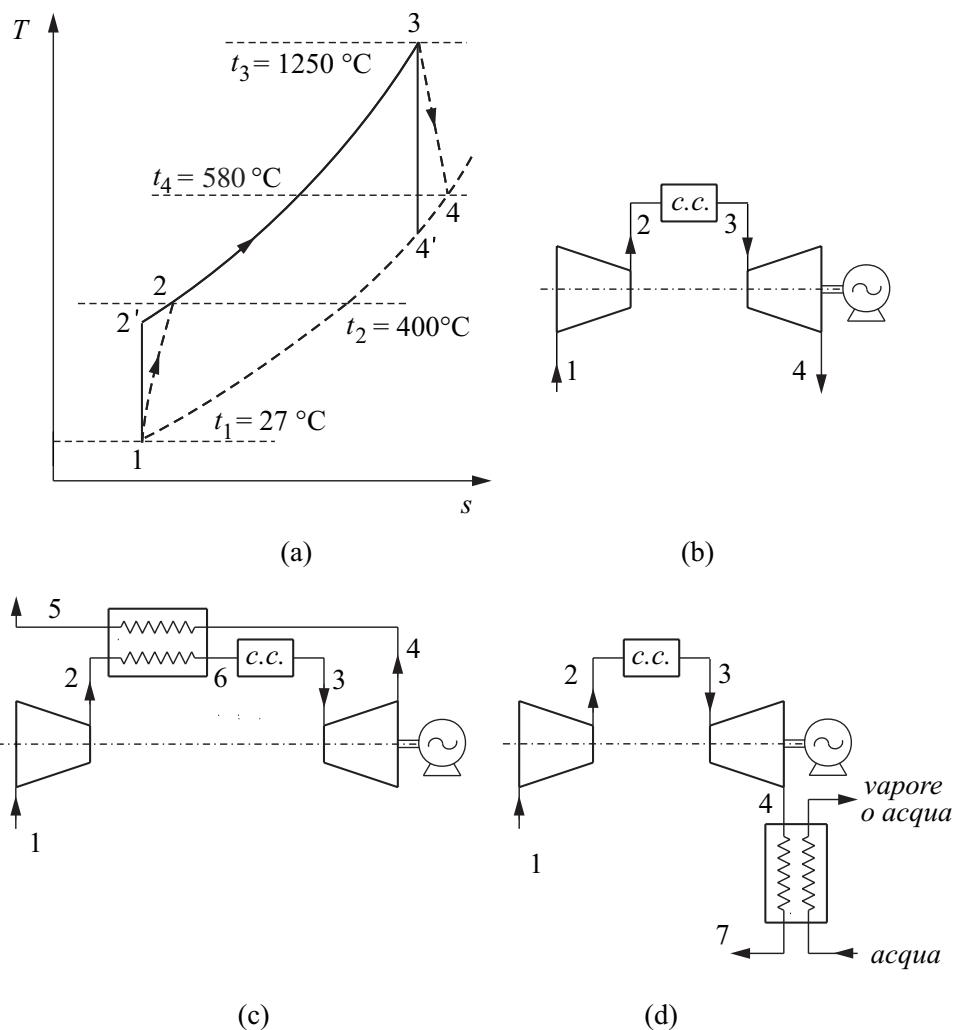


Figura 12.7: Impianto con turbina a gas a ciclo aperto: (a) ciclo termodinamico e valori tipici dei parametri operativi; (b) schema funzionale di un ciclo aperto semplice; (c) schema funzionale di un ciclo aperto con rigenerazione e (d) schema funzionale di un ciclo aperto cogenerativo.

t_7 dell'ordine di 150-200 °C, ancora superiori alla temperatura di rugiada dei fumi, si può inserire un recuperatore di calore come indicato nello schema funzionale di Fig. 12.7 (d). In questo modo si realizza un impianto a cogenerazione nel quale, in aggiunta all'energia elettrica, viene prodotta acqua calda per riscaldamento o vapore di processo.

Le analisi energetiche ed exergetiche degli impianti con turbina a gas si semplificano se si fa riferimento a cicli ad aria standard, trascurando così le variazioni di calore specifico e di portata tra aria e fumi e le variazioni di calore specifico con la temperatura. In queste ipotesi si può assumere che la potenza netta ottenuta, pari alla differenza tra la potenza generata in turbina e quella necessaria al compressore, sia esprimibile come

$$P_T - |P_C| \cong \dot{m}_a[(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \cong \dot{m}_a c_p[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] \quad (12.35)$$

Se la camera di combustione è adiabatica, risulta anche

$$\dot{m}_c e_c \cong \dot{m}_c H_i \cong \dot{m}_a (h_3 - h_2) \cong \dot{m}_a c_p (t_3 - t_2) \quad (12.36)$$

in assenza di rigenerazione, o

$$\dot{m}_c e_c \cong \dot{m}_c H_i \cong \dot{m}_a (h_3 - h_6) \cong \dot{m}_a c_p (t_3 - t_6) \quad (12.37)$$

con rigeneratore in funzione.

Il flusso termico recuperato per la cogenerazione è esprimibile come

$$q_t = \dot{m}_a (h_4 - h_7) \cong \dot{m}_a c_p (t_4 - t_7) \quad (12.38)$$

mentre la potenza exergetica associata al flusso termico recuperato per la cogenerazione è esprimibile come

$$\begin{aligned} \dot{m}_a (e_4 - e_7) &= \dot{m}_a [(h_4 - h_7) - T_a (s_4 - s_7)] \\ &\cong \dot{m}_a c_p \left[(t_4 - t_7) - T_a \ln \frac{T_4}{T_7} \right] \end{aligned} \quad (12.39)$$

Nelle ipotesi poste, i rendimenti energetici ed exergetici degli impianti si possono calcolare in base alle relazioni

$$\eta_I \cong \eta_{II} = \frac{P_T - |P_C|}{\dot{m}_c H_i} = \frac{\dot{m}_a c_p [(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)]}{\dot{m}_a c_p (t_3 - t_2)} = 1 - \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_2} \quad (12.40)$$

per il ciclo aperto semplice, e

$$\begin{aligned}\eta_I \cong \eta_{II} &= \frac{P_T - |P_C|}{\dot{m}_c H_i} = \frac{\dot{m}_a c_p [(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)]}{\dot{m}_a c_p (t_3 - t_6)} \\ &= \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_6}\end{aligned}\quad (12.41)$$

per il ciclo aperto con rigenerazione.

Per il ciclo aperto cogenerativo si ha, invece

$$\begin{aligned}\eta_I &= \frac{(P_T - |P_C|) + q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{\dot{m}_a c_p \{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + (t_4 - t_7)\}}{\dot{m}_a c_p (t_3 - t_2)} \\ &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + (t_4 - t_7)}{t_3 - t_2}\end{aligned}\quad (12.42)$$

ed

$$\begin{aligned}\eta_{II} &= \frac{P_T - |P_C| + \dot{m}_a (e_4 - e_7)}{\dot{m}_c e_c} \cong \frac{P_T - |P_C| + \dot{m}_a (e_4 - e_7)}{\dot{m}_c H_i} \\ &= \frac{\dot{m}_a c_p \{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + [(t_4 - t_7) - T_a \ln(T_4/T_7)]\}}{\dot{m}_a c_p (t_3 - t_2)} \\ &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + [(t_4 - t_7) - T_a \ln(T_4/T_7)]}{t_3 - t_2}\end{aligned}\quad (12.43)$$

Naturalmente, per avere stime più accurate dei rendimenti si può tenere conto delle variazioni di portata tra aria e fumi, e si possono anche valutare entalpie ed entropie facendo riferimento alle tavole delle proprietà termodinamiche dell'aria e dei prodotti della combustione.

Esempio 12.9 Con riferimento alla Fig. 12.7, si valutino i rendimenti di secondo principio degli impianti con turbina a gas ivi schematizzati. Per quanto riguarda l'impianto con rigenerazione, schematizzato in Fig. 12.7 (c), si supponga di poter disporre di un rigeneratore ideale con efficienza e rendimento exergetico unitari in modo da avere: $t_6 = t_4 = 580 \text{ }^\circ\text{C}$ e $t_5 = t_2 = 400 \text{ }^\circ\text{C}$. Per quanto riguarda l'impianto di cogenerazione, schematizzato in Fig. 12.7 (d), si supponga di avere: $t_7 = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_a = t_1 = 27 \text{ }^\circ\text{C}$ (ovvero una temperatura ambiente assoluta: $T_a \cong 300 \text{ K}$) e di poter disporre di due recuperatori di calore: uno ideale con efficienza e rendimento exergetico unitari, ed uno caratterizzato da un rendimento exergetico pari a $(\eta_{II})_{rec} = 0,7$.

Soluzione

Con riferimento alle relazioni (12.40)-(12.43), ai parametri operativi riportati in Fig. 12.7 (a) ed ai dati del problema, risulta

$$\eta_{II}(= \eta_I) = 1 - \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_2} = 1 - \frac{580 - 27}{1250 - 400} = 0,349$$

per l'impianto a ciclo aperto semplice,

$$\eta_{II}(=\eta_I) = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_6} = \frac{(1250 - 580) - (400 - 27)}{1250 - 580} = 0,443$$

per l'impianto a ciclo aperto con rigenerazione ed

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + [(t_4 - t_7) - T_a \ln(T_4/T_7)]}{t_3 - t_2} \\ &= \frac{[(1250 - 580) - (400 - 27)] + [(580 - 150) - 300 \ln(853/423)]}{1250 - 400} = 0,608 \end{aligned}$$

per l'impianto a ciclo cogenerativo nell'ipotesi, a base della (12.43), di poter disporre di un recuperatore di calore ideale che trasferisce alle utenze l'intero valore exergetico del calore messo a disposizione dalla turbina. Se, invece, il recuperatore è caratterizzato da un rendimento exergetico di trasferimento $(\eta_{II})_{rec} = 0,7$ è necessario modificare l'espressione (12.43) tenendo conto del flusso exergetico utile, che è pari al flusso exergetico fornito dalla turbina moltiplicato per $(\eta_{II})_{rec}$. Si ha quindi

$$\begin{aligned} (\eta_{II})_{eff} &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + (\eta_{II})_{rec}[(t_4 - t_7) - T_a \ln(T_4/T_7)]}{t_3 - t_2} = \\ &= \frac{[(1250 - 580) - (400 - 27)] + 0,7[(580 - 150) - 300 \ln(853/423)]}{1250 - 400} = 0,530 \end{aligned}$$

Come si può vedere la cogenerazione consente, in ogni caso, di ottenere rendimenti exergetici più elevati di quelli caratteristici della rigenerazione.

Esempio 12.10 Con riferimento all'impianto di cogenerazione con turbina a gas considerato nella Fig. 12.7 (d) e nell'Esempio 12.9, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES, definito dalla (12.6), utilizzando i simboli introdotti al Paragrafo 5.4.5 ed i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$. Infine, si valuti il rendimento di primo principio dell'impianto.

Soluzione

Dalla definizione di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 12.9 risulta

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{q_t}{\dot{m}_c H_i} = \frac{t_4 - t_7}{t_3 - t_2} = \frac{580 - 150}{1250 - 400} = 0,506$$

ed assumendo $P_T - |P_C| \cong P_e$, anche

$$\begin{aligned} \frac{E_e}{E_c} &= \frac{P_T - |P_C|}{\dot{m}_c H_i} = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_2} \\ &= \frac{(1250 - 580) - (400 - 27)}{1250 - 400} = 0,349 \end{aligned}$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,506}{0,9} + \frac{0,349}{0,51}} = 0,20 > 0,1$$

ed, in base ai criteri discussi nel Paragrafo 5.4.5, si conclude che l'impianto qui illustrato realizza una "cogenerazione ad alto rendimento".

Può anche essere interessante osservare che il rendimento di primo principio dell'impianto in esame, espresso come

$$\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$$

può essere calcolato come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{E_c} = 0,349 + 0,506 = 0,86$$

che, in questo caso, è pari all'86%.

12.7 CICLI COMBINATI GAS-VAPORE

Si parla di cicli combinati quando il calore di scarico di un ciclo che opera ad alta temperatura è utilizzato da un ciclo che opera a temperatura più bassa. Nella concezione attuale, i cicli combinati utilizzano una turbina a gas nella zona di alta temperatura ed una turbina a vapore nella zona di bassa temperatura. La forma più semplice di trasferimento di energia tra i due cicli è l'installazione di un generatore di vapore recuperativo sullo scarico dei fumi della turbina a gas, secondo uno schema simile a quello della Fig. 12.7 (d). In questo caso, naturalmente, la produzione di vapore è strettamente vincolata alla temperatura ed alla portata dei fumi.

Per aumentare la flessibilità di funzionamento qualche volta si sfrutta, oltre all'energia utilizzabile dei fumi, anche il loro contenuto percentuale di ossigeno (derivante dalla combustione con eccesso d'aria nel ciclo a gas). Come indicato nella Fig.

12.8, ciò si realizza inserendo una camera di post-combustione a monte della caldaia a recupero, in modo da poter svincolare parzialmente, nei periodi di punta, la potenza elettrica prodotta nel ciclo a vapore da quella prodotta nel ciclo a gas.

Nei cicli combinati pratici poi, i generatori di vapore recuperativi possono essere notevolmente più sofisticati di quello schematizzato nella Fig. 12.8, consentendo la produzione di vapore a due o più livelli di pressione. Invece, come vedremo meglio nel seguito, non è sempre conveniente utilizzare scambiatori rigenerativi. L'inserimento di uno scambiatore rigenerativo nel ciclo a gas, infatti, abbassa la temperatura dei fumi in uscita dal ciclo stesso, mentre l'inserimento di uno scambiatore rigenerativo nel ciclo a vapore può interferire col funzionamento del generatore di vapore recuperativo riducendone l'efficienza. Al contrario, non vi sono controindicazioni per l'impiego di cicli a vapore cogenerativi in grado di produrre sia energia elettrica sia energia termica.

L'esame di impianti a ciclo combinato complessi non rientra tra gli scopi di questo corso e, nel seguito, ci si limiterà all'analisi dello schema impiantistico più semplice illustrato, appunto, in Fig. 12.8. Alcuni effetti delle scelte impiantistiche più sofisticate saranno, tuttavia, discussi da un punto di vista termodinamico.

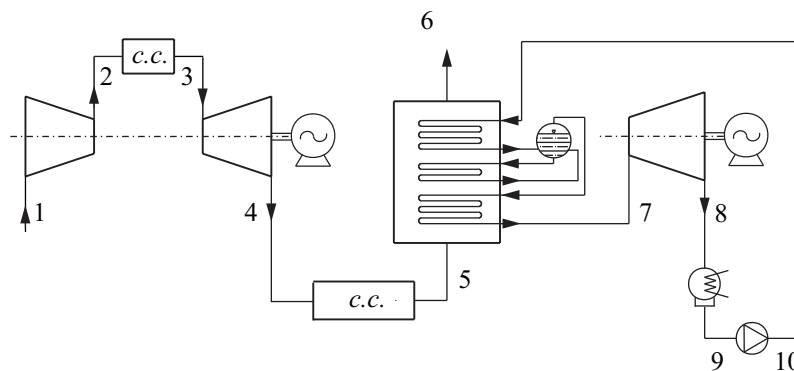


Figura 12.8: Impianto con ciclo combinato gas-vapore.

Nella produzione di energia elettrica, i cicli combinati sono attraenti in quanto, attualmente (2010), arrivano a valori del rendimento globale vicini al 60%, molto più elevati dei valori del rendimento di ciascuno dei due impianti componenti. In effetti, gli impianti combinati gas-vapore rappresentano oggi la tecnologia migliore per la produzione di energia elettrica, non solo in termini di rendimento ma anche in termini di emissioni e costi. Per questo motivo, gli impianti a ciclo combinato stanno spodestando gli impianti a vapore dal ruolo quasi monopolistico finora detenuto nell'industria termoelettrica. Se vogliamo, l'unico svantaggio degli impianti a ciclo combinato è l'obbligo di utilizzare combustibili d'alta qualità, compatibili con l'im-

piego nelle turbine a gas, rinunciando perciò all'utilizzazione di olio combustibile e carbone tipica degli impianti con generatori di vapore.

Esempio 12.11 Si determini il rendimento di un impianto a ciclo combinato, disposto come in Fig. 12.8 e comprendente una turbina a gas, che fornisce una potenza utile di 20 MW, ed una turbina a vapore alimentata dal vapore prodotto nella caldaia a recupero.

Nella situazione di funzionamento qui ipotizzata, la camera di post-combustione è spenta e, di conseguenza, lo stato 4 coincide con lo stato 5 mentre i fumi vengono solo raffreddati nella caldaia a recupero fino alla temperatura $t_6 = 200$ °C. Le temperature caratteristiche del ciclo a gas sono quelle riportate nella Fig. 12.7 (a) e, per semplicità, qui si ipotizza che il fluido operativo sia aria standard con un calore specifico medio $c_{pa} = 1,1$ kJ/(kg K).

Il ciclo a vapore è caratterizzato da una temperatura di condensazione $t_8 = t_9 = 35$ °C e da condizioni di ingresso in turbina: $t_7 = 500$ °C e $p_7 = 6$ MPa. Nei calcoli si trascura il lavoro della pompa, in modo che lo stato 9 coincida con lo stato 10, e si assume un rendimento isoentropico della turbina a vapore pari all'86%.

Soluzione

Nelle ipotesi poste, il rendimento del ciclo a gas è

$$\eta_I = \eta_{II} = 1 - \frac{t_4 - t_1}{t_3 - t_2} = 1 - \frac{580 - 27}{1250 - 400} = 0,349$$

e, di conseguenza, si ha

$$\dot{m}_c H_i \cong \frac{P_g}{\eta_I} = \frac{20000}{0,349} = 57309$$

La portata d'aria elaborata dal ciclo è pari a

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{P_g}{c_{pa}[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)]} \\ &= \frac{20000}{1,1[(1250 - 580) - (400 - 27)]} = 61,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Per il vapore si ha invece $h_9 \cong h_{10} = 147$ kJ/kg ed $h_7 = 3.424$ kJ/kg mentre, procedendo come negli Esempi 12.5 e 12.7, si ricava $h_8 = 2.286$ kJ/kg. Pertanto, da un bilancio termico sulla caldaia a recupero supposta adiabatica verso l'esterno, si ottiene

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_a c_{pa} (t_5 - t_6)}{h_7 - h_{10}} = \frac{61,2 \cdot 1,1(580 - 200)}{3424 - 147} = 7,8 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

e quindi risulta

$$P_v = \dot{m}_v(h_7 - h_8) = 7,8(3424 - 2286) = 8.876 \text{ kW}$$

Il rendimento dell'impianto vale quindi

$$\eta_I \cong \eta_{II} = \frac{P_g + P_v}{\dot{m}_c H_i} = \frac{20000 + 8876}{57309} = 0,504$$

Va rilevato che, nelle realizzazioni attuali, si può salire con la temperatura massima del ciclo a gas fino a valori dell'ordine di 1.500 °C e, come detto, si possono adottare schemi di recupero termico più complessi, producendo vapore a diversi livelli di pressione. In questo modo si arriva ai rendimenti d'impianto (di primo e secondo principio) vicini al 60% citato nelle considerazioni introduttive, od a rendimenti di primo principio ancora superiori se si utilizzano cicli a vapore cogenerativi.

12.7.1 Ammodernamento delle centrali termoelettriche

In molti Paesi industrializzati, gran parte delle centrali termoelettriche a vapore in esercizio sono state costruite almeno 25-30 anni fa. All'epoca della costruzione, l'alimentazione prevista era ad olio combustibile a basso tenore di zolfo e/o a polverino di carbone. Al fine di rientrare nei limiti di emissione imposti dalla normativa oggi in vigore, si è presentata la necessità di:

- effettuare il semplice cambio di combustibile con il passaggio al gas naturale, ovvero
- realizzare sistemi di desolforazione dei fumi, peraltro molto costosi.

Entrambi i rimedi lasciano aperti alcuni problemi: la riduzione delle emissioni inquinanti mediante sistemi di lavaggio dei fumi non ha alcuna influenza sulle emissioni di anidride carbonica, mentre il semplice passaggio a gas naturale in centrali termoelettriche tradizionali comporta un utilizzo improprio di un combustibile prezioso. Pertanto, nell'ottica del ricondizionamento delle centrali ed al fine di garantire almeno altri 15 anni di vita utile, è risultato spesso conveniente procedere ad una scelta tecnologica più avanzata: la trasformazione delle centrali a ciclo Rankine in centrali a ciclo combinato.

Le centrali termoelettriche tradizionali possono essere trasformate in centrali a ciclo combinato sostituendo il generatore di vapore, alimentato ad olio combustibile od a polverino di carbone, con un gruppo turbogas, alimentato a gas naturale e dotato di caldaia a recupero. I vantaggi principali di questa trasformazione, spesso definita "repowering" sono:

12. COGENERAZIONE E CICLI COMBINATI

- un notevole aumento del rendimento di produzione d'energia elettrica che, dal 40%, passa ad oltre il 50%;
- un notevole aumento della potenza, dell'ordine del 250% (ad esempio, da 320 ad 820 MW elettrici);
- la soppressione totale delle emissioni di ossidi di zolfo senza bisogno di costosi impianti di depurazione dei fumi;
- una riduzione drastica delle emissioni di anidride carbonica, sia per il cambio del combustibile sia per l'aumentato rendimento.

Il passaggio al ciclo combinato comporta anche vantaggi nascosti, ma non per questo meno importanti, quali la possibilità d'evitare l'installazione di nuove centrali e la possibilità di sfruttare i collegamenti alla rete elettrica esistenti. Come è noto, infatti, oggi in Italia è molto difficile realizzare sia nuove centrali termoelettriche sia nuove linee di trasmissione dell'energia elettrica.

12.7.2 Analisi energetica dei cicli combinati

Lo schema a blocchi di un impianto a ciclo combinato gas-vapore è illustrato in Fig. 12.9 dove sono evidenziati i versi degli scambi energetici. Le linee continue si riferiscono a flussi di energia sempre presenti, mentre le linee tratteggiate si riferiscono a flussi di energia che non sono attivati in tutti gli impianti. Nell'impianto di Fig. 12.8, ad esempio, manca lo sfruttamento del flusso termico di processo ($q_t = 0$) mentre, nel seguito di questo paragrafo, si ipotizza un funzionamento adiabatico della camera di combustione dell'impianto gas ($q_{ga} = 0$) e l'assenza di post-combustione ($q_c = 0$). Ciò premesso si può dire che, nella gestione ordinaria degli impianti a ciclo combinato più diffusi, i blocchi funzionali schematizzati in Fig. 12.9 operano nella maniera descritta più sotto.

La sezione di impianto a gas riceve il flusso di energia $q_g = \dot{m}_c H_i$ associato al combustibile, mentre fornisce all'alternatore la potenza netta P_g , ed al blocco post-combustione/recuperatore il flusso termico $q_f = \dot{m}_f h_{fe}$, associato all'entalpia dei fumi all'entrata del recuperatore stesso. In un'analisi di prima approssimazione, invece, si usa trascurare le perdite termiche per convezione ed irraggiamento della camera di combustione verso l'ambiente esterno (segnate a tratteggio in quanto si assume, come si è detto, $q_{ga} = 0$).

Il blocco post-combustione/recuperatore riceve il flusso termico q_f dall'impianto a gas, mentre fornisce all'impianto vapore il flusso termico $q_v = \dot{m}_v (h_{vu} - h_{ve})$, associato all'aumento di entalpia del vapore, e disperde all'esterno attraverso il camino il

flusso di energia q_{fa} , associato all'entalpia residua dei fumi allo scarico in atmosfera. D'altra parte, la camera di post-combustione non viene attivata nella gestione ordinaria dell'impianto (ed il relativo apporto energetico è segnato a tratteggio in quanto risulta $q_c = 0$).

L'impianto a vapore riceve il flusso termico q_v , mentre fornisce la potenza netta P_v all'alternatore e scarica nell'ambiente esterno, per mezzo del condensatore, il flusso termico q_{va} . In alcune realizzazioni impiantistiche, l'impianto a vapore è di tipo cogenerativo ed è quindi in grado di fornire calore di processo q_t alle utenze termiche. Tuttavia, nello schema di Fig. 12.9 e nel seguito questa possibilità non è contemplata (ed il relativo flusso energetico è segnato a tratteggio in quanto risulta $q_t = 0$).

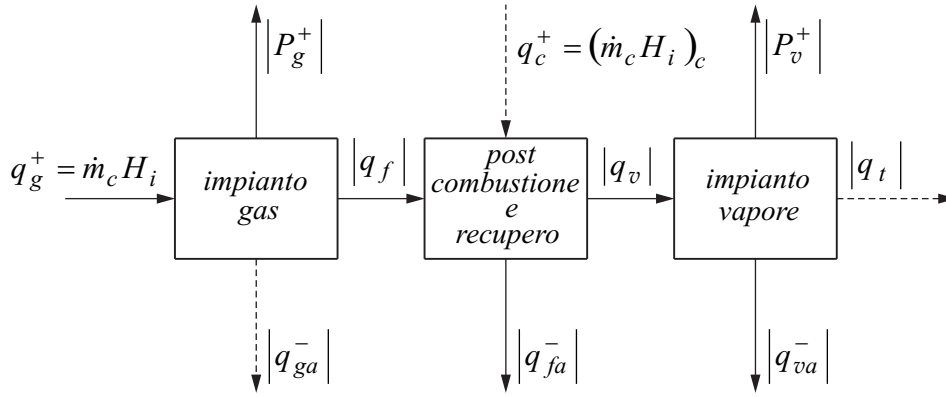


Figura 12.9: Schema a blocchi di un impianto a ciclo combinato gas-vapore.

Nel calcolo del rendimento dell'impianto a ciclo combinato si utilizzano i bilanci energetici e le definizioni di rendimento per i diversi blocchi. Procedendo in sequenza, nelle ipotesi poste più sopra si ottiene

$$P_g^+ = \eta_g q_g^+ = \eta_g \dot{m}_c H_i \quad (12.44)$$

$$|q_f| = q_g^+ - P_g^+ = (1 - \eta_g) q_g^+ \quad (12.45)$$

$$|q_v| = \epsilon_r |q_f| = \epsilon_r (1 - \eta_g) q_g^+ \quad (12.46)$$

$$P_v^+ = \eta_v |q_v| = \eta_v \epsilon_r |q_f| = \eta_v \epsilon_r (1 - \eta_g) q_g^+ \quad (12.47)$$

$$\eta = \frac{P_g^+ + P_v^+}{q_g^+} = \eta_g + \eta_v \epsilon_r (1 - \eta_g) \quad (12.48)$$

dove η_g è il rendimento dell'impianto a gas, ϵ_r è l'efficienza del recuperatore, η_v è il

rendimento dell'impianto a vapore ed η è il rendimento complessivo dell'impianto a ciclo combinato.

Come è ovvio, il rendimento complessivo è funzione del rendimento dell'impianto a gas, dell'efficienza del recuperatore e del rendimento dell'impianto a vapore. Inoltre, dall'espressione (12.48) si vede subito che, nella zona vapore del ciclo combinato, interviene il prodotto $\eta_v \epsilon_r$ e non i singoli fattori ϵ_r ed η_v . Pertanto, va ottimizzato l'insieme dei due processi e non, singolarmente, il recupero termico o la produzione di lavoro nel ciclo a vapore.

I legami funzionali, tuttavia, sono più complessi di quanto appaia da un esame superficiale dell'espressione (12.48). Ad esempio, un aumento del rendimento η_g ottenuto mediante l'inserimento di uno scambiatore rigenerativo nell'impianto a gas, provoca un abbassamento della temperatura dei fumi all'uscita dall'impianto stesso e può, quindi, avere conseguenze negative sul prodotto $\eta_v \epsilon_r$. Al contrario un aumento di η_g , ottenuto attraverso l'aumento della temperatura di entrata in turbina, non ha ripercussioni negative di questo tipo.

Analogamente un aumento del rendimento η_v , ottenuto mediante l'inserimento di scambiatori rigenerativi nel ciclo a vapore, può interferire con il funzionamento del recuperatore riducendone l'efficienza ϵ_r . Al contrario un migliore sfruttamento dell'energia mediante il ricorso alla cogenerazione con la produzione relativa di calore di processo q_t , qui trascurata, non avrebbe ripercussioni negative di questo tipo.

Le considerazioni qualitative riportate più sopra possono essere tradotte in espressioni analitiche. Ovviamente, si vogliono ottenere aumenti del rendimento complessivo, cioè derivate parziali positive dell'espressione (12.48). Per determinare la zona di influenza positiva di η_g sul rendimento complessivo η dell'impianto combinato si pone quindi

$$\frac{\partial \eta}{\partial \eta_g} = 1 - \eta_v \epsilon_r (1 - \eta_g) \frac{\partial (\eta_v \epsilon_r)}{\partial \eta_g} > 0 \quad (12.49)$$

poiché, come si è detto, si può ipotizzare che η_g influenzi il prodotto $\eta_v \epsilon_r$. Dopo alcuni passaggi algebrici, la (12.49) può essere scritta nella forma equivalente

$$\frac{|d\eta_g|}{\eta_g} > \frac{\eta_v \epsilon_r}{\eta_g} \frac{1 - \eta_g}{1 - \eta_v \epsilon_r} \frac{\partial |\eta_v \epsilon_r|}{\eta_v \epsilon_r} \quad (12.50)$$

che meglio si presta ad una interpretazione fisica. Ad esempio, con riferimento a valori orientativi dei diversi parametri quali $\eta_g = 0,3$, $\eta_v = 0,28$ ed $\epsilon_r = 0,7$ si ottiene

$$\frac{|d\eta_g|}{\eta_g} > 0,57 \frac{\partial |\eta_v \epsilon_r|}{\eta_v \epsilon_r}$$

ed, in base alla (12.50), si conclude che una diminuzione dell'1% di $\eta_v \epsilon_r$ al secondo membro è ancora vantaggiosa purché il rendimento dell'impianto a gas η_g aumenti più dello 0,57%.

Analogamente, per determinare la zona di influenza positiva di $\eta_v \epsilon_r$ sul rendimento complessivo η dell'impianto combinato si pone

$$\frac{\partial \eta}{\partial(\eta_v \epsilon_r)} = 1 - \eta_g > 0 \quad (12.51)$$

ottenendo una condizione che è sempre soddisfatta (essendo $\eta_g < 1$) perché, evidentemente, il rendimento complessivo aumenta sempre all'aumentare di $\eta_v \epsilon_r$. L'obiettivo più importante, quindi, è l'aumento di $\eta_v \epsilon_r$ ed, affinché tale prodotto aumenti, si deve avere

$$d(\eta_v \epsilon_r) = \epsilon_r d\eta_v + \eta_v d\epsilon_r > 0 \quad (12.52)$$

ovvero

$$\frac{d\eta_v}{\eta_v} > -\frac{d\epsilon_r}{\epsilon_r} \Rightarrow \frac{d\epsilon_r}{\epsilon_r} > -\frac{d\eta_v}{\eta_v} \quad (12.53)$$

In base alla (12.53) si conclude che un aumento del rendimento η_v è vantaggioso purché maggiore, in valore assoluto, dell'eventuale diminuzione di ϵ_r e, viceversa, un aumento di ϵ_r è vantaggioso purché maggiore, in valore assoluto, dell'eventuale diminuzione di η_v . Vi sarà allora una situazione ottimale nella quale è massimo il prodotto $\eta_v \epsilon_r$ e, quindi, anche il recupero di lavoro a partire dall'entalpia dei fumi in uscita dalla turbina. Il problema dell'ottimizzazione del recupero è affrontato sul piano teorico, ma in ipotesi molto generali, nel paragrafo che segue.

12.7.3 Ottimizzazione del recupero

Per ottenere il massimo lavoro dal raffreddamento, a pressione costante, dei fumi in uscita dalla turbina a gas occorre operare in maniera reversibile. A tal fine, con riferimento alla Fig. 12.10 è possibile ipotizzare la realizzazione di una serie infinita di cicli di Carnot elementari tra i fumi (sorgente calda) e l'ambiente (assorbitore freddo). Per ogni ciclo elementare si ha

$$dL_{re} = dQ^+ \left(1 - \frac{T_a}{T} \right) \quad (12.54)$$

e, quindi, per l'insieme dei cicli elementari risulta

$$L_{re} = \int_e^a dQ - T_a \int_e^a \frac{dQ^+}{T} = (h_e - h_a) - T_a(s_e - s_a) = e_e - e_a \quad (12.55)$$

Come si poteva intuire, il lavoro massimo ottenibile coincide con l'energia utilizza-

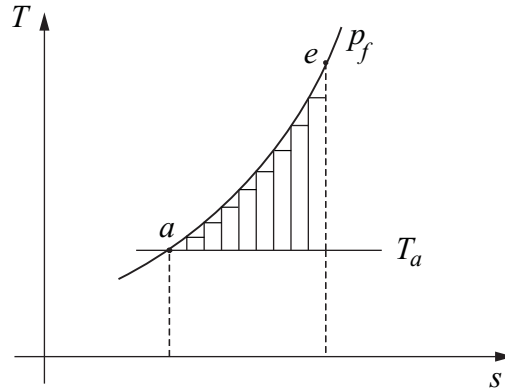


Figura 12.10: Trasformazione di raffreddamento isobaro dei fumi ottenuta con una serie infinita di cicli di Carnot elementari.

bile dei fumi all'entrata del recuperatore ma, nella pratica, non è possibile operare con un numero infinito di cicli elementari. Tuttavia, ci si può avvicinare a questa condizione utilizzando recuperatori di calore che generano il vapore a due o tre livelli di pressione (e quindi di temperatura). Se, ad esempio, il ciclo a vapore risultante potesse essere approssimato mediante l'unione di due cicli di Carnot a vapore saturo, si avrebbe la situazione schematizzata in Fig. 12.11 (a). Se poi, come spesso accade, ci si deve accontentare del recupero termico con la generazione di vapore ad un solo livello di pressione, conviene ugualmente affrontare il problema dell'ottimizzazione del lavoro ottenibile.

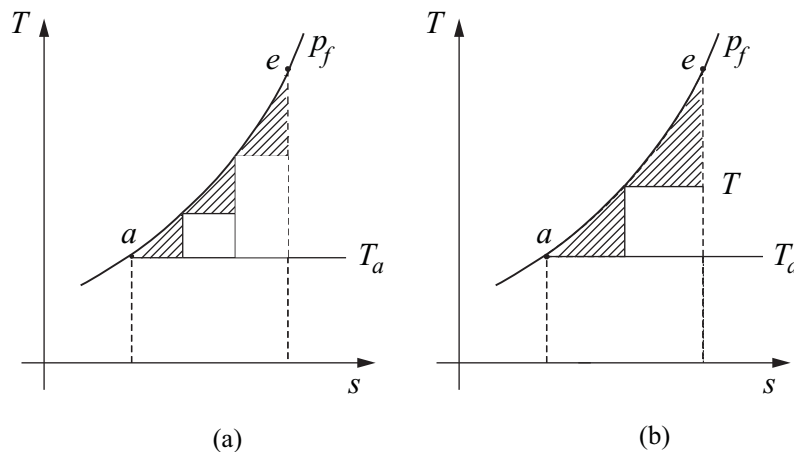


Figura 12.11: Trasformazione di raffreddamento isobaro dei fumi ottenuta con cicli di Carnot a vapore saturo impiegando: (a) due cicli e (b) un solo ciclo.

Con riferimento alla Fig. 12.11 (b), approssimando il ciclo risultante mediante un ciclo di Carnot a vapore saturo, si ottiene

$$L_v = (T - T_a)(s_e - s) = c_p(T - T_a) \ln \frac{T_e}{T} \quad (12.56)$$

e

$$\frac{L_v}{|Q_f|} = \frac{c_p(T - T_a) \ln(T_e/T)}{c_p(T_e - T_a)} = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \frac{T \ln(T_e/T)}{T_e - T_a} \quad (12.57)$$

Di conseguenza, si ha

$$\eta_v \epsilon_r = \frac{L_v}{|Q_v|} \frac{|Q_v|}{|Q_f|} = \frac{L_v}{|Q_f|} = \left(1 - \frac{T_a}{T}\right) \frac{T \ln(T_e/T)}{T_e - T_a} \quad (12.58)$$

e si verifica immediatamente che il prodotto $\eta_v \epsilon_r$ si annulla per $T = T_a$ e $T = T_e$ e che $\eta_v \epsilon_r$ presenta un massimo per: $\ln(T_e/T) = 1 - T_a/T$. Ad esempio, nel caso particolare di $T_a = 300$ K e $T_e = 720$ K, si ottiene il grafico riportato nella Fig. 12.12.

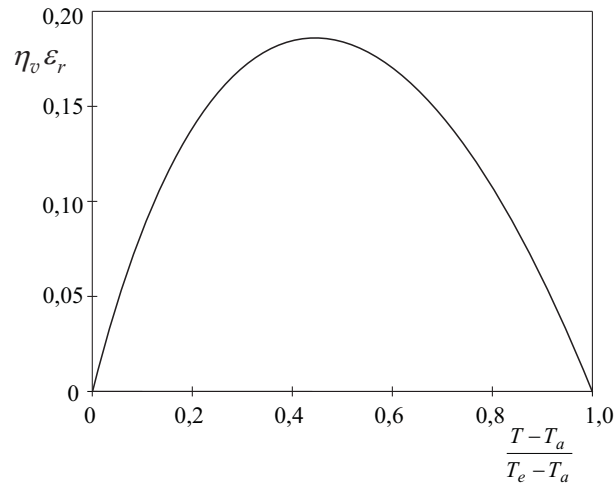


Figura 12.12: Andamento del prodotto $\eta_v \epsilon_r$ in funzione della temperatura adimensionale $(T - T_a)/(T_e - T_a)$ nel caso di $T_a = 300$ K e $T_e = 720$ K.

Valori della temperatura adimensionale maggiori del punto di massimo conducono, infatti, a cicli termodinamici con rendimento η_v più elevato ma peggiorano l'efficienza del recupero termico ϵ_r , mentre valori bassi migliorano l'efficienza del recupero termico ϵ_r ma conducono a cicli con rendimento η_v più basso.

12.8 GENERAZIONE MAGNETOIDRODINAMICA

Nella realtà attuale, i cicli combinati con turbine a gas e turbine a vapore costituiscono il sistema più avanzato per la produzione di energia elettrica. Alcuni anni fa, tuttavia, si credeva che il settore potesse essere ulteriormente innovato attraverso l'introduzione della tecnologia di generazione magnetoidrodinamica (che, purtroppo, non ha ancora superato la fase di sperimentazione industriale).

La generazione magnetoidrodinamica consente di realizzare dei cicli combinati gas-vapore che operano ad una temperatura massima dell'ordine di 3.000 K, molto più elevata di quella possibile (o prevedibile) per le turbine a gas. Negli impianti di questo tipo il generatore magnetoidrodinamico sostituisce la turbina a gas nella zona ad alta temperatura e realizza una conversione diretta dell'energia termica del fluido caldo in elettricità. Il principio operativo della generazione magnetoidrodinamica, e la sua realizzazione funzionale sono illustrati nella Fig. 12.13.

Ad altissima temperatura, i gas subiscono dei fenomeni di dissociazione diventando plasmi costituiti da ioni positivi e ioni negativi. I plasmi sono conduttori di corrente elettrica e, quindi, muovendosi in un campo magnetico ortogonale alla velocità w , si comportano come il cavo elettrico schematizzato in Fig. 12.13 (a), nel quale viene indotta una differenza di potenziale tra i due estremi. Pertanto, come indicato nella Fig. 12.13 (b), un plasma in movimento con velocità w sotto l'influenza del campo magnetico B , dà luogo al vettore elettrico

$$\mathbf{E}_L = \mathbf{w} \times \mathbf{B} \quad (12.59)$$

Nella (12.59), il simbolo \times indica il prodotto vettoriale, od esterno, mentre il modulo di \mathbf{E}_L è indicativo della differenza di potenziale

$$\Delta V = E_L L = L w B \quad (12.60)$$

tra i morsetti posti sul condotto a distanza L . Il generatore magnetoidrodinamico, schematizzato in Fig. 12.13 (c), realizza le condizioni adatte alla generazione diretta di energia elettrica secondo i principi richiamati nelle Eq. (12.59) e (12.60).

Naturalmente, la temperatura di uscita dal generatore magnetoidrodinamico è ancora molto elevata e, quindi, è possibile sfruttare ulteriormente l'energia utilizzabile posseduta dai gas caldi in uscita. In Fig. 12.14, ad esempio, ciò si ottiene ponendo in serie uno scambiatore rigenerativo ed una caldaia a recupero che alimenta un ciclo Rankine a vapor d'acqua. Nelle attuali realizzazioni sperimentali di cicli magnetoidrodinamici si sono raggiunti rendimenti complessivi dell'ordine del 55%, con potenze generate comprese tra 100 ed 500 kW. D'altra parte rendimenti analoghi sono

12.8. GENERAZIONE MAGNETOIDRODINAMICA

raggiunti, a costi minori e con affidabilità maggiore, anche dai moderni e tecnologicamente maturi cicli combinati, e ciò spiega l'attuale fase di stallo nelle applicazioni commerciali dei cicli a generazione magnetoidrodinamica.

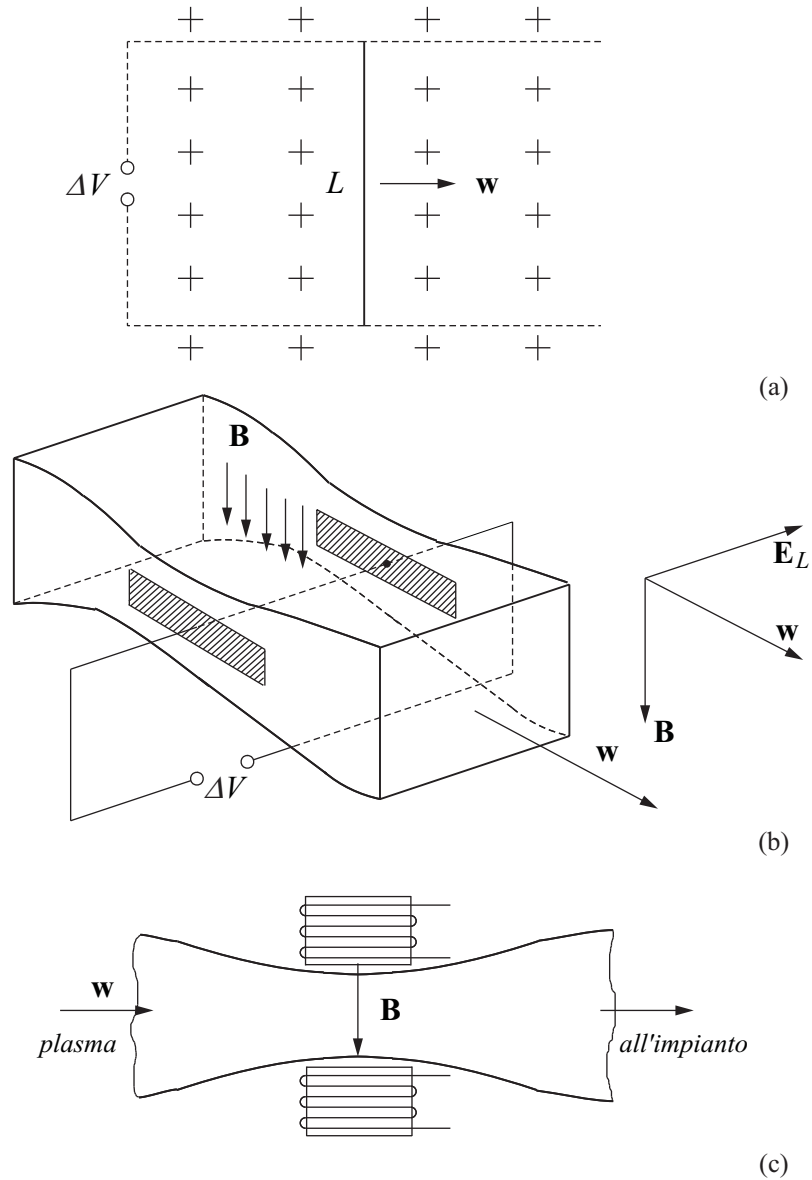


Figura 12.13: Generazione magnetoidrodinamica: (a) differenza di potenziale agli estremi di un conduttore in movimento in un campo magnetico, (b) movimento di un plasma in un campo magnetico e (c) realizzazione funzionale di un generatore.

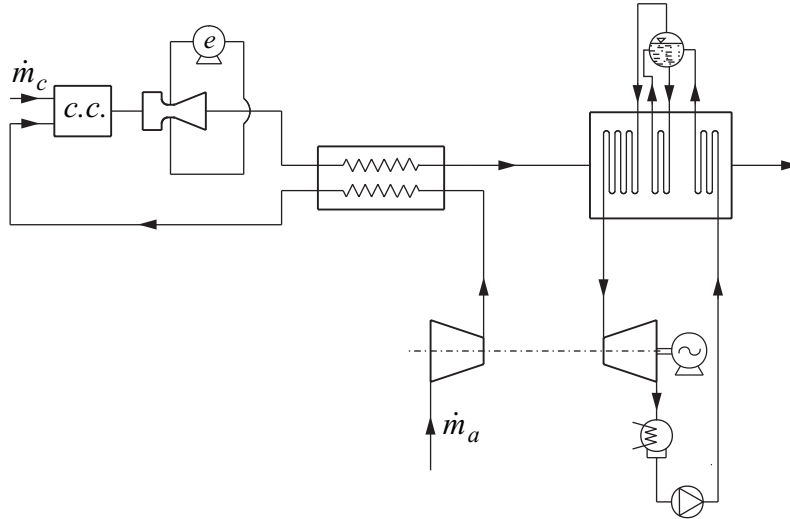


Figura 12.14: Schema funzionale di un impianto con generatore magnetoidrodinamico.

12.9 CONCLUSIONI

In questo capitolo ci si è occupati degli errori più comuni che si commettono nell'utilizzare le fonti primarie fossili e si sono illustrate due tecnologie per evitarli: la cogenerazione ed i cicli combinati gas-vapore.

Nel testo in particolare

- Si è messo in evidenza come la cogenerazione non offra, sostanzialmente, vantaggi termodinamici ma, piuttosto, vantaggi di sistema, in quanto consente di produrre calore a bassa temperatura senza fare ricorso a processi di combustione in generatori di calore tradizionali.
- Per quanto riguarda le applicazioni della cogenerazione, si è fatto riferimento, essenzialmente, alle necessità dell'industria, considerando gli impianti di grande taglia che impiegano motori a combustione interna di derivazione industriale, turbine a vapore o turbine a gas.
- Si è rilevato che la scelta delle turbine a vapore è obbligata qualora vi sia l'esigenza di avere a disposizione vapore di processo mentre, in caso contrario, ci si può orientare verso l'impiego di motori a combustione interna qualora prevalgano le richieste di energia elettrica, o si propende verso l'impiego di turbine a gas qualora prevalgano le richieste termiche.

- Nella cogenerazione con motori Diesel di derivazione industriale si è visto come, oltre ad azionare un alternatore per generare energia elettrica, si possano sfruttare numerose possibilità di recupero termico: dall'aria di sovralimentazione, dall'olio di lubrificazione, dall'acqua di raffreddamento dei cilindri e dai gas di scarico.
- Nella cogenerazione con motori "tipo Diesel", si è evidenziato come venga conservata l'architettura, e quindi la robustezza, dei motori Diesel, mentre venga sostituito il sistema di alimentazione per realizzare un ciclo Otto a gas naturale.
- Nella cogenerazione con turbine a vapore, si è visto come gli impianti possano essere sia a contropressione (quando tutto il vapore scaricato dalla turbina viene inviato alle utenze), sia a spillamento (quando parte del vapore viene inviato ad un condensatore tradizionale).
- Si è notato che, negli ultimi anni, l'impiego delle turbine a gas ha avuto una diffusione crescente nel settore della cogenerazione grazie al basso costo, alla flessibilità d'utilizzo, all'affidabilità ed all'alto valore exergetico del calore reso disponibile allo scarico.
- Si è visto che, in alternativa alla cogenerazione, le turbine a gas possono essere impiegate in impianti a ciclo combinato gas-vapore dove consentono di ottenere rendimenti globali molto elevati, pur utilizzando cicli relativamente semplici.
- Data la crescente importanza dei cicli combinati, si sono presentate: un'analisi energetica delle possibilità di migliorare il rendimento globale di questa tecnologia agendo sulle diverse sezioni di impianto (turbogas, recupero e vapore), ed una procedura di ottimizzazione della sezione di recupero termico.
- A conclusione del capitolo, si è descritto come il settore dei cicli combinati potrebbe essere ulteriormente innovato attraverso l'introduzione della tecnologia di generazione magnetoidrodinamica (che, tuttavia, non ha ancora superato la fase di sperimentazione industriale).

Capitolo 13

Sistemi energetici integrati per l'edilizia

13.1 USI CIVILI DELL'ENERGIA

Come già evidenziato nella Fig. 2.2, circa un terzo dei consumi finali di energia in Italia riguarda usi civili, nei quali la domanda è, a sua volta, concentrata per il 70% circa su usi termici (approssimativamente: 60% riscaldamento e 10% produzione di acqua sanitaria), mentre il restante 30% è attribuibile ad usi elettrici (condizionamento incluso). Sugli usi termici si può intervenire riducendo i fabbisogni ed incrementando i recuperi, come indicato nel Capitolo 11 ed, in alternativa, razionalizzando i processi di generazione, come si mostrerà in questo capitolo.

Il punto di partenza è, anche in questo caso, l'economia di sistema collegata alla cogenerazione, ovvero alla generazione integrata di elettricità e calore. Nel Capitolo 12, la cogenerazione era stata esaminata in un contesto essenzialmente industriale, che prevedeva la produzione di calore di processo o, al limite, di calore per il riscaldamento di grandi utenze fisicamente vicine alla centrale. È evidente, però, che la cogenerazione può essere applicata anche alla produzione di calore a servizio di medie utenze civili lontane dalla centrale. In quest'ultimo caso, tuttavia, si incontrano difficoltà di collegamento alla centrale, soprattutto quando le utenze da servire sono sparse con bassa densità su un territorio vasto. Normalmente, la distribuzione del calore sul territorio si effettua con reti primarie, a vapore o ad acqua, alle quali sono allacciate le sottocentrali delle utenze servite. Dalle sottocentrali si dipartono le reti secondarie locali a servizio degli impianti di riscaldamento e di generazione di acqua calda sanitaria. L'applicazione delle tecnologie cogenerative alla centrale di produzione del calore, accompagnata dalla realizzazione della rete di distribuzione primaria, viene detta "teleriscaldamento", cioè riscaldamento a distanza.

La richiesta di calore per il riscaldamento è concentrata nei mesi invernali e, di conseguenza, la centrale cogenerativa e la rete primaria non sono utilizzate in maniera ottimale durante i mesi estivi. Di qui il crescente successo del “teleraffrescamento”, la tecnologia che consente di sfruttare la centrale cogenerativa e la rete primaria per la produzione di acqua refrigerata. Durante l'estate, infatti, la centrale di cogenerazione e la rete primaria possono continuare a funzionare, fornendo calore a macchine frigorifere ad assorbimento poste a servizio degli impianti locali di condizionamento.

La rete primaria di teleriscaldamento, oltre che complessa da gestire, è anche difficile da realizzare. Non è agevole, infatti, attuare interventi impiantistici di un certo rilievo nei centri storici ad alta densità abitativa e, per contro, non è facile servire utenze residenziali nei quartieri periferici, od utenze dei settori commerciale e terziario collocate, spesso, a notevole distanza una dall'altra. Per questo motivo, da quando la tecnologia ha messo a disposizione unità cogenerative di piccola taglia, caratterizzate da buoni livelli di affidabilità ed efficienza, l'alternativa rappresentata dalla cogenerazione diffusa sul territorio sta incontrando un favore crescente. Grazie a questa soluzione impiantistica, la metodologia della generazione integrata di elettricità e calore è diventata interessante, se non per i condomini, almeno per tutta una serie di medie utenze appartenenti ai settori commerciale e terziario che, per la loro localizzazione, non sono facilmente raggiungibili con reti di teleriscaldamento tradizionali. Nei casi in cui si realizzi la cogenerazione diffusa poi, nulla vieta di abbinare i gruppi di cogenerazione a macchine frigorifere ad assorbimento, al fine di produrre, in maniera integrata, elettricità e calore d'inverno ed elettricità e freddo d'estate. Questa scelta progettuale viene comunemente definita, con ovvio significato: “trigenerazione”.

L'alternativa tradizionale al teleriscaldamento, eventualmente integrato con il teleraffrescamento, è rappresentata dalle pompe di calore ad azionamento elettrico che, nelle applicazioni impiantistiche, vengono quasi sempre utilizzate nella versione duale (in grado, cioè, di funzionare come pompe di calore nella stagione invernale e come refrigeratori nella stagione estiva). Le pompe di calore ad azionamento elettrico, oltre ad essere una scelta termodinamicamente corretta per la produzione di calore, possono essere impiegate anche quando, per ragioni tecniche, economiche od urbanistiche, i sistemi di teleriscaldamento non risultano convenienti od accettabili. La misura dell'efficienza (di primo principio) delle pompe di calore ad azionamento elettrico nell'uso come riscaldatori è data dal rapporto tra la quantità di calore che esse riescono a mettere a disposizione e l'energia elettrica spesa per il loro azionamento. Tale rapporto viene detto “coefficiente di effetto utile” e, nell'uso normale, varia da 2 a 4 assumendo valori che sono, grosso modo, la metà di quelli massimi teorici.

Nel settore residenziale, una potenziale alternativa alle pompe di calore elettriche,

apparsa di recente sul mercato, è rappresentata da pompe di calore ad assorbimento di piccola taglia nelle quali l'energia termica viene fornita dalla combustione del gas naturale. Nelle macchine di questo tipo, la misura dell'efficienza di primo principio è data dal rapporto tra la quantità di calore prodotta e l'energia primaria spesa, sotto forma di gas naturale, per produrla. Nell'uso normale, tale rapporto si aggira intorno ad 1,5 e, nella terminologia dei generatori di calore, corrisponde ad un rendimento di primo principio del 150%. D'altra parte, le pompe di calore ad assorbimento alimentate con gas naturale sono molto più costose delle pompe di calore elettriche e, per questo motivo, vengono considerate un prodotto di nicchia.

Nell'ottica di una riduzione dei consumi di energia primaria (e delle conseguenti emissioni di anidride carbonica) per il riscaldamento degli edifici, le pompe di calore sono una scelta termodinamicamente corretta. D'altra parte, le pompe di calore ad azionamento elettrico (che, come si è osservato, sono di gran lunga le più diffuse) risultano competitive sul piano economico solo nei Paesi in cui la disponibilità di ingenti risorse idroelettriche, od il ricorso massiccio all'energia nucleare, permettono di contenere il prezzo dell'energia elettrica. In Italia l'energia elettrica risulta mediamente più costosa che negli altri Paesi Occidentali e, quindi, le pompe di calore elettriche risultano economicamente convenienti solo in presenza di forti incentivi fiscali.

13.2 CONFRONTO TRA COGENERAZIONE E POMPE DI CALORE

Come si è rilevato nel Paragrafo 12.2, la cogenerazione è un approccio corretto al problema della produzione di calore a bassa temperatura. Poiché una soluzione alternativa dello stesso problema è rappresentata dall'impiego di pompe di calore elettriche, appare interessante un confronto tra le due possibilità fondato sull'analisi termodinamica dei cicli reversibili schematizzati in Fig. 13.1.

Con riferimento alle Fig. 13.1 (a) e (b), si evince facilmente che la differenza tra il lavoro ottenuto dal ciclo diretto ed il lavoro ottenuto dal ciclo cogenerativo, può essere espressa come

$$L_D - L_C = (T_1 - T_a)\Delta s - (T_1 - T_2)\Delta s = (T_2 - T_a)\Delta s \quad (13.1)$$

In cambio della perdita di lavoro, il ciclo cogenerativo consente di utilizzare la quantità di calore

$$|Q_2| = T_2 \Delta s \quad (13.2)$$

alla temperatura $T_2 > T_a$.

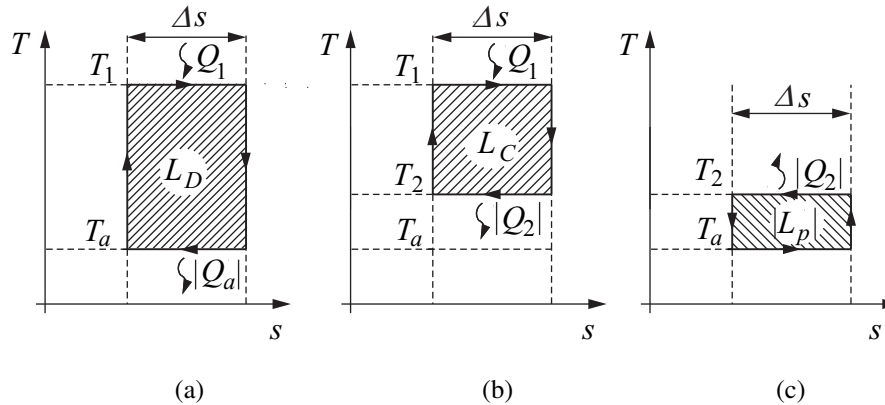


Figura 13.1: Schematizzazione di cicli reversibili che operano tra le stesse temperature con la stessa differenza di entropia: (a) diretto, (b) cogenerativo e (c) inverso a pompa di calore.

Il ciclo inverso a pompa di calore, rappresentato nella Fig. 13.1 (c), mette a disposizione la stessa quantità di calore $|Q_2|$ a fronte della spesa di lavoro

$$|L_p| = (T_2 - T_a)\Delta s = L_D - L_C \quad (13.3)$$

Pertanto, da un punto di vista termodinamico, non vi è differenza tra:

- sostituire un ciclo diretto con un ciclo a cogenerazione, perdendo il lavoro $(L_D - L_C)$ per ottenere in cambio il calore $|Q_2|$ e
- impiegare parte del lavoro $|L_p| = (L_D - L_C)$, prodotto dal ciclo diretto, per azionare una pompa di calore che, in cambio, produce la quantità il calore $|Q_2|$.

I vantaggi e gli svantaggi di una tecnologia rispetto all'altra vanno ricercati, quindi, nelle diverse situazioni di impiego, e non sono di ordine termodinamico ma tecnico-economico.

13.3 TELERISCALDAMENTO

Come si è già rilevato, per teleriscaldamento si intende l'applicazione delle tecnologie cogenerative ad una centrale di produzione di energia elettrica e calore, accompagnata dalla realizzazione della rete primaria, a vapore o ad acqua, per la distribuzione del calore alle utenze sparse sul territorio. Le singole utenze sono servite, infatti, da sottocentrali allacciate alla rete primaria che, da un punto di vista funzionale, sostituiscono le centrali termiche tradizionali.

13.3.1 Consumi energetici per il teleriscaldamento

Come si è visto nel Paragrafo 11.5.1, i consumi termici degli edifici sono i flussi di calore che si devono fornire con l'impianto di riscaldamento al fine di mantenere le condizioni programmate di temperatura all'interno dei locali abitati. Nel regime stazionario invernale, i flussi così forniti sono dati dalla differenza tra i flussi termici uscenti dagli edifici e gli apporti di calore gratuiti.

I flussi termici uscenti dagli edifici sono calcolabili in base ai flussi termici dispersi per conduzione ed ai flussi termici associati alla ventilazione degli ambienti. Attraverso un'ovvia estensione della (11.38) dal singolo edificio all'insieme degli edifici collegati alla rete di teleriscaldamento, il flusso globale uscente può essere ancora espresso mediante una relazione del tipo

$$q_u = q_d + q_v \cong (t_i - t_e) \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) \quad (13.4)$$

nella quale è stata evidenziata la differenza di temperatura motrice. I simboli utilizzati nella (13.4) hanno tutti un significato intuitivo, ma vale la pena di ricordare che b_j , definito dalla (11.36), è un fattore adimensionale di correzione delle differenze di temperature, n è il numero di rinnovi orari dell'aria nel volume considerato, e 3600 s/h è il fattore di conversione necessario per avere q_u espresso in watt [W].

La potenza termica massima richiesta alla centrale di teleriscaldamento può essere determinata trascurando, per sicurezza, gli apporti gratuiti di calore. In tale ipotesi, la potenza risulta pari al valore massimo atteso per il secondo membro della (13.4)

$$q_{max} \cong (t_i - t_e)_{max} \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) \quad (13.5)$$

che, a sua volta, dipende dalla massima differenza di temperatura attesa tra interno ed esterno.

Naturalmente, la temperatura media giornaliera varia durante la stagione di riscaldamento, mantenendosi su valori maggiori od uguali a $(t_e)_{min}$. Di conseguenza, l'energia globale uscente durante la stagione di riscaldamento deve essere espressa mediante una relazione che tenga conto della differenza di temperatura media stagionale. A tale fine, viene spesso utilizzata la relazione omologa della (11.48),

$$Q_u = Q_d + Q_v = 0,024 \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) GG \quad (13.6)$$

in cui compaiono i gradi giorno GG . Si noti che, nella (13.6), Q_u è espresso in chilowattora per anno e, di conseguenza, si deve utilizzare il fattore di conversione 0,024 (= 24/1.000) kWh/d, rapporto tra i fattori di conversione: 24 h/d

e 1.000 W/kW.

Come si può intuire, i consumi termici sono inferiori ai flussi dispersi grazie agli apporti gratuiti di calore. Tali apporti sono stati trascurati, per sicurezza, nel calcolo della potenza termica massima, ma non possono più essere trascurati nel calcolo dei consumi. Nel caso del teleriscaldamento, tuttavia, si può tenere conto degli apporti gratuiti in modo approssimato, riducendo i gradi giorno dal valore vero GG ad un valore effettivo $(GG)_{eff} < GG$. Con tale scelta, tutto accade come se si fosse assunta una temperatura interna effettiva inferiore, di uno o due kelvin, a quella vera. Tenuto conto di questa approssimazione, si può predisporre un grafico delle frequenze con cui si presentano le differenze di temperatura medie giornaliere effettive $(\Delta t)_{eff}$, ottenendo un andamento del tipo schematizzato in Fig. 13.2. Come al solito, in diagrammi di questo tipo il valore numerico letto in ascissa rappresenta il numero totale di giorni in cui una differenza di temperatura Δt^* , individuata sul grafico, viene superata nel corso della stagione di riscaldamento.

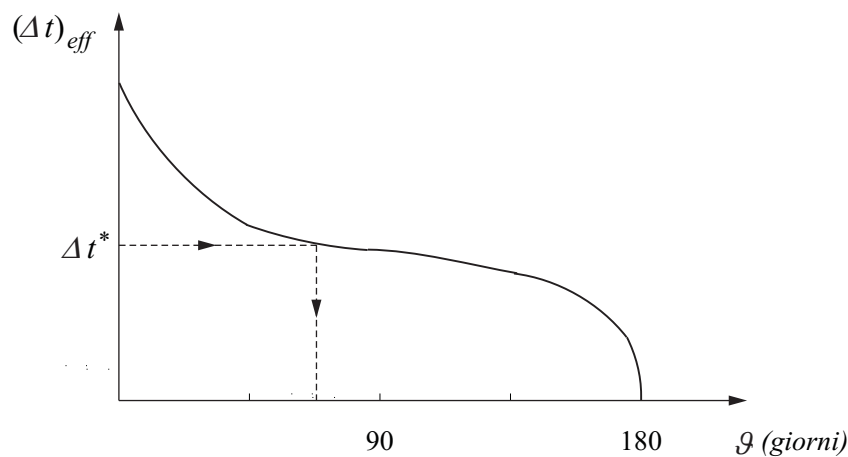


Figura 13.2: Distribuzione di frequenza delle differenze di temperatura medie giornaliere effettive durante la stagione di riscaldamento.

Poiché la potenza termica necessaria per il riscaldamento può essere espressa come

$$q = (\Delta t)_{eff} \left(\sum U_j A_j b_j + \frac{\rho c_p}{3600} nV \right) \quad (13.7)$$

il diagramma delle frequenze di $(\Delta t)_{eff}$ risulta sovrapponibile, a meno di un fattore di scala, al diagramma dei carichi termici q riportato nella Fig. 13.3, cioè al diagramma di frequenza delle potenze termiche richieste alla centrale di cogenerazione.

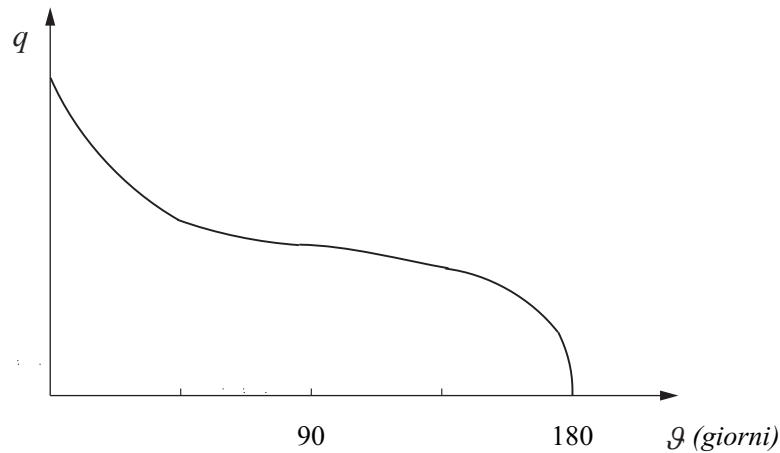


Figura 13.3: Distribuzione dei carichi termici durante la stagione di riscaldamento.

13.3.2 Impianti di teleriscaldamento

Come si è detto, il teleriscaldamento consiste nel produrre in modo centralizzato il calore per poi distribuirlo su un'area molto vasta. In linea di principio, la produzione del calore potrebbe avvalersi di sole caldaie tradizionali ma, nel contesto in cui questo capitolo si pone, considereremo solo centrali che producono, in maniera combinata, elettricità e calore. I cogeneratori sono molto più costosi delle caldaie tradizionali e, quindi, devono poter funzionare a carichi elevati per la maggior parte dell'anno. Ciò si ottiene scegliendo attentamente la potenza termica dei cogeneratori sulla base del diagramma dei carichi 13.4.

Il diagramma dei carichi termici di un impianto di teleriscaldamento, riportato nella Fig. 13.4, risulta lievemente diverso da quello di Fig. 13.3 a causa dei carichi aggiuntivi rappresentati dai consumi di acqua sanitaria. La potenza termica ottimale q_{ott} per la centrale di cogenerazione è, generalmente, dell'ordine del 50% della potenza totale massima richiesta, in quanto tale potenza consente di contenere le dimensioni dei cogeneratori pur riuscendo a fornire un'aliquota considerevole della quantità totale di calore richiesta (area tratteggiata). Dal punto di vista operativo, inoltre, si preferisce spegnere l'impianto di cogenerazione anche ai carichi più bassi e, di conseguenza, si fa fronte alle "punte" ed alle "code" dei carichi con caldaie tradizionali.

Come evidenziato nello schema di principio di Fig. 13.5, la rete di distribuzione del calore comprende un circuito primario su cui è attestata la centrale di produzione, e tanti circuiti secondari quante sono le sottocentrali al servizio delle singole utenze. I vettori termici più utilizzati nella rete primaria sono il vapore, l'acqua pressurizzata

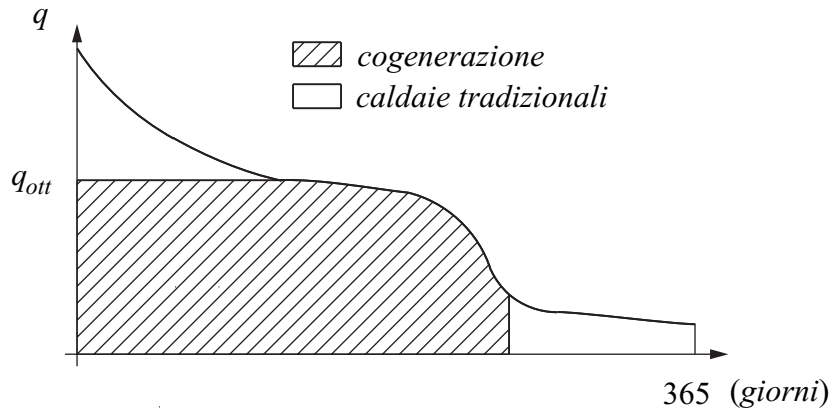


Figura 13.4: Potenze richieste ad un impianto di teleriscaldamento e scelta della potenza ottimale di cogenerazione q_{ott} .

ad alta temperatura e l'acqua a media temperatura. Le quantità di calore trasportate per unità di massa di fluido vettore sono date dalle differenze di entalpia ($h_M - h_R$) tra la mandata ed il ritorno del fluido. Di conseguenza, le portate massiche di fluido vettore in centrale sono calcolabili in base alla relazione

$$\dot{m} = \frac{q}{h_M - h_R} \quad (13.8)$$

dove q è la potenza termica richiesta. Ovviamente, con il vapore si hanno le differenze di entalpia maggiori e le portate minori, mentre con l'acqua a media temperatura si hanno le differenze di entalpia minori e le portate maggiori. L'utilizzo del vapore, d'altra parte, costringe a scegliere un cogeneratore basato su un ciclo Rankine al posto dei più convenienti cogeneratori basati su turbine a gas o su motori a com-

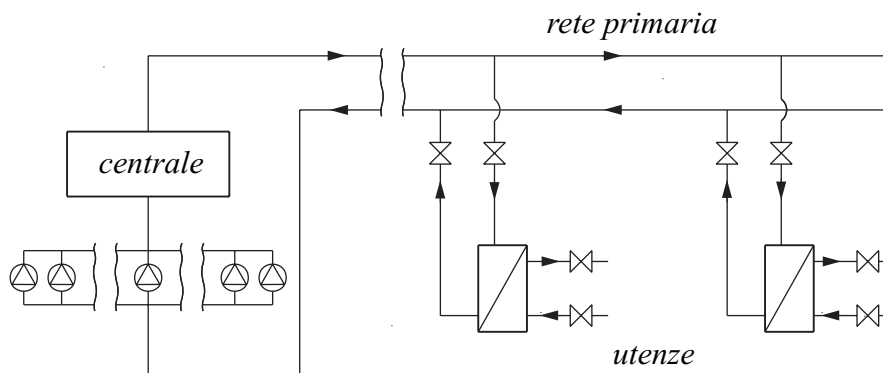


Figura 13.5: Schema di principio di una rete di teleriscaldamento.

bustione interna di derivazione industriale. In armonia con queste considerazioni, l'acqua pressurizzata ad alta temperatura è il fluido vettore preferito nella maggior parte degli impianti medio-grandi attuali, mentre l'acqua a media temperatura viene impiegata negli impianti a servizio di aree ristrette.

Le sottocentrali installate presso le singole utenze sono del tipo schematizzato nella Fig. 13.6 e, come si è già osservato, sostituiscono le centrali termiche "di condominio". Due scambiatori di calore, corredati dai dispositivi di regolazione e sicurezza previsti dalla normativa, separano idraulicamente la rete primaria esterna dalla rete secondaria interna, trasferendo energia ai circuiti ad acqua a media temperatura utilizzati negli impianti di riscaldamento e di produzione dell'acqua sanitaria. I costi della fornitura di calore vengono addebitati in funzione delle indicazioni del misuratore di energia termica (detto, appunto, "contatore di calore"), che valuta in continuo il flusso termico

$$q = \dot{m}(h_M - h_R) = \dot{m}c(t_M - t_R) \quad (13.9)$$

a partire dalle misure di portata massica e differenza di temperatura tra mandata e ritorno dell'acqua.

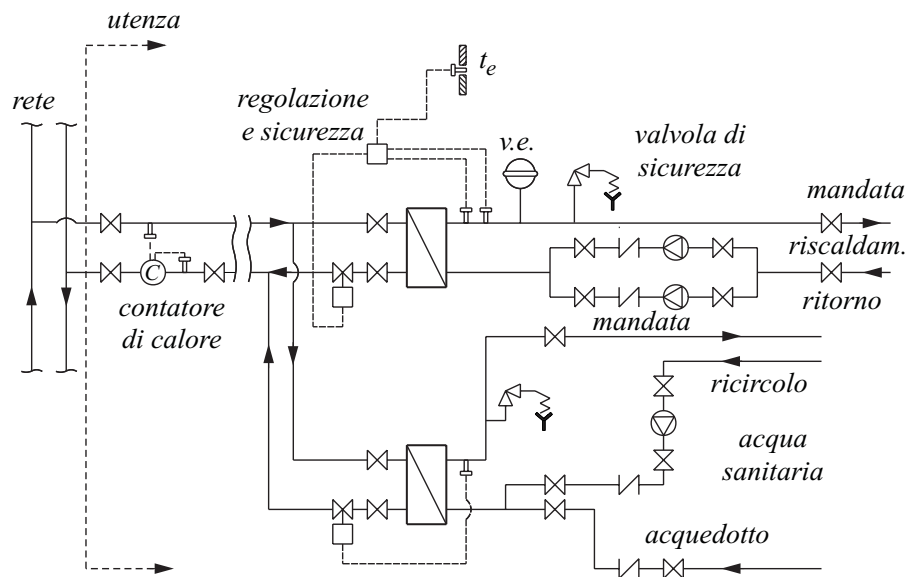


Figura 13.6: Schema funzionale di una sottocentrale allacciata alla rete di teleriscaldamento.

Esempio 13.1 Si determinino le quantità di calore trasportate, per unità di massa di fluido vettore, da: vapore, acqua pressurizzata ad alta temperatura ed acqua a media temperatura.

Soluzione

Di solito, il vapore parte in condizioni di lieve surriscaldamento e ritorna come liquido sottoraffreddato. Per il vapore si può, quindi, assumere:

$$h_M - h_R \cong 2.500 \text{ kJ/kg}$$

Per l'acqua pressurizzata ad alta temperatura si può ipotizzare una temperatura di mandata di 140 °C ed una temperatura di ritorno di 60 °C. Di conseguenza si ha

$$h_M - h_R = c(t_M - t_R) \cong 4,187(140 - 60) = 335 \text{ kJ/kg}$$

Per l'acqua a media temperatura si può ipotizzare una temperatura di mandata di 90 °C ed una temperatura di ritorno di 60 °C. Di conseguenza si ha

$$h_M - h_R = c(t_M - t_R) \cong 4,187(90 - 60) = 126 \text{ kJ/kg}$$

Da quanto visto emerge che, a parità di potenza termica richiesta, la portata massica di acqua a media temperatura è pari a circa $2500/126 \cong 20$ volte quella del vapore, e circa $335/126 \cong 2,7$ volte quella dell'acqua pressurizzata ad alta temperatura

13.3.3 Teleraffrescamento

Nel Paragrafo 13.3.2 si è visto che la curva dei carichi tipica degli impianti di teleriscaldamento è tutt'altro che piatta. La richiesta termica per la produzione di acqua sanitaria nel periodo estivo risulta, infatti, abbastanza marginale rispetto alla richiesta termica per il riscaldamento nel periodo invernale. Di conseguenza, durante il periodo estivo la rete primaria e la centrale di cogenerazione sono sottoutilizzate, al punto che si preferisce far fronte alle code dei carichi con caldaie tradizionali rinunciando alla produzione di energia elettrica.

La modalità di gestione in assetto di "teleraffrescamento" consente di migliorare le curve di carico degli impianti durante il periodo estivo e, quindi, suscita un interesse notevole. Affinché il servizio di fornitura calore possa venire ampliato senza stravolgere la centrale di cogenerazione e la rete primaria, occorre installare delle macchine frigorifere ad assorbimento nelle sottocentrali a servizio delle singole utenze. Come si vedrà nel Paragrafo 13.7, le macchine ad assorbimento realizzano un ciclo inverso impiegando energia termica disponibile a temperature che, generalmente, sono comprese tra i 100 ed i 130 °C. I vincoli sulla temperatura alla quale deve essere fornito il calore sono stati, tuttavia, ridotti notevolmente dallo sviluppo tecnologico. Negli ultimi anni, infatti, sono apparsi sul mercato refrigeratori ad assorbimento di taglia medio-piccola che possono funzionare con discreti livelli di efficienza anche se alimentati con acqua calda a 90 °C (temperatura di mandata tipica degli impianti di teleriscaldamento ad acqua a media temperatura).

A proposito delle macchine ad assorbimento, è opportuno osservare che, in linea di principio, esse possono funzionare come refrigeratori nella stagione estiva e come pompe di calore nella stagione invernale. Nel contesto del teleraffrescamento (e, come vedremo, anche della trigenerazione) sono, tuttavia, utilizzati soltanto i refrigeratori ad assorbimento. Le pompe di calore ad assorbimento, infatti, producono calore a temperature relativamente basse e, quindi, non sono compatibili con i normali impianti a radiatori ma richiedono terminali particolari come pannelli radianti o ventilconvettori.

13.4 MINI E MICROCOGENERAZIONE

Come si è già rilevato, la costruzione di una rete primaria di teleriscaldamento presenta molte difficoltà e, di conseguenza, appare attraente il ricorso a piccole unità di cogenerazione distribuite sul territorio. Negli ultimi anni, l'avvento sul mercato di cogeneratori di taglia ridotta, basati su motori a ciclo Otto di tipo automobilistico e su mini e microturbine a gas, ha reso mini e microcogenerazione interessanti per tutta una serie di medie utenze dei settori commerciale e terziario che, per la loro localizzazione, non sarebbero state facilmente raggiungibili con reti di teleriscaldamento tradizionali. (Nel Dlgs 20/2007, le unità di cogenerazione di taglia ridotta vengono definite microcogeneratori quando hanno potenze elettriche inferiori a 50 kW e minicogeneratori quando hanno potenze elettriche comprese tra 50 kW ed 1 MW).

La localizzazione dei piccoli impianti di cogenerazione presso gli utenti facilita, ovviamente, la realizzazione delle reti primarie che, in non pochi casi, si riducono a semplici collegamenti effettuati nella centrale impianti. Oltre alle diverse dimensioni della rete primaria, tra teleriscaldamento e mini e microcogenerazione vi sono anche importanti differenze gestionali riguardanti l'utilizzazione dell'energia elettrica prodotta. Nel teleriscaldamento, infatti, l'energia elettrica viene immessa direttamente nella rete nazionale, mentre il solo calore viene distribuito alle utenze. Nella mini e microcogenerazione, invece, le utenze consumano la maggior parte dell'energia elettrica autoprodotta (oltre che, evidentemente, tutta l'energia termica).

13.4.1 Mini e microgenerazione con motori a ciclo Otto

Come riportato nella Tabella 12.1, i sistemi di cogenerazione basati su motori a ciclo Otto di tipo automobilistico hanno potenze elettriche comprese tra i 20 ed i 100 kW. Per quanto riguarda i carburanti, viene utilizzato in prevalenza il gas naturale ma non mancano esempi di motori alimentati con biogas e biocarburanti.

Nei piccoli motori non sono convenienti i recuperi termici sull'olio e sulla sovralimentazione (che, peraltro, è quasi sempre assente) e, di conseguenza, si effettuano i soli recuperi sui fumi di scarico e sull'acqua di raffreddamento. In questo modo, sul totale del calore scaricato all'esterno viene recuperato il 40% circa dallo scambiatore posto sui fumi, ed il 20% circa dallo scambiatore posto sul circuito di raffreddamento (mentre, ovviamente, il residuo 40% va perduto). Naturalmente il recupero termico complessivo diminuisce ancora se, al posto di acqua a media temperatura, si produce acqua pressurizzata ad alta temperatura in quanto, oltre i 90 °C, è possibile sfruttare solo il calore scaricato con i fumi.

I piccoli motori per la cogenerazione non sono caratterizzati da componenti particolarmente innovativi e, quindi, hanno rendimenti elettrici abbastanza limitati, ovvero valori del rapporto $P_e/(\dot{m}H_i)$ compresi tra il 20 ed il 30%. Pertanto, questi cogeneratori risultano economicamente competitivi solo in presenza di un recupero termico effettuato per buona parte dell'anno. In compenso, i piccoli motori sono caratterizzati da un'elevata flessibilità di esercizio, con possibilità di funzionamento ai carichi parziali (fino al 20-30% del carico nominale) senza eccessivo decadimento delle prestazioni.

Esempio 13.2 *Con riferimento ad un impianto di cogenerazione con motore a ciclo Otto di piccola taglia avente le seguenti caratteristiche: $\dot{m}_c H_i = 108$ kW, $P_e = 30$ kW, $q = \dot{m}_w(h_M - h_R) = 64$ kW con $t_M = 90$ °e $t_R = 70$ °C, si esprimano il valore exergetico dell'unità di calore recuperato, il rendimento di primo principio ed il rendimento exergetico complessivo nell'ipotesi che, per la temperatura ambiente, si abbia $T_a = 273$ K.*

Soluzione

Procedendo come nell'Esempio 12.3 con le ovvie identificazioni dei pedici: $e = R$ ed $M = u$, si ha

$$\frac{e_u - e_e}{h_u - h_e} = 1 - \frac{273 \ln(363/343)}{90 - 70} = 0,23$$

Inoltre, risulta

$$\frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} = \frac{30}{108} = 0,28$$

e

$$\frac{\dot{m}_w(h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = \frac{64}{108} = 0,59$$

ed il rendimento di primo principio, stimabile come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} + \frac{\dot{m}_w(h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,28 + 0,59 = 0,87$$

è pari all'87%. Infine, sulla base della (12.10), il rendimento exergetico dell'impianto

può essere calcolato come

$$\eta_{II} = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} + \frac{\dot{m}_w (e_u - e_e) (h_u - h_e)}{h_u - h_e} \frac{1}{\dot{m}_c H_i} = 0,28 + 0,23 \cdot 0,59 = 0,42$$

La cogenerazione consente, quindi, un miglioramento del rendimento exergetico di impianto che passa dal 28% (nella produzione di sola energia elettrica) al 42% (nella produzione di elettricità e calore) ma resta, comunque, ben inferiore all'87% del rendimento di primo principio.

Esempio 13.3 Con riferimento all'impianto di cogenerazione con motore a ciclo Otto considerato nell'Esempio 13.2, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES, utilizzando i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$.

Soluzione

Procedendo come nell'Esempio 12.4, e con riferimento alla definizione (5.2) di PES, si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 13.2 risulta

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{\dot{m}_w (h_u - h_e)}{\dot{m}_c H_i} = 0,59$$

e

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} = 0,28$$

Di conseguenza, sostituendo questi ultimi valori nella definizione di PES, si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,59}{0,9} + \frac{0,28}{0,51}} = 0,17 > 0$$

e si conclude che l'impianto illustrato realizza una "microcogenerazione ad alto rendimento".

13.4.2 Mini e microgenerazione con turbine a gas

Come riportato nella Tabella 12.1, i sistemi di cogenerazione basati su mini e microturbine a gas hanno potenze elettriche comprese tra i 30 ed i 200 kW. Per quanto riguarda i combustibili, viene utilizzato in prevalenza il gas naturale ma alcuni costruttori forniscono, su ordinazione, turbine alimentate con biogas.

Nel settore delle mini e microturbine a gas non sono convenienti scelte tecnologiche sofisticate e, di conseguenza, ci si orienta su macchine caratterizzate da temperature di ingresso in turbina dell'ordine dei 900 °C e da valori del rapporto di compressione limitati, compresi tipicamente tra 3 e 5. Con tali valori del rapporto di compressione, sia il compressore sia la turbina sono di tipo centrifugo monostadio a flusso radiale mentre, per non penalizzare troppo il rendimento elettrico, il ciclo termodinamico comprende sempre uno scambiatore rigenerativo sui gas di scarico. I gas di scarico escono dal rigeneratore a temperature comprese tra i 250 ed i 300 °C, ma l'utilizzo di un combustibile "pulito" come il gas naturale consente un raffreddamento ulteriore dei fumi nello scambiatore recuperativo gas-acqua fino a temperature dell'ordine dei 100 °C garantendo, quindi, un buon recupero termico.

Lo schema funzionale di un impianto con microturbina a gas è rappresentato nella Fig. 13.7. Come nei motori a combustione interna, il recupero termico è, sostanzialmente, indipendente dalla produzione elettrica, in quanto il flusso termico recuperato può variare da zero al massimo senza condizionare la produzione elettrica. A differenza dei motori a combustione interna, invece, le mini e microturbine non sono adatte a funzionare a carico elettrico ridotto. Infine, le mini e microturbine sono molto sensibili alle condizioni climatiche esterne in quanto, all'aumentare della temperatura, diminuisce la densità dell'aria aspirata e si ha un decremento sensibile della potenza elettrica prodotta ed una riduzione, sia pur meno marcata, del rendimento.

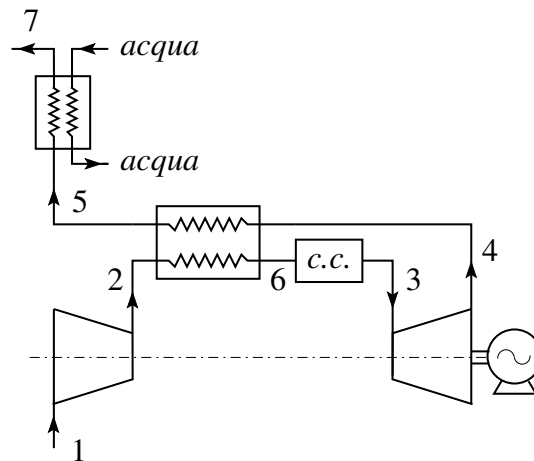


Figura 13.7: Schema funzionale di un impianto di cogenerazione con microturbina a gas.

Esempio 13.4 Con riferimento all'Esempio 12.9, si valuti il rendimento di secondo principio dell'impianto con microturbina a gas schematizzato in Fig. 13.7. Si faccia riferimento alle condizioni operative di ciclo: $t_1 = 27\text{ °C}$ ($\cong 300\text{ K}$), $t_2 = 150\text{ °C}$,

$t_3 = 900\text{ °C}$ e $t_4 = 650\text{ °C}$. Per il rigeneratore si abbia: $t_7 = 100\text{ °C}$, $t_5 = 310\text{ °C}$ e, di conseguenza: $t_4 - t_5 = t_6 - t_2 = 340\text{ K}$, oltre che $t_6 = t_2 + (t_6 - t_2) = 150 + 340 = 490\text{ °C}$. Per quanto riguarda, infine, lo scambiatore recuperativo gas-acqua, si considerino sia un recuperatore ideale ad efficienza unitaria, sia un recuperatore con rendimento exergetico pari a $(\eta_{II})_{rec} = 0,7$ in modo da evitare l'ipotesi di recupero termico dai fumi senza irreversibilità.

Soluzione

Con riferimento all'Esempio 12.9 ed ai parametri operativi qui considerati, il rendimento di primo (e secondo) principio del ciclo a semplice rigenerazione (ovvero con recupero escluso) risulterebbe pari a

$$\eta_I = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_6} = \frac{(900 - 650) - (150 - 27)}{900 - 490} = 0,285$$

Per l'impianto a ciclo cogenerativo, si ha un rendimento di secondo principio

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + [(t_5 - t_7) - T_a \ln(T_5/T_7)]}{t_3 - t_6} \\ &= \frac{[(900 - 650) - (150 - 27)] + [(310 - 100) - 300 \ln(583/373)]}{900 - 490} = 0,470 \end{aligned}$$

nell'ipotesi di validità della (12.43), e quindi di rendimento exergetico unitario del recuperatore di calore.

Nel calcolo del rendimento exergetico dell'impianto a ciclo cogenerativo reale, con rendimento exergetico non unitario del recuperatore, non si può usare direttamente l'espressione (12.43), poiché il flusso exergetico utile è pari al flusso exergetico fornito moltiplicato per $(\eta_{II})_{rec}$. Si ha quindi

$$\begin{aligned} (\eta_{II})_{eff} &= \frac{[(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)] + (\eta_{II})_{rec}[(t_5 - t_7) - T_a \ln(T_5/T_7)]}{t_3 - t_6} = \\ &= \frac{[(900 - 650) - (150 - 27)] + 0,7[(310 - 100) - 300 \ln(583/373)]}{900 - 490} = 0,415 \end{aligned}$$

a dimostrazione del fatto che il rendimento di secondo principio risente considerevolmente delle perdite exergetiche nel recuperatore posto sui fumi.

Esempio 13.5 Con riferimento all'Esempio 12.10 ed all'impianto di cogenerazione con microturbina a gas considerato nell'Esempio 13.4, si calcolino l'indice di risparmio di energia primaria PES (utilizzando i valori di riferimento $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_e = 0,51$), ed il rendimento di primo principio dell'impianto.

Soluzione

Dalla definizione (5.2) di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_t}{\eta_t E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dall'Esempio 13.4 risulta

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{t_5 - t_7}{t_3 - t_6} = \frac{310 - 100}{900 - 490} = 0,512$$

e

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{(t_3 - t_4) - (t_2 - t_1)}{t_3 - t_6} = 0,285$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES , si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,512}{0,9} + \frac{0,285}{0,51}} = 0,11 > 0,1$$

e si conclude che l'impianto illustrato realizza una "cogenerazione ad alto rendimento".

Il rendimento di primo principio dell'impianto in esame, è definibile come

$$\eta_I = \frac{E_e + E_t}{E_c}$$

ed è, quindi, calcolabile come somma dei rapporti

$$\eta_I = \frac{E_e}{E_c} + \frac{E_t}{E_c} = 0,285 + 0,512 = 0,80 = 80\%$$

13.4.3 Trigenerazione

Come già nel teleriscaldamento, anche nella mini e microcogenerazione diffuse sul territorio si hanno curve dei carichi tutt'altro che piatte e, di conseguenza, i gruppi di cogenerazione rischiano di essere sottoutilizzati durante il periodo estivo. Pertanto, anche in questo caso può essere conveniente installare una macchina frigorifera ad assorbimento in grado di produrre freddo a partire dall'energia termica resa disponibile dal cogeneratore durante l'estate. Il sistema energetico risultante dall'abbinamento di un cogeneratore ad una macchina frigorifera ad assorbimento viene detto "sistema di trigenerazione" in quanto produce energia elettrica e calore per il riscaldamento nel periodo invernale, ed energia elettrica e freddo per il condizionamento nel periodo estivo. (In linea di principio sarebbe anche possibile utilizzare una macchina ad assorbimento duale, al fine di sfruttare l'assetto refrigeratore per il condiziona-

mento estivo e l'assetto pompa di calore per il riscaldamento invernale. (Come si è già osservato a proposito del teleraffrescamento, tuttavia, l'impiego di macchine ad assorbimento duali in assetto pompa di calore non è proponibile a causa della temperatura troppo bassa del calore prodotto).

I sistemi di trigenerazione, in quanto basati su componenti già illustrati nei paragrafi precedenti, non richiedono ulteriori approfondimenti tecnici o termodinamici. Le uniche considerazioni aggiuntive di un certo interesse riguardano le definizioni di risparmio di energia primaria (*PES*) e di rendimento exergetico per la fase di produzione combinata di elettricità e freddo.

Il consumo di energia primaria nella produzione di freddo "tradizionale" potrebbe essere quantificato in armonia con le indicazioni contenute nella Scheda Tecnica N. 21 allegata alla delibera AEEG 177/05, facendo riferimento alla produzione di energia elettrica E_e in una centrale termoelettrica ed allo sfruttamento di tale energia per produrre l'energia frigorifera $E_f = \epsilon E_e$ in un impianto a compressione caratterizzato, appunto, da un coefficiente di effetto utile medio stagionale ϵ . In analogia con quanto visto al Paragrafo 5.4.5, è allora possibile scrivere

$$\Delta E_c = \left(\frac{E_f}{\epsilon \eta_e} + \frac{E_e}{\eta_e} \right) - E_c \quad (13.10)$$

dove

- $E_c = m_c H_i$ è l'energia primaria fornita all'impianto di trigenerazione,
- E_e/η_e è l'energia primaria che sarebbe stato necessario impiegare per produrre in una centrale termoelettrica la stessa quantità di energia elettrica E_e ottenuta dall'impianto di trigenerazione, ed
- $E_f/(\epsilon \eta_e)$ è l'energia primaria che sarebbe stato necessario impiegare per produrre l'energia elettrica E_f/ϵ utilizzata dalla macchina frigorifera a compressione per avere la stessa quantità di energia frigorifera E_f ottenuta dall'impianto di trigenerazione.

Di conseguenza, l'espressione entro parentesi si può interpretare come la somma delle energie primarie immesse in impianti convenzionali per la produzione separata delle stesse quantità di energia frigorifera ed energia elettrica messe a disposizione dall'impianto di trigenerazione. A questo punto dividendo entrambi i membri della (13.10) per la quantità entro parentesi, si perviene alla definizione cercata

$$PES = \frac{\Delta E_c}{\frac{E_f}{\epsilon \eta_e} + \frac{E_e}{\eta_e}} = 1 - \frac{1}{\frac{E_f}{\epsilon \eta_e E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}} \quad (13.11)$$

cioè all'espressione adimensionale del "risparmio" di energia primaria realizzato con

l'impianto trigenerativo rispetto agli impianti convenzionali separati.

Il rendimento exergetico di un sistema di trigenerazione può essere espresso come

$$\eta_{II} = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} + \frac{q_E |1 - T_a/T_E|}{\dot{m}_c H_i} \quad (13.12)$$

in quanto somma di due contributi: la potenza elettrica generata ed il flusso exergetico associato alla produzione di freddo.

Successivamente, il flusso exergetico associato alla produzione di freddo, che compare al secondo membro della (13.12), può essere scritto in forma più conveniente per le stime numeriche. A tal fine, anticipando i risultati che saranno ottenuti nel Paragrafo 13.7.1, si può porre

$$\frac{q_E |1 - T_a/T_E|}{\dot{m}_c H_i} = \frac{q_E |1 - T_a/T_E|}{q_G} \frac{q_G}{\dot{m}_c H_i} = \frac{\epsilon_T}{\epsilon_{Carnot}} \frac{q_G}{\dot{m}_c H_i} \quad (13.13)$$

dove ϵ_T è il coefficiente di effetto utile della macchina frigorifera ad assorbimento, ϵ_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo frigorifero di Carnot tra la temperatura T_E e la temperatura ambiente T_a , e q_G è il calore di recupero trasferito alla macchina frigorifera ad assorbimento. Infine, sostituendo la (13.13) nella (13.12) ed introducendo i rapporti energetici E_e/E_c ed E_t/E_c , si ottiene l'espressione compatta

$$\eta_{II} = \frac{E_e}{E_c} + \frac{\epsilon_T}{\epsilon_{Carnot}} \frac{E_t}{E_c} \quad (13.14)$$

che ben si presta alle stime numeriche del rendimento di secondo principio della trigenerazione.

Esempio 13.6 *Con riferimento all'impianto di trigenerazione con motore a ciclo Otto considerato nell'Esempio 13.2, si calcoli l'indice di risparmio di energia primaria PES definito dalla (13.11), utilizzando i valori di riferimento $\epsilon = 3$, $\eta_t = 0,9$, ed $\eta_e = 0,51$ oltre al valore $\epsilon_T = 0,7$.*

Soluzione

Con riferimento alla definizione (13.11) di PES si ha

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{E_f}{\epsilon \eta_e E_c} + \frac{E_e}{\eta_e E_c}}$$

mentre dalla definizione di effetto utile termico al Paragrafo 13.7.1, e dall'Esempio 13.2 risulta

$$\frac{E_f}{E_c} = \frac{E_f}{E_t} \frac{E_t}{E_c} = \epsilon_T \frac{E_t}{E_c} = 0,7 \cdot 0,59 = 0,42$$

e

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} = 0,28$$

Di conseguenza, sostituendo nella definizione di PES , si ottiene

$$PES = 1 - \frac{1}{\frac{0,42}{3 \cdot 0,51} + \frac{0,28}{0,51}} = -0,21 < 0$$

e si conclude che l'utilizzo della macchina frigorifera ad assorbimento migliora la gestione della centrale cogenerativa, ma non realizza alcun risparmio di energia primaria.

Esempio 13.7 Si calcoli il rendimento exergetico di un impianto di trigenerazione basato su un motore a ciclo Otto abbinato ad una macchina frigorifera ad assorbimento, assumendo: $E_e/E_c = 0,28$, $E_t/E_c = 0,59$, ed $\epsilon_T = 0,7$ per una produzione di freddo alla temperatura media di 8°C (ovvero $T_E = 281\text{ K}$) quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 305\text{ K}$.

Soluzione

Con riferimento al Paragrafo 13.4.3 si ha in sequenza:

$$\epsilon_{Carnot} = \frac{T_E}{T_a - T_e} = \frac{281}{305 - 281} = 11,7$$

$$\eta_{III} = \frac{E_e}{E_c} + \frac{\epsilon_T}{\epsilon_{Carnot}} \frac{E_t}{E_c} = 0,28 + \frac{0,7}{11,7} 0,59 = 0,315$$

In questo caso la trigenerazione consente un miglioramento modesto del rendimento exergetico complessivo che passa dal 28% (produzione di sola energia elettrica) al 31,5% (produzione di elettricità e freddo). Come si è rilevato più volte vi sono, comunque, vantaggi a livello della gestione del sistema in quanto si può far funzionare il cogeneratore anche nel periodo estivo.

13.5 MACCHINE A CICLO INVERSO

Nella loro configurazione più semplice, le macchine a ciclo inverso a compressione di vapore sono caratterizzate dallo schema funzionale e dal ciclo termodinamico illustrati nella Fig. 13.8. Nelle analisi di tali macchine, si usa distinguere tra "assetto

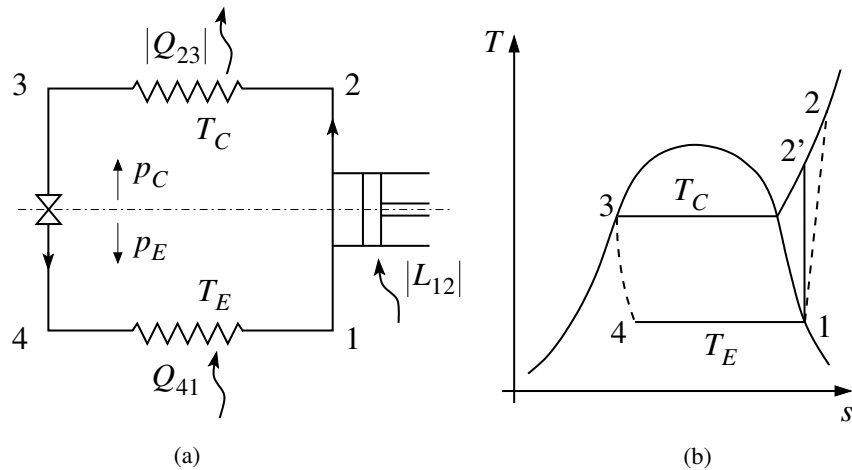


Figura 13.8: Macchina a ciclo inverso a compressione di vapore: (a) schema funzionale e (b) ciclo termodinamico.

refrigeratore”, quando l’effetto utile è l’asportazione di calore a temperature inferiori a quella ambiente, ed “assetto riscaldatore”, quando l’effetto utile è la fornitura di calore a temperature superiori a quella ambiente. Nella pratica, tuttavia, le macchine a ciclo inverso a compressione in assetto refrigeratore vengono, più brevemente, definite “refrigeratori a compressione”, mentre le macchine a ciclo inverso a compressione in assetto riscaldatore vengono definite “pompe di calore a compressione”. Inoltre, si parla di “pompe di calore a compressione duali” quando ci si riferisce a macchine a ciclo inverso in grado di produrre sia energia frigorifera nel periodo estivo, sia energia termica nel periodo invernale. In quest’ambito le pompe di calore duali elettriche costituiscono la scelta più consolidata e diffusa, anche se non mancano esempi di pompe di calore azionate da motori a combustione interna.

Con riferimento alla Fig. 13.8 (a), le trasformazioni che hanno luogo nei diversi componenti di una macchina a ciclo inverso possono essere così descritte:

- compressione adiabatica $\overline{12}$ in un compressore che, almeno nelle macchine piccole e medie, è di tipo alternativo;
- cessione di calore isobara $\overline{23}$ nel condensatore, con raffreddamento fino alla temperatura di condensazione T_C e successivo cambiamento di fase vapore-liquido;
- laminazione adiabatica irreversibile $\overline{34}$, caratterizzata da un’entalpia finale uguale a quella iniziale;
- assorbimento di calore isobaro $\overline{41}$ nell’evaporatore alla temperatura T_E fino a

completare il cambiamento di fase liquido-vapore.

Con riferimento alla Fig. 13.8 (b), le ipotesi che consentono di determinare le proprietà termodinamiche dei capisaldi sono:

- il punto 1 si trova nello stato di vapore saturo secco alla pressione di evaporazione p_E ;
- il punto 2' si trova alla stessa entropia di 1, ma alla pressione di condensazione p_C ;
- il punto 3 si trova nello stato di liquido saturo alla pressione p_C ,
- il punto 4 si trova alla stessa entalpia di 3, ma alla pressione p_E .

Infine, nell'ipotesi di compressione irreversibile contemplata in Fig. 13.8 (b), la entalpia del punto 2 può essere determinata in base alle conoscenze di $h_{2'}$, h_1 e del rendimento di compressione isoentropico

$$\eta_{ic} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (13.15)$$

13.5.1 Macchine a ciclo inverso a compressione in assetto refrigeratore

Nell'assetto refrigeratore delle macchine a ciclo inverso a compressione, l'effetto desiderato è l'asportazione di calore a temperatura inferiore a quella ambiente, ed il coefficiente di effetto utile è esprimibile come

$$\epsilon = \frac{Q_{41}}{|L_{12}|} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (13.16)$$

Il rendimento exergetico è, invece, esprimibile come

$$\eta_{II} = \frac{e_1 - e_4}{|L_{12}|} = \frac{(h_1 - h_4) - T_a(s_1 - s_4)}{h_2 - h_1} \quad (13.17)$$

se riferito al ciclo termodinamico, mentre è esprimibile come

$$\eta_{II} = \frac{Q_{41}|1 - T_a/T_E|}{|L_{12}|} = \epsilon \frac{T_a - T_E}{T_E} = \frac{\epsilon}{\epsilon_{Carnot}} \quad (13.18)$$

se riferito ad un impianto che produce il freddo alla temperatura T_E . In quest'ultimo caso, ϵ_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo frigorifero di Carnot che si svolga tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_E alla quale il freddo viene prodotto.

Esempio 13.8 Per una macchina a ciclo inverso a compressione che, in assetto refrigeratore, produce l'effetto utile alla temperatura media di $8\text{ }^\circ\text{C}$ quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 305\text{ K}$, si determinino il coefficiente di effetto utile massimo ϵ_{max} ed il rendimento exergetico ipotizzando un coefficiente di effetto utile medio stagionale $\epsilon = 3$.

Soluzione

In base ai dati del problema si ha $T_E (= 273 + 8) = 281\text{ K}$. Di conseguenza, dalla (13.18) si ottiene

$$\epsilon_{max} = \frac{T_E}{T_a - T_E} = \frac{281}{305 - 281} = 11,7$$

e

$$\eta_{II} = \frac{\epsilon}{\epsilon_{max}} = \frac{3}{11,7} = 0,26$$

13.5.2 Macchine a ciclo inverso a compressione in assetto riscaldatore

Nell'assetto riscaldatore delle macchine a ciclo inverso a compressione, l'effetto desiderato è la fornitura di calore a temperatura superiore a quella ambiente, ed il coefficiente di effetto utile è esprimibile come

$$\epsilon' = \frac{|Q_{23}|}{|L_{12}|} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{(h_2 - h_1) + (h_1 - h_4)}{h_2 - h_1} = 1 + \epsilon \quad (13.19)$$

Il rendimento exergetico è esprimibile come

$$\eta_{II} = \frac{e_2 - e_3}{|L_{12}|} = \frac{(h_2 - h_3) - T_a(s_2 - s_3)}{h_2 - h_1} \quad (13.20)$$

se riferito al ciclo termodinamico, mentre è esprimibile come

$$\eta_{II} = \frac{|Q_{23}| |1 - T_a/T_C|}{|L_{12}|} = \epsilon \frac{T_C - T_a}{T_C} = \frac{\epsilon'}{\epsilon'_{Carnot}} \quad (13.21)$$

se riferito ad un impianto che produce il calore alla temperatura T_C . In quest'ultimo caso, ϵ'_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot a pompa di calore che si svolga tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_c alla quale il calore viene prodotto.

Esempio 13.9 Per una macchina a ciclo inverso a compressione che, in assetto riscaldatore, produce l'effetto utile alla temperatura media di $50\text{ }^\circ\text{C}$ quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 280\text{ K}$, si determinino il coefficiente di effetto utile massimo ϵ'_{max} ed il rendimento exergetico ipotizzando un coefficiente di effetto utile

medio stagionale $\epsilon' = 3,5$.

Soluzione

In base ai dati del problema si ha $T_C (= 273 + 50) = 323$ K. Di conseguenza, dalla (13.21) si ottiene

$$\epsilon'_{max} = \frac{T_C}{T_C - T_a} = \frac{323}{323 - 280} = 7,5$$

e

$$\eta_{II} = \frac{\epsilon'}{\epsilon'_{max}} = \frac{3,5}{7,5} = 0,47$$

13.6 SORGENTI TERMICHE

Con riferimento alle pompe di calore a compressione duali azionate elettricamente, appare interessante esaminare le metodologie più utilizzate per il prelievo del calore gratuito dall'ambiente esterno. Nel Dlgs 28/11, che recepisce la Direttiva 2009/28/CE, il calore prelevato all'esterno viene considerato fonte rinnovabile di energia ed, in tale contesto, si definiscono

- “energia aerotermica” il calore prelevato dall'aria esterna;
- “energia idrotermica” il calore prelevato dalle acque superficiali ed
- “energia geotermica” il calore prelevato dalle acque profonde o dal terreno.

Nel seguito si esamineranno le metodologie di prelievo del calore esterno dall'aria, dall'acqua e dal terreno e, per completare l'esame dei problemi pratici che si incontrano durante l'impiego delle pompe di calore, si accennerà alle configurazioni assunte dagli impianti di climatizzazione a seguito dell'inserimento delle pompe di calore elettriche duali.

13.6.1 Aria esterna

L'aria esterna è la sorgente termica più utilizzata, in quanto consente il prelievo diretto del calore senza l'interposizione di costosi circuiti idraulici. Inoltre, le pompe di calore ad aria esterna ben si prestano al funzionamento duale come riscaldatori durante l'inverno e refrigeratori durante l'estate. Per consentire il funzionamento duale, tuttavia, le macchine a ciclo inverso a compressione devono essere modificate come indicato nella Fig. 13.9, che fa riferimento alle pompe di calore duali del tipo aria-acqua, utilizzate negli impianti medio-grandi. Le modifiche consistono, in buona sostanza, nell'aggiunta di: una valvola di inversione di ciclo, una valvola supplementare di laminazione e due valvole di non ritorno. La valvola di inversio-

13. SISTEMI ENERGETICI INTEGRATI PER L'EDILIZIA

ne del ciclo è una valvola di commutazione che nella posizione “estiva” consente di avere il condensatore rivolto all'esterno e l'evaporatore rivolto all'interno, mentre nella posizione “invernale” consente di avere l'evaporatore rivolto all'esterno ed il

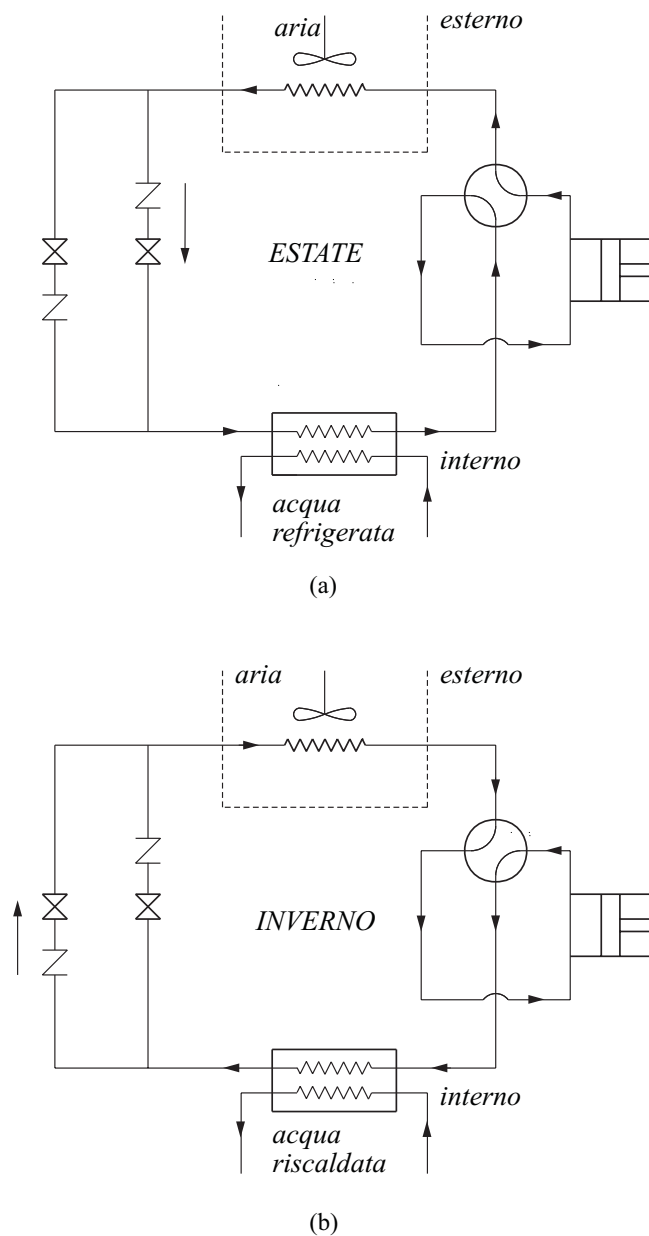


Figura 13.9: Pompa di calore duale aria-acqua con valvola di inversione di ciclo: (a) funzionamento estivo, (b) funzionamento invernale.

condensatore rivolto all'interno. I componenti aggiuntivi, insieme al sovradimensionamento degli scambiatori di calore per consentire la commutazione delle funzioni tra condensatore ed evaporatore, giustificano un certo aumento di prezzo rispetto ai semplici refrigeratori. Si tratta, comunque, di un aumento modesto generalmente contenuto entro il 30%.

Per quanto riguarda le tipologie costruttive, si può osservare che le pompe di calore ad aria esterna possono essere sia a monoblocco sia a sezioni. La configurazione monoblocco è la preferita per gli impianti medio-grandi, mentre la configurazione a sezioni è la preferita per gli impianti piccoli. Per quanto riguarda l'installazione, si ha che le pompe di calore monoblocco grandi sono sempre installate all'esterno, come in Fig. 13.10 (a), mentre le pompe di calore monoblocco medie possono essere ancora installate all'esterno ma, talvolta, vengono installate all'interno con l'aria esterna canalizzata, come in Fig. 13.10 (b).

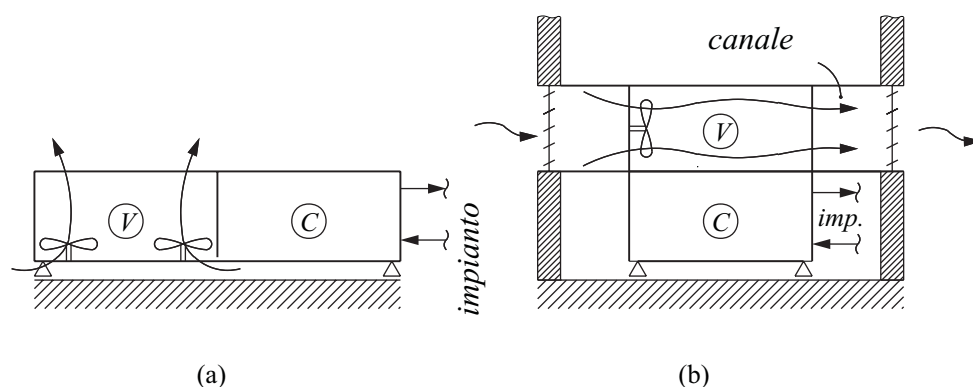


Figura 13.10: Pompa di calore aria-acqua monoblocco: (a) installazione esterna e (b) installazione interna. (C = compressore, V = sezione ventilante).

Le pompe di calore ad aria esterna a sezioni (“split” in linguaggio tecnico), possono essere sia del tipo aria-acqua sia del tipo aria-aria. Con le pompe di calore aria-acqua la sezione ventilante viene installata all'esterno, mentre il gruppo motocompressore è posizionato all'interno, come indicato in Fig. 13.11 (a). Invece, con le pompe di calore aria-aria (che sono utilizzate, in prevalenza, all'interno degli edifici), il compressore e la sezione ventilante stanno entrambi all'esterno, come indicato nella Fig. 13.11 (b), al fine di ridurre la rumorosità interna.

13.6.2 Acqua esterna

Dal punto di vista costruttivo, le pompe di calore ad acqua esterna differiscono da quelle ad aria esterna per la presenza, sul lato esterno, di uno scambiatore ad ac-

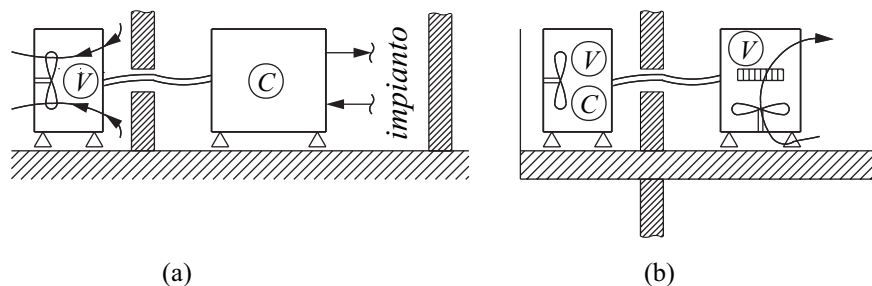


Figura 13.11: Pompa di calore ad aria esterna a sezioni: (a) aria-acqua per impianti medi e (b) aria-aria per impianti piccoli. (C = compressore, V = sezione ventilante).

qua, anziché ad aria. Ovviamente, anche queste macchine possono essere munite di valvole di inversione e, quindi, essere in grado di garantire un funzionamento duale in modalità riscaldamento durante l'inverno, e refrigerazione durante l'estate. Negli schemi che seguono, tuttavia, si farà riferimento, per semplicità, al funzionamento in modalità riscaldamento, ovvero con l'evaporatore a contatto con l'acqua esterna.

In passato, per le pompe di calore ad acqua esterna è stata usata di frequente l'acqua di falda secondo lo schema di Fig. 13.12. Poiché non è giusto (e sarà permesso sempre di meno) attingere alla falda per scopi termici, questo tipo di installazione sembra destinato a scomparire. Nel caso venisse ancora attuato è però indispensabile,

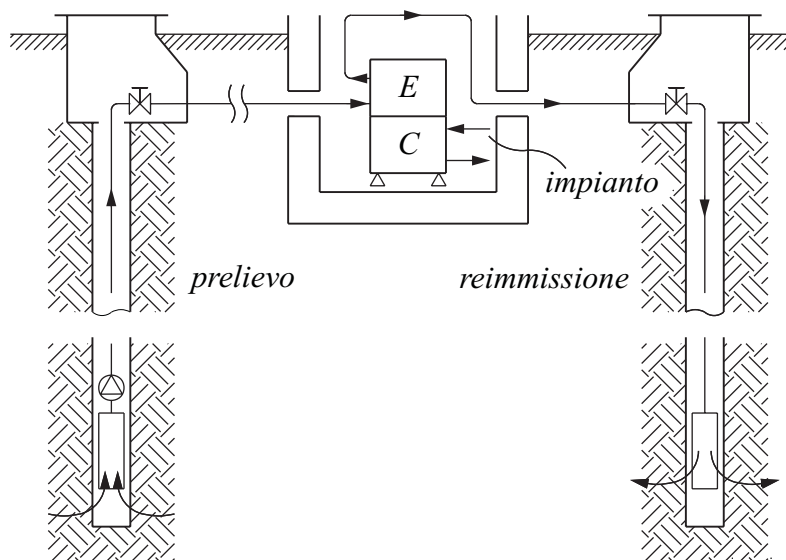


Figura 13.12: Pompa di calore acqua-acqua con acqua di falda, in modalità riscaldamento con E = evaporatore e C = condensatore.

come indicato nella figura, reimmettere in falda l'acqua utilizzata.

In alternativa alle acque di falda, possono essere utilizzate le acque di superficie (lagune, corsi d'acqua, scarichi industriali e così via). In questo caso il problema più serio è dato dalla possibilità di sporcare lo scambiatore posto a contatto con l'acqua esterna. La soluzione, attuata spesso, è l'impiego di radiatori in ghisa immersi direttamente nell'acqua come indicato nella Fig. 13.13.

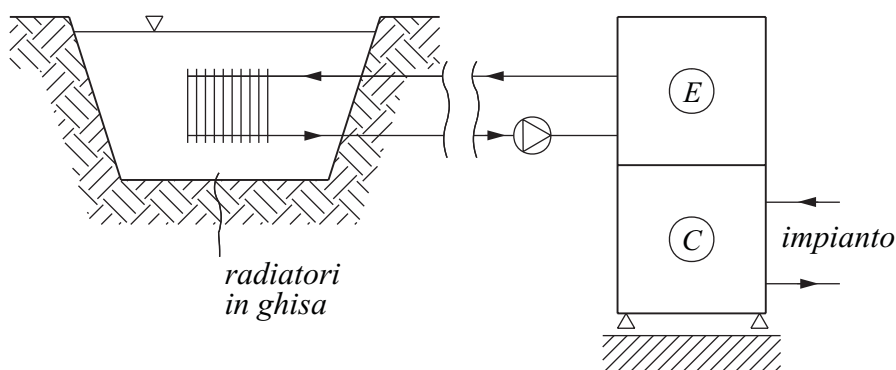


Figura 13.13: Pompa di calore acqua-acqua con acqua di superficie, in modalità riscaldamento con E = evaporatore e C = condensatore.

13.6.3 Terreno

Dal punto di vista costruttivo, le pompe di calore che utilizzano il terreno come sorgente termica non differiscono da quelle ad acqua esterna in quanto lo scambio termico sul lato esterno è sempre assicurato da un circuito chiuso ad acqua. Nella configurazione più semplice, lo scambiatore è una semplice serpentina orizzontale collocata nel terreno a profondità relativamente ridotta. Tale configurazione ha, evidentemente, il pregio dell'economicità ma costringe ad un attento esame dei possibili regimi termici per evitare che il prelievo del calore durante l'inverno raffreddi eccessivamente il terreno e che, simmetricamente, la reimmissione del calore durante l'estate riscaldi eccessivamente il terreno. Una soluzione innovativa, che ha incontrato molto successo, è lo scambio di energia con gli strati profondi del terreno attraverso sonde geotermiche.

Se, per semplicità, ci si riferisce al funzionamento come riscaldatore, ovvero alla modalità caratterizzata dal prelievo di calore dall'esterno, il sistema pompa di calore - sonda geotermica può essere schematizzato come nella Fig. 13.14, dove è chiaramente evidenziata la sonda geotermica. Per realizzare tale sonda occorre, innanzitutto, scavare un foro circolare di profondità relativamente grande ma di diametro il più

possibile ridotto (anche se sufficiente a contenere le tubazioni di scambio). Durante lo scavo, le pareti della perforazione devono essere stabilizzate con tubi di rivestimento, al duplice fine di impedire franamenti e di evitare la messa in contatto tra falde acquifere che potrebbero trovarsi a profondità diverse. Nel pozzo così ottenuto viene introdotto lo scambiatore di calore vero e proprio (che, spesso, è un semplice tubo ad U in polietilene reticolato ad alta densità).

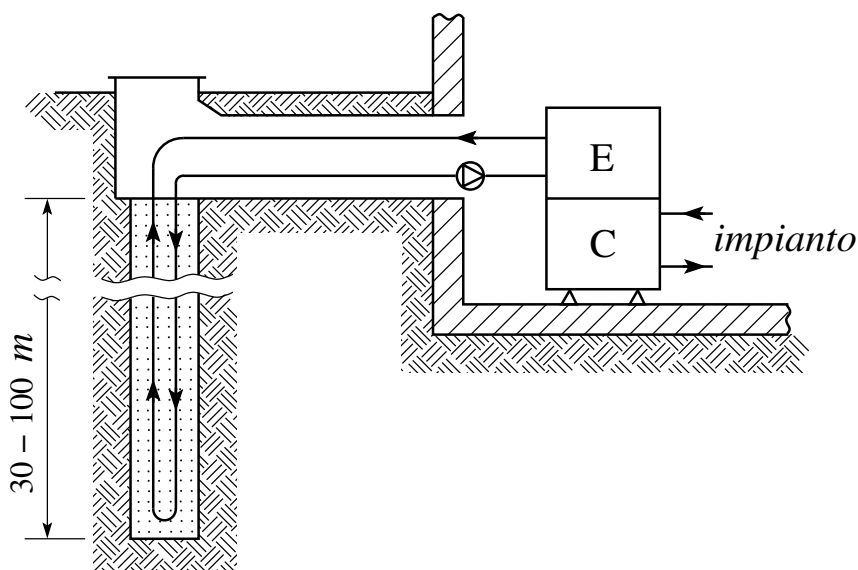


Figura 13.14: Sonda geotermica e pompa di calore in modalità riscaldamento con E = evaporatore e C = condensatore. La realizzazione della sonda geotermica è descritta nel testo.

La fase finale della realizzazione è costituita dal riempimento del pozzo con biacca di cemento (un composto di cemento, acqua e bentonite, un'argilla plastica utilizzata in percentuale variabile tra il 3 ed il 10%). Durante la fase di cementazione si procede anche al progressivo recupero dei tubi di rivestimento, mantenendo però la biacca di cemento ad una quota sempre superiore all'estremità inferiore del tubo di rivestimento, onde evitare franamenti. Grazie alla cementificazione, il manufatto risultante consente un buon contatto termico tra lo scambiatore ed il terreno garantendo, nel contempo, un'adeguata salvaguardia delle falde acquifere.

13.6.4 Configurazioni impiantistiche

Come si è ripetutamente osservato, le pompe di calore a compressione vengono quasi sempre utilizzate in configurazione duale. Ciò spinge verso realizzazioni impianti-

stiche che consentano il funzionamento come riscaldatore, in parallelo con la caldaia, durante la stagione invernale, ed il funzionamento isolato, come refrigeratore, durante la stagione estiva. Un possibile schema semplificato di un impianto di climatizzazione con pompa di calore duale è rappresentato nella Fig. 13.15.

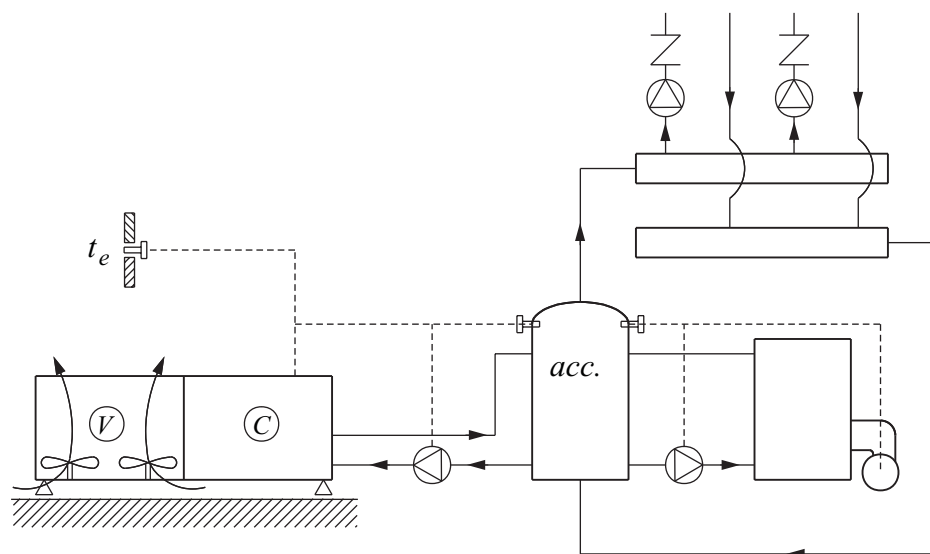


Figura 13.15: Impianto di climatizzazione con pompa di calore duale a compressione funzionante come riscaldatore in inverno e come refrigeratore in estate.

Riguardo alla conduzione di un tale impianto, si possono formulare le seguenti osservazioni:

- durante l'estate non viene messa in funzione la caldaia;
- durante l'inverno la pompa di calore ha la precedenza e la caldaia funziona in tampone;
- il serbatoio funge da accumulatore termico e serve ad evitare avviamenti troppo frequenti della pompa di calore;
- la temperatura di mandata di una pompa di calore è dell'ordine dei 45 °C e, di conseguenza, i terminali dell'impianto sono generalmente costituiti da ventilconvettori oppure da centrali di condizionamento del tipo "a tutta aria".

Talvolta, in alternativa alla soluzione di Fig. 13.15, si accoppia una pompa di calore duale ad un motore a combustione interna. L'accoppiamento al motore può

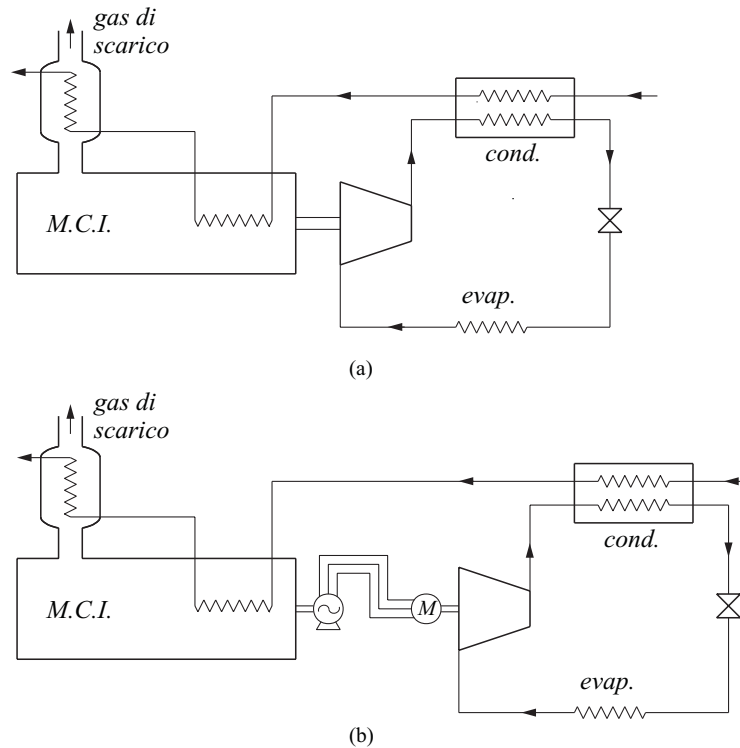


Figura 13.16: Assetto riscaldamento di una pompa di calore duale a compressione accoppiata ad un motore a combustione interna: (a) direttamente e (b) indirettamente.

essere diretto, come indicato in Fig. 13.16 (a), oppure indiretto, come indicato in Fig. 13.16 (b). L'accoppiamento indiretto è più costoso ma rende più flessibile l'impianto, poiché il complesso motore-alternatore può funzionare anche come generatore di energia elettrica od, eventualmente, come gruppo elettrogeno.

Nell'assetto riscaldatore, al quale ci si riferisce in Fig. 13.16, il fine è lo sfruttamento massimo del combustibile ed, in effetti, i rendimenti di primo principio di entrambi i sistemi (a) e (b) è ben superiore al 100%. Nell'assetto refrigeratore, non rappresentato in Fig. 13.16, vengono ovviamente a mancare i recuperi termici sul motore e sui gas di scarico ed il vantaggio eventuale è di tipo economico in quanto si possono utilizzare gas naturale, biogas o biocarburanti al posto dell'energia elettrica.

Esempio 13.10 Si valuti il rendimento di primo principio della pompa di calore duale, in assetto riscaldatore, schematizzata in Fig. 13.16, supponendo che il motore (a ciclo Diesel) abbia un rendimento del 40%, che la pompa di calore abbia un coefficiente di effetto utile medio stagionale pari a 3,5 e che gli scambiatori di calore consentano il recupero di 45 unità di calore per ogni 100 unità di energia fornite al motore sotto forma di potere calorifico.

Soluzione

Nelle ipotesi poste si ha

$$\frac{E_e}{E_c} = \frac{P_{elt}}{\dot{m}_c H_i} = 0,40$$

e

$$\frac{E_t}{E_c} = \frac{q_{rec}}{\dot{m}_c H_i} = 0,45$$

e quindi il rendimento di primo principio del sistema può essere espresso come

$$\eta_I = \frac{\epsilon' E_e + E_t}{E_c} = 3,5 \cdot 0,40 + 0,45 = 1,85$$

Ovviamente nulla impedisce che il rendimento di primo principio di un sistema che produce calore, in cambio di energia chimica, possa essere pari al 185%. Il risultato dimostra solo, una volta di più, che i rendimenti di primo principio non hanno una solida base concettuale.

13.7 MACCHINE AD ASSORBIMENTO

Come si è osservato più volte, le macchine ad assorbimento realizzano un ciclo inverso utilizzando, al posto del lavoro, energia termica disponibile a temperatura maggiore della temperatura ambiente T_a . Lo schema funzionale più semplice di una macchina ad assorbimento è rappresentato in Fig. 13.17. Il fluido operativo evapora nel generatore G a seguito della fornitura del calore Q_G alla temperatura $T_G > T_a$. Tale fluido può essere vapore d'acqua che si libera da una soluzione di acqua e bromuro di litio, oppure vapore d'ammoniaca che si libera da una soluzione di acqua e ammoniaca. Il vapore, liberato in 2, passa nel condensatore C dove cambia di fase cedendo la quantità di calore $Q_{23} = Q_C$ alla temperatura T_C . All'uscita del condensatore il liquido viene laminato e, dopo la laminazione, entra in 4 nell'evaporatore E, dove cambia di fase a seguito della fornitura di calore $Q_{41} = Q_E$ alla temperatura T_E . Infine il vapore, in condizioni 1, passa nell'assorbitore A dove rientra in soluzione attraverso un processo esotermico caratterizzato dalla produzione di una quantità di calore Q_A alla temperatura T_A . Nello scambio di fluidi tra generatore ed assorbitore si convoglia soluzione ricca al generatore e soluzione povera all'assorbitore, mantenendo così l'equilibrio dinamico delle concentrazioni. Lo scambiatore rigenerativo in controcorrente riduce la temperatura della soluzione povera ed aumenta la temperatura della soluzione ricca migliorando, in questo modo, il bilancio termico della macchina.

Può essere interessante notare che nelle macchine ad assorbimento, come nelle macchine a ciclo inverso a compressione di vapore descritte nel Paragrafo 13.5, si

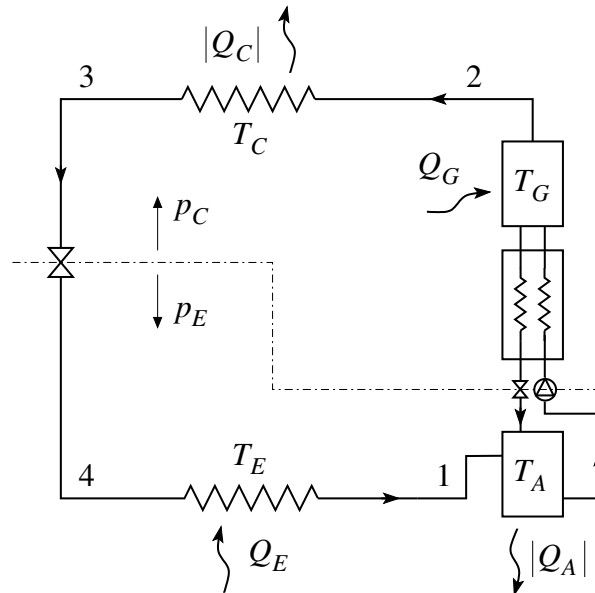


Figura 13.17: Schema funzionale di una macchina ad assorbimento.

possono distinguere una zona alla pressione p_C del condensatore, ed una zona alla pressione p_E dell'evaporatore (con, evidentemente, $p_C > p_E$). Il trasferimento della soluzione povera tra il generatore G e l'assorbitore A ha, infatti, luogo spontaneamente, mentre il trasferimento inverso della soluzione ricca tra A e G richiede l'uso di una pompa. Di conseguenza, si può osservare che il complesso assorbitore-generatore sostituisce a tutti gli effetti il compressore, posto tra 1 e 2 nei cicli inversi a compressione tradizionali. Anche dal punto di vista dei bilanci di energia, si può affermare che la fornitura di lavoro al compressore viene sostituita dalla fornitura di energia termica al generatore e dalla fornitura parallela di una quantità molto ridotta di lavoro alla pompa (in quanto opera su un liquido che ha volume specifico molto inferiore al volume specifico del vapore su cui opera il compressore).

I bilanci di energia possono essere riferiti ai flussi termici scambiati ovvero, come nella Fig. 13.17, alle quantità di calore scambiate per unità di massa di fluido operativo in circolazione. In quest'ultimo caso, con i simboli introdotti nella figura e con riferimento al regime stazionario, si ha

$$Q_G^+ + Q_E^+ + Q_A^- + Q_C^- - L_p^- = 0 \quad (13.22)$$

dove il contributo corrispondente al lavoro della pompa L_p è trascurabile rispetto ai contributi degli scambi termici. Pertanto risulta

$$Q_G^+ + Q_E^+ \cong |Q_A^-| + |Q_C^-| \quad (13.23)$$

Nelle analisi termodinamiche è poi conveniente procedere come in Fig. 13.18, distinguendo tra assetto refrigeratore, quando l'effetto utile è l'asportazione di calore a temperature inferiori a quella ambiente, ed assetto riscaldatore, quando l'effetto utile è la fornitura di calore a temperature superiori a quella ambiente. Nella pratica, tuttavia, le macchine ad assorbimento in assetto refrigeratore vengono, più brevemente, definite "refrigeratori ad assorbimento", mentre le macchine ad assorbimento in assetto riscaldatore vengono definite "pompe di calore ad assorbimento". Si parla, invece, di "pompe di calore ad assorbimento duali" quando ci si riferisce a macchine a ciclo inverso in grado di produrre sia energia frigorifera nel periodo estivo, sia energia termica nel periodo invernale.

13.7.1 Macchine ad assorbimento in assetto refrigeratore

In primo luogo è importante notare che i refrigeratori ad assorbimento ad acqua e bromuro di litio non possono produrre freddo a temperature inferiori a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e, quindi, trovano impiego, essenzialmente, nel condizionamento dell'aria. I refrigeratori ad assorbimento ad acqua e ammoniacca, invece, non presentano limitazioni operative particolari e, di conseguenza, possono essere utilizzati anche nella refrigerazione commerciale.

Nell'assetto refrigeratore, schematizzato nella Fig. 13.18 (a), la temperatura T_E , alla quale viene prodotto l'effetto utile Q_E è inferiore alla temperatura ambiente ($T_E < T_a$), mentre sia l'assorbitore sia il condensatore lavorano a temperature prossime a quella ambiente ($T_A \cong T_C \cong T_a$). Il coefficiente di effetto utile viene definito

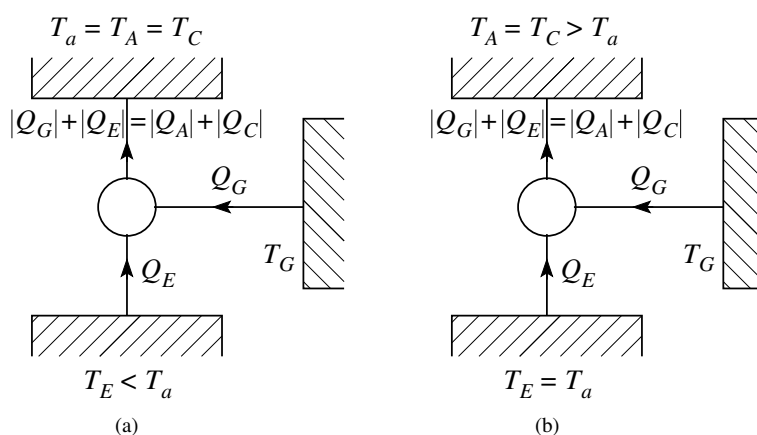


Figura 13.18: Schemi di appoggio per l'analisi delle macchine ad assorbimento: (a) assetto refrigeratore e (b) assetto riscaldatore.

come rapporto tra effetto frigorifero ed energia termica fornita al generatore

$$\epsilon_T = \frac{Q_E}{Q_G} \quad (13.24)$$

dove il pedice T sta ad indicare che l'energia fornita è di tipo termico.

Nell'analisi termodinamica dei refrigeratori ad assorbimento, è conveniente definire anche un rendimento exergetico

$$\eta_{II} = \frac{|e_E^-|}{e_G^+} = \frac{Q_E |1 - T_a/T_E|}{Q_G (1 - T_a/T_G)} = \epsilon_T \frac{T_a - T_E}{T_E} \frac{T_G}{T_G - T_a} = \frac{\epsilon_T}{\epsilon_{Carnot} \eta_{Carnot}} \quad (13.25)$$

rapporto tra exergia $|e_E^-|$ ottenuta sotto forma di effetto frigorifero alla temperatura T_E ed exergia e_G^+ fornita sotto forma di energia termica alla temperatura T_G . Nella (13.25), ϵ_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo frigorifero di Carnot che si svolge tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_E alla quale il freddo viene prodotto, mentre η_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot che si svolge tra la temperatura del generatore T_G e la temperatura ambiente T_a .

Poiché il rendimento exergetico non può essere superiore all'unità, dalla Eq. (13.25) si deduce che il coefficiente di effetto utile massimo di un refrigeratore ad assorbimento è pari a

$$(\epsilon_T)_{max} = \epsilon_{Carnot} \eta_{Carnot} = \frac{T_E}{T_a - T_E} \frac{T_G - T_a}{T_G} \quad (13.26)$$

Per convincersi del fatto che il rendimento exergetico sia sempre minore od uguale all'unità ($\eta_{II} \leq 1$), basta considerare il bilancio exergetico. Trascurando il lavoro della pompa e le quantità di calore Q_A^- e Q_C^- , disponibili alla temperatura ambiente T_a , e quindi di valore exergetico nullo, si ha

$$e_G^+ + e_E^- = Q_G^+ \left(1 - \frac{T_a}{T_G}\right)^+ + Q_E^+ \left(1 - \frac{T_a}{T_E}\right)^- = T_a \Delta s_{irr} \quad (13.27)$$

Pertanto risulta anche

$$e_G^+ = |e_E^-| + T_a \Delta s_{irr} \Rightarrow Q_G^+ \left(1 - \frac{T_a}{T_G}\right)^+ = \left| Q_E^+ \left(1 - \frac{T_a}{T_E}\right)^- \right| + T_a \Delta s_{irr} \quad (13.28)$$

in quanto, a causa degli aumenti di entropia Δs_{irr} collegati alle irreversibilità, l'exergia ottenuta sotto forma di effetto frigorifero è sempre minore od uguale dell'exergia fornita sotto forma di calore a bassa temperatura.

Esempio 13.11 Per una macchina ad assorbimento che, in assetto refrigeratore, riceve energia termica da un impianto di teleriscaldamento alla temperatura media di $80\text{ }^\circ\text{C}$ e produce freddo alla temperatura media di $8\text{ }^\circ\text{C}$ quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 305\text{ K}$, si determinino il coefficiente di effetto utile massimo teorico $(\epsilon_T)_{max}$ ed il rendimento exergetico nell'ipotesi che il coefficiente di effetto utile medio stagionale della macchina sia $\epsilon_T = 0,7$.

Soluzione

In base ai dati del problema si ha $T_G (= 273 + 80) = 353\text{ K}$ e $T_E (= 273 + 8) = 281\text{ K}$. Di conseguenza, dalla (13.26) si ottiene

$$(\epsilon_T)_{max} = \frac{T_E}{T_a - T_E} \frac{T_G - T_a}{T_G} = \frac{281}{305 - 281} \frac{353 - 305}{353} = 11,7 \cdot 0,136 = 1,59$$

Dalla (13.25) si ottiene invece

$$\eta_{II} = \frac{\epsilon_T}{\epsilon_{Carnot} \eta_{Carnot}} = \frac{\epsilon_T}{(\epsilon_T)_{max}} = \frac{0,7}{1,59} = 0,44$$

che, come si è osservato, è inferiore all'unità a causa delle inevitabili generazioni interne di entropia connesse alle irreversibilità.

13.7.2 Macchine ad assorbimento in assetto riscaldatore

Nell'assetto "riscaldatore" delle macchine ad assorbimento, schematizzato nella Fig. 13.18 (b), la spesa di energia nel generatore serve a rendere disponibili, ad una temperatura utile T_U , ($T_U > T_a$), le quantità di calore Q_C e Q_A uscenti, rispettivamente, dal condensatore e dall'assorbitore. Come si vede dallo schema, la temperatura utile è prossima alle temperature di lavoro del condensatore e dell'assorbitore ($T_U \cong T_C \cong T_A$), mentre la temperatura di lavoro dell'evaporatore è prossima alla temperatura ambiente ($T_E \cong T_a$). Il coefficiente di effetto utile della macchina ad assorbimento in assetto riscaldatore viene definito come rapporto tra effetto termico ottenuto ed energia termica fornita al generatore, e per esso si ha

$$\epsilon'_T = \frac{Q_C + Q_A}{Q_G} = \frac{Q_G + Q_E}{Q_G} = 1 + \epsilon_T \quad (13.29)$$

dove ϵ_T è il coefficiente di effetto utile della corrispondente macchina frigorifera ad assorbimento. Si noti che, anche in questo caso, il pedice T segnala la fornitura di energia termica al posto di energia meccanica.

Con riferimento alla Fig. 13.18 (b), ed in base a considerazioni del tutto analoghe a quelle del paragrafo precedente, si giunge all'espressione del rendimento exergetico delle pompe di calore ad assorbimento. Per il rendimento exergetico, infatti, si ha

$$\begin{aligned}\eta_{II} &= \frac{|e_U^-|}{e_G^+} = \frac{(|Q_C| + |Q_A|)(1 - T_a/T_U)}{Q_G(1 - T_a/T_G)} \\ &= \epsilon' \frac{T_U - T_a}{T_U} \frac{T_g}{T_G - T_a} = \frac{\epsilon'_T}{\epsilon'_{Carnot} \eta_{Carnot}}\end{aligned}\quad (13.30)$$

rapporto tra exergia $|e_U^-|$ ottenuta sotto forma di effetto termico utile alla temperatura T_U ed exergia e_G^+ fornita sotto forma di energia termica alla temperatura T_G . Nella (13.30), ϵ'_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot a pompa di calore che si svolge tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_U alla quale il calore viene prodotto, mentre η_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot che si svolge tra la temperatura del generatore T_G e la temperatura ambiente T_a .

Poiché il rendimento exergetico non può essere superiore all'unità, dalla Eq. (13.30) si deduce che il coefficiente di effetto utile massimo di una macchina ad assorbimento in assetto riscaldatore è pari a

$$(\epsilon'_T)_{max} = \epsilon'_{Carnot} \eta_{Carnot} = \frac{T_U}{T_U - T_a} \frac{T_G - T_a}{T_G}\quad (13.31)$$

ottenendo una relazione che, evidentemente, richiama la (13.26).

Le macchine ad assorbimento non impiegano fluidi pericolosi per l'ambiente e, praticamente, non richiedono alcuna fornitura di energia elettrica ma, nella configurazione riscaldatore, producono l'effetto utile a temperature T_U relativamente basse. Pertanto, come si è già osservato più volte, le pompe di calore duali ad assorbimento non si prestano ad essere inserite negli impianti di teleriscaldamento o di trigenerazione (nei quali, in genere, non si vuole impedire "a priori" alle utenze di utilizzare impianti di riscaldamento a radiatori). Tale motivazione non vale, evidentemente, per le pompe di calore duali a servizio di edifici isolati, dal momento che per esse si potrebbe già prevedere, nella fase progettuale, di far ricorso ad impianti a pannelli radianti od a ventilconvettori (perfettamente in grado di sfruttare il calore a bassa temperatura). Nei piccoli impianti civili pesano, piuttosto, il prezzo unitario delle macchine ad assorbimento (più alto rispetto alle macchine analoghe a compressione) e la difficoltà di avere a disposizione fluidi caldi a temperatura sufficientemente elevata per azionare le macchine ad assorbimento con buona efficienza. Per questi motivi le pompe di calore duali ad assorbimento hanno avuto scarsissima diffusione nella versione alimentata con fluidi caldi, mentre hanno incontrato un certo successo commerciale, sia pure di nicchia, nella versione alimentata con gas naturale.

13.7.3 Pompe di calore duali ad assorbimento alimentate a gas

Le pompe di calore duali ad assorbimento alimentate con gas naturale sono, generalmente, macchine di piccola taglia, alla quali l'energia termica viene fornita ad alta temperatura attraverso la combustione di gas naturale. Gli schemi di appoggio per l'analisi termodinamica sono ancora quelli di Fig. 13.18, purché si tenga conto del fatto che la quantità di calore fornita al generatore della macchina è energia primaria, assumendo

$$Q_G = Q_P = m_i H_i \cong m_i e_c = e_P \quad (13.32)$$

in quanto il potere exergetico del combustibile è praticamente coincidente con il potere calorifico inferiore. In base a tale assunzione, nell'analisi termodinamica si può procedere distinguendo, al solito, tra assetto refrigeratore ed assetto riscaldatore.

Macchine ad assorbimento a gas in assetto refrigeratore

Nell'assetto refrigeratore, schematizzato in Fig. 13.18 (a), il coefficiente di effetto utile può essere definito come

$$\epsilon_P = \frac{Q_E}{Q_P} = \frac{Q_E}{m_i H_i} \quad (13.33)$$

dove il pedice P contraddistingue l'alimentazione con energia primaria sotto forma di combustibile.

Attesa la (13.32), per il rendimento exergetico si ha

$$\eta_{II} = \frac{|e_E^-|}{e_P^+} = \frac{Q_E |1 - T_a/T_E|}{Q_P} = \epsilon_P \frac{T_a - T_E}{T_E} = \frac{\epsilon_P}{\epsilon_{Carnot}} \quad (13.34)$$

dove si considera il rapporto tra l'exergia $|e_E^-|$ ottenuta sotto forma di effetto frigorifero alla temperatura T_E e l'exergia $e_P^+ = Q_P$, fornita sotto forma di combustibile, mentre ϵ_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo frigorifero di Carnot che si svolge tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_E alla quale il freddo viene prodotto.

Poiché il rendimento exergetico non può essere superiore all'unità, dalla Eq. (13.34) si deduce che il coefficiente di effetto utile massimo di una macchina frigorifera ad assorbimento alimentata a gas naturale è pari a

$$(\epsilon_P)_{max} = \epsilon_{Carnot} = \frac{T_E}{T_a - T_E} \quad (13.35)$$

Esempio 13.12 Per una macchina ad assorbimento alimentata a gas naturale che, in assetto refrigeratore, produce freddo alla temperatura media di 8°C quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 305\text{ K}$, si determinino il coefficiente di effetto utile

massimo teorico $(\epsilon_P)_{max}$ ed il rendimento exergetico nell'ipotesi che il coefficiente di effetto utile medio stagionale della macchina sia $\epsilon_P = 0,7$.

Soluzione

In base ai dati del problema si ha $T_E (= 273 + 8) = 281$ K. Di conseguenza, dalla (13.35) si ottiene

$$(\epsilon_P)_{max} = \frac{T_E}{T_a - T_E} = \frac{281}{305 - 281} = 11,7$$

Dalla (13.34) si ottiene invece

$$\eta_{II} = \frac{\epsilon_P}{\epsilon_{Carnot}} = \frac{\epsilon_P}{(\epsilon_P)_{max}} = \frac{0,7}{11,7} = 0,06$$

che è molto inferiore all'omologo rendimento exergetico della macchina ad assorbimento alimentata ad acqua a media temperatura (calcolato nell'Esempio 13.11). Nel caso della macchina ad assorbimento a gas, infatti, si fornisce potere exergetico del combustibile al posto di calore a bassa temperatura.

Macchine ad assorbimento a gas in assetto riscaldatore

Nell'assetto riscaldatore, schematizzato nella Fig. 13.18 (b), la temperatura T_U alla quale viene prodotto l'effetto utile $|Q_A| + |Q_C|$ è la temperatura, assunta coincidente, di assorbitore e condensatore. Per tale temperatura, quindi, si ha: $(T_U \cong T_A \cong T_C > T_a)$. Il coefficiente di effetto utile può essere definito come

$$\epsilon'_P = \frac{(|Q_A| + |Q_C|)}{Q_P} = \frac{Q_E + Q_P}{Q_P} = 1 + \epsilon_P \tag{13.36}$$

dove ϵ_P è il coefficiente di effetto utile della corrispondente macchina frigorifera, mentre il pedice P contraddistingue l'alimentazione con energia primaria sotto forma di combustibile.

Attesa la (13.32), per il rendimento exergetico ora si ha

$$\eta_{II} = \frac{|e_U^-|}{e_P^+} = \frac{(|Q_A| + |Q_C|)(1 - T_a/T_U)}{Q_P} = \frac{\epsilon'_P}{\epsilon'_{Carnot}} \tag{13.37}$$

dove il rapporto è tra l'exergia $|e_U^-|$ ottenuta sotto forma di calore alla temperatura T_U , e l'exergia $e_P^+ = Q_P$ fornita sotto forma combustibile, mentre ϵ'_{Carnot} è il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot a pompa di calore che si svolge tra la temperatura ambiente T_a e la temperatura T_U alla quale il caldo viene prodotto.

Poiché il rendimento exergetico non può essere superiore all'unità, dalla Eq. (13.37)

si deduce che il coefficiente di effetto utile massimo di una macchina frigorifera ad assorbimento è pari a

$$(\epsilon'_P)_{max} = \epsilon'_{Carnot} = \frac{T_U}{T_U - T_a} \quad (13.38)$$

Esempio 13.13 *Per una macchina ad assorbimento alimentata a gas naturale che, in assetto riscaldatore, produce l'effetto utile alla temperatura media di 50 °C quando la temperatura ambiente è pari a $T_a = 280$ K, si determinino il coefficiente di effetto utile massimo teorico $(\epsilon'_P)_{max}$ ed il rendimento exergetico nell'ipotesi che il coefficiente di effetto utile medio stagionale della macchina sia $\epsilon'_P = 1,5$. (Può essere interessante notare che, nel linguaggio dei produttori di caldaie, un tale coefficiente di effetto utile porta ad affermare che il "rendimento" di primo principio della macchina ad assorbimento a gas in assetto riscaldatore è pari al 150%).*

Soluzione

In base ai dati del problema si ha $T_U (= 273 + 50) = 323$ K. Di conseguenza, dalla (13.38) si ottiene

$$(\epsilon'_P)_{max} = \frac{T_U}{T_U - T_a} = \frac{323}{323 - 280} = 7,51$$

e

$$\eta_{II} = \frac{\epsilon'_P}{\epsilon'_{Carnot}} = \frac{\epsilon'_P}{(\epsilon'_P)_{max}} = \frac{1,5}{7,51} = 0,20$$

che è inferiore ad 1 a causa delle inevitabili irreversibilità.

13.8 VANTAGGI DELLE POMPE DI CALORE

Negli ultimi anni sono stati emanati alcuni importanti provvedimenti legislativi che hanno avuto tra i loro scopi quello di incentivare l'utilizzo delle pompe di calore nell'ottica di una riduzione dei consumi energetici e delle emissioni di anidride carbonica collegati al riscaldamento degli edifici.

In Italia, il DM 6 agosto 2009 ha incluso tra gli interventi di riqualificazione energetica degli edifici anche l'installazione di pompe di calore caratterizzate da valori nominali dei coefficienti di effetto utile superiori ai valori minimi di cui agli Allegati al decreto stesso. Per le pompe di calore elettriche duali, ad esempio, il decreto riporta i valori minimi: $\epsilon' = 3,9$ ed $\epsilon = 3,4$ nel caso delle pompe aria-aria; $\epsilon' = 4,1$ ed $\epsilon = 3,8$ nel caso delle pompe aria-acqua di potenza termica utile superiore a 35 kW; ed $\epsilon' = \epsilon = 5,1$ nel caso delle pompe di calore acqua/acqua. Analogamen-

te, per le pompe ad assorbimento duali alimentate a gas naturale, il decreto riporta: $\epsilon'_P = 1,46$ ed $\epsilon_P = 0,6$ nel caso delle pompe aria-aria; $\epsilon'_P = 1,38$ ed $\epsilon_P = 0,6$ nel caso delle pompe aria-acqua; ed $\epsilon'_P = 1,56$ ed $\epsilon_P = 0,6$ nel caso delle pompe di calore acqua-acqua.

Nell'Unione Europea, la Direttiva 2009/28/CE ha stabilito, nell'Allegato VII, che l'energia "catturata" dalle pompe di calore nell'ambiente è energia rinnovabile. Come conseguenza, per le pompe di calore elettriche si ha che la differenza tra energia totale prodotta E_t ed energia elettrica utilizzata per produrla E_e è energia rinnovabile. Secondo l'Unione Europea, quindi, per le pompe di calore elettriche la frazione di energia rinnovabile E_r , rispetto all'energia totale E_t , è pari a

$$\frac{E_r}{E_t} = \frac{E_t - E_e}{E_t} = 1 - \frac{1}{\bar{\epsilon}'}$$
 (13.39)

dove $\bar{\epsilon}'$ è il coefficiente di effetto utile medio invernale per il quale si deve avere: $\bar{\epsilon}' > 1,15/\eta_{elt}$ con η_{elt} che indica il rendimento del sistema elettrico. A questo proposito, tuttavia, non si può fare a meno di notare che le pompe di calore elettriche utilizzano una forma di energia prodotta, quasi sempre, a partire da combustibili fossili con un'efficienza convenzionale che, in Italia, è assunta pari a $\eta_{elt} = 0,39$. Di conseguenza, per produrre una singola unità di energia elettrica ci sono presumibilmente volute ($1/0,39 =$) 2,56 unità di energia primaria fossile (che certamente non è rinnovabile).

La definizione "europea", applicata alle pompe di calore ad assorbimento alimentate con gas naturale non porta invece ad incongruenze termodinamiche, in quanto implica

$$\frac{E_r}{E_t} = \frac{E_t - E_P}{E_t} = 1 - \frac{1}{\epsilon'_P}$$
 (13.40)

dove E_P è l'energia primaria, sotto forma di gas naturale, utilizzata per produrre E_t .

Al di là delle convenienze stabilite per legge, resta comunque il fatto che gli utenti sono interessati anche ad altri confronti tra pompe di calore e generatori di calore tradizionali. Nei paragrafi che seguono tali confronti saranno riferiti alle pompe di calore elettriche e verranno condotti da tre punti di vista differenti: il consumo di energia primaria, il costo di gestione ed il costo globale sostenuto nel corso della vita utile dell'impianto. Per quanto riguarda le pompe di calore ad assorbimento alimentate con gas naturale, invece, basta osservare che il coefficiente di effetto utile ϵ'_P fornisce già un'indicazione di costo di gestione utilizzabile nella valutazione del costo globale (che comprende anche di acquisto e manutenzione). Come si è già osservato, infatti, un coefficiente di effetto utile medio stagionale $\epsilon'_P = 1,5$ indica, di per sé, un "rendimento" di primo principio del 150%.

13.8.1 Consumo di energia primaria

In un generatore di calore tradizionale si brucia combustibile per ottenere calore secondo il rapporto

$$\eta_t = \frac{E_t}{(E_P)_{gen}} \quad (13.41)$$

dove η_t è il rendimento di primo principio del generatore, E_t è l'energia termica ottenuta, ed $(E_P)_{gen}$ è l'energia primaria fornita al generatore. Se, in alternativa, si usa una pompa di calore elettrica, la stessa quantità di energia termica E_t può essere ottenuta a spese di una quantità di energia elettrica E_e determinata dalla relazione

$$\epsilon' = \frac{E_t}{E_e} = \frac{E_t}{(E_p)_{elt}/\eta_{elt}} \quad (13.42)$$

dove η_{elt} è il rendimento del sistema elettrico nazionale, ed $(E_p)_{elt}$ è l'energia primaria fornita al sistema elettrico nazionale. Dividendo membro a membro la (13.41) con la (13.42), si determina la soglia di convenienza per l'uso della pompa di calore dal punto di vista del risparmio di energia primaria

$$\frac{(E_p)_{elt}}{(E_P)_{gen}} = \frac{\eta_t}{\epsilon'\eta_{elt}} < 1 \quad (13.43)$$

Di conseguenza se si ha, ad esempio, $\eta_t = 0,9$ ed $\eta_{elt} = 0,39$, per avere risparmio di energia primaria dovrà risultare: $\epsilon' = \eta_t/\eta_{elt} > 0,9/0,39 = 2,31$.

13.8.2 Costo di gestione

Il costo d'acquisto di un metro cubo di gas naturale, stimato nell'Esempio 3.1, è risultato pari a $1995/3000 = 0,65 \text{ €/Sm}^3$. Il corrispondente costo per chilowattora termico è quindi pari a

$$C_{gas} = \frac{0,65 \cdot 3,6}{34,5} = 0,068 \frac{\text{€}}{\text{kWh}_{ter}}$$

dove $34,5 \text{ MJ/Sm}^3$ è il potere calorifico del gas naturale e $3,6 \text{ MJ/kWh}$ è il fattore di conversione.

Il costo d'acquisto di un chilowattora elettrico, stimato nell'Esempio 5.3, è risultato pari a $C_{elt} = 1021/4300 = 0,24 \text{ €/kWh}$.

Tenuto conto del coefficiente di effetto utile ϵ' , il costo unitario dell'energia termica prodotta con la pompa di calore risulta pari a

$$(C_{ter})_{pdc} = \frac{C_{elt}}{\epsilon'} \quad (13.44)$$

mentre, tenuto conto del rendimento η_t del generatore di calore, il costo unitario dell'energia termica prodotta con il generatore tradizionale risulta pari a

$$(C_{ter})_{gen} = \frac{C_{gas}}{\eta_t} \quad (13.45)$$

Dividendo membro a membro la (13.44) con la (13.45), si determina la soglia di convenienza per l'uso della pompa di calore dal punto di vista del risparmio di gestione

$$\frac{(C_{ter})_{pdc}}{(C_{ter})_{gen}} = \frac{C_{elt}}{\epsilon'} \frac{\eta_t}{C_{gas}} < 1 \Rightarrow \epsilon' > \frac{C_{elt}\eta_t}{C_{gas}} \quad (13.46)$$

dove, i costi unitari devono essere espressi nella stessa unità di misura (ad esempio €/kWh). Di conseguenza, se nelle ipotesi di costo si assume ancora $\eta_t = 0,9$, la soglia di convenienza gestionale delle pompe di calore è data da $\epsilon' > 0,9 \cdot 0,24/0,068 = 3,18$.

13.8.3 Convenienza economica globale

Gli impianti con pompe di calore sono di installazione più costosa degli impianti di riscaldamento tradizionali. Pertanto, essi devono risultare più economici come gestione affinché vi sia la possibilità di recuperare, nel corso della vita utile, l'incremento di spesa sostenuto al momento dell'installazione. Per poter dare una risposta sulla convenienza globale occorre determinare, in via prioritaria, la quantità d'energia che le pompe di calore possono fornire in un anno. Si tratta, evidentemente, di una situazione simile a quella già descritta per il teleriscaldamento: anche le pompe di calore, infatti, sono apparecchiature di costo elevato che non vengono mai dimensionate per la potenza massima richiesta al fine, appunto, di evitare funzionamenti a carico parziale per lunghi periodi. Per tutte le pompe di calore, inoltre, il coefficiente d'effetto utile scende al diminuire della temperatura esterna. Il problema è molto sentito per le pompe di calore che prelevano energia dall'aria esterna, o da acque superficiali, mentre, evidentemente, è sentito in misura molto minore per le pompe di calore che prelevano energia dalle acque di falda e per le pompe di calore geotermiche che prelevano energia dal terreno a profondità notevoli.

Nel caso più critico delle pompe di calore aria-aria, alle quali fa riferimento la Fig. 13.19, il bilanciamento tra potenza termica totale richiesta all'impianto q_t e potenza termica prodotta dalla pompa di calore q_p ha luogo nell'intorno del 50% del carico massimo ipotizzabile, cioè in corrispondenza ad una temperatura esterna abbastanza superiore a quella minima. Nella figura, inoltre, si nota che la curva della potenza termica prodotta dalla pompa di calore è tratteggiata da un certo punto in poi, per

sottolineare l'eventuale necessità di fermare la macchina quando, per temperature dell'aria prossime a 0 °C, gli sbrinamenti cominciano a diventare troppo frequenti.

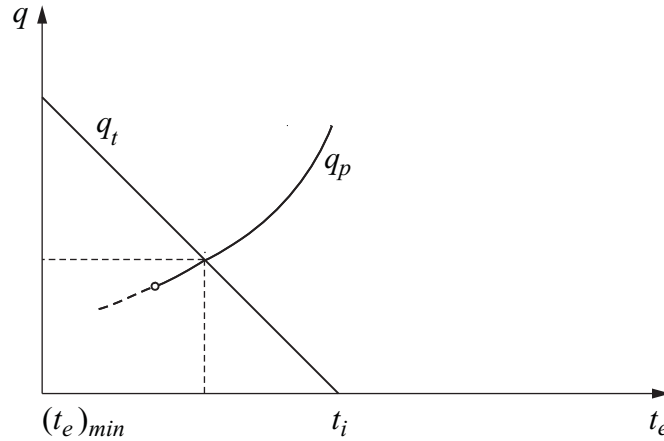


Figura 13.19: Bilanciamento tra potenza termica totale richiesta all'impianto q_t e potenza termica prodotta dalla pompa di calore q_p .

Con scelte progettuali del tipo evidenziato nella Fig. 13.19, il diagramma di carico, riferito alla stagione di riscaldamento, assume la forma di Fig. 13.20. La zona tratteggiata in Fig. 13.20 rappresenta la quantità di energia che una pompa di calore può fornire in un anno. L'economia di gestione, quindi, riguarda la fornitura di questa quantità di energia per un numero d'anni paria alla vita utile. Pertanto, vi sarà

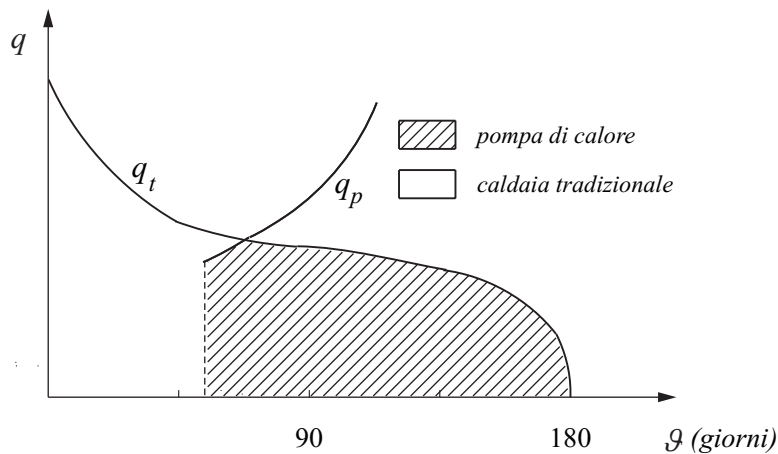


Figura 13.20: Diagramma di carico di un impianto con pompa di calore durante la stagione di riscaldamento.

convenienza complessiva (acquisto e gestione) se il totale dei risparmi realizzati nella gestione supera il differenziale del costo d'installazione tra impianti con e senza pompa di calore. Per meglio chiarire questi concetti è conveniente ricorrere ad un esempio numerico.

Esempio 13.14 *Si abbia una pompa di calore aria-aria da $20 \text{ kW}_{\text{ter}}$, del costo di 20.000 €, accessori compresi. Nell'ipotesi che il costo aggiuntivo dell'impianto con la pompa di calore coincida con il costo della pompa di calore stessa, si trovi se esiste una convenienza economica globale per l'installazione della pompa di calore. Si faccia riferimento ad una vita media utile di 10 anni e si assuma: $C_{\text{gas}} = 0,068 \text{ €/kWh}_{\text{ter}}$, $C_{\text{elt}} = 0,24 \text{ €/kWh}_{\text{elt}}$, $\eta_t = 0,9$ ed $\epsilon' = 3,5$. Per semplificare l'analisi economica, si supponga che il tasso di attualizzazione applicabile coincida con il tasso d'incremento dei prezzi delle risorse energetiche.*

Soluzione

In base al diagramma di Fig. 13.20, si può stimare che la pompa di calore funzioni per 120 giorni (2/3 di stagione), fornendo in media 15 kW termici (3/4 della sua potenza nominale) e che le ore di funzionamento siano 14 al giorno. In tali ipotesi, l'energia fornita annualmente è pari a: $E_t = 15 \cdot 120 \cdot 14 = 25.200 \text{ kWh}_{\text{ter}}$ e, di conseguenza, il risparmio ottenuto è pari a

$$E_t \left(\frac{C_{\text{gas}}}{\eta_t} - \frac{C_{\text{elt}}}{\epsilon'} \right) = 25200 \left(\frac{0,068}{0,9} - \frac{0,24}{3,5} \right) = 176 \frac{\text{€}}{\text{anno}}$$

Se si valuta la convenienza economica operando “ad euro costanti”, e si conclude che, nel corso della vita utile di 10 anni, si realizza un risparmio totale di gestione pari a 1.760 €, contro un differenziale di costo di 20.000 € per l'impianto con pompa di calore (che continua a richiedere una caldaia normale come riserva). Pertanto, non vi è convenienza economica globale nella realizzazione dell'impianto proposto. D'altra parte va considerato il fatto che, in presenza di incentivi fiscali, il costo della pompa di calore duale incentivata potrebbe essere inferiore al costo non incentivato del solo refrigeratore.

13.9 CONCLUSIONI

In questo capitolo si sono esaminati i sistemi energetici integrati che consentono di razionalizzare i processi di generazione del calore per le utenze civili. Nel testo, in particolare:

- Si è dimostrata l'equivalenza termodinamica dei ricorsi a cogenerazione e

pompe di calore e, di conseguenza, si è evidenziato che i vantaggi e gli svantaggi delle due tecnologie sono di ordine tecnico-economico e vanno ricercati nelle diverse situazioni di impiego.

- Si è illustrata la tecnologia del teleriscaldamento, consistente nell'impiego della cogenerazione di elettricità e calore accompagnata dalla realizzazione della rete primaria per la distribuzione del calore alle sottocentrali collocate presso le singole utenze.
- Si sono ricavati i diagrammi dei carichi termici per gli impianti di teleriscaldamento, e si sono illustrati gli schemi funzionali della rete primaria e delle sottocentrali.
- Si è messo in evidenza come il teleraffrescamento consenta di migliorare la gestione della centrale cogenerativa e della rete primaria. Il teleraffrescamento permette, infatti, di produrre freddo nel periodo estivo per mezzo di macchine frigorifere ad assorbimento che vengono installate nelle sottocentrali presso le singole utenze.
- Si è mostrato come l'alternativa alla costruzione della rete primaria di teleriscaldamento sia il ricorso alla cogenerazione distribuita sul territorio. Tale scelta impiantistica ha incontrato un notevole successo negli ultimi anni, grazie alla disponibilità di cogeneratori di piccola taglia basati su motori a ciclo Otto di derivazione automobilistica e su mini e microturbine a gas.
- Si è messo in evidenza che la trigenerazione, come il teleraffrescamento, consente di produrre freddo nel periodo estivo per mezzo di macchine frigorifere ad assorbimento che, in questo caso, sono alimentate dal calore di recupero dei cogeneratori.
- Si sono richiamati lo schema funzionale ed il ciclo termodinamico delle macchine a ciclo inverso a compressione di vapore, evidenziando la possibilità di funzionare come pompe di calore duali, ovvero in assetto refrigeratore d'estate ed in assetto riscaldatore d'inverno.
- Si sono discusse le principali sorgenti di calore gratuito delle pompe di calore duali elettriche: l'aria esterna, l'acqua di falda e di superficie, ed il terreno nella modalità di sfruttamento con sonde geotermiche.
- Si è illustrato lo schema funzionale di un impianto di climatizzazione con pompa di calore duale elettrica.
- Si è accennato alla possibilità di accoppiare una pompa di calore duale a compressione ad un motore a combustione interna.

13. SISTEMI ENERGETICI INTEGRATI PER L'EDILIZIA

- Si sono riportate le analisi termodinamiche delle macchine ad assorbimento evidenziando come, nel teleraffrescamento e nella trigenerazione, tali macchine siano utilizzate esclusivamente come refrigeratori.
- Si è rilevato che le pompe di calore duali ad assorbimento hanno conquistato una discreta nicchia di mercato nella configurazione in cui l'energia termica viene fornita attraverso la combustione di gas naturale.
- Si sono illustrati i provvedimenti legislativi emanati di recente per incentivare l'impiego di pompe di calore ad alta efficienza.
- Si sono confrontate pompe di calore e caldaie tradizionali dai punti di vista del consumo di energia primaria, del costo di gestione e del costo globale sostenuto durante la vita utile dell'impianto.
- Si è dimostrato che, atteso il costo elevato dell'energia elettrica in Italia, le pompe di calore possono essere convenienti solo in presenza di incentivi fiscali che abbattano considerevolmente le spese di acquisto e installazione.

Capitolo 14

Idrogeno e celle a combustibile

14.1 LA FONTE SECONDARIA IDROGENO

Dal punto di vista ambientale, l'utilizzo dell'idrogeno per produrre energia elettrica, o meccanica, è vantaggioso rispetto all'uso dei combustibili fossili, in quanto la combustione dell'idrogeno genera vapore d'acqua e non libera anidride carbonica od inquinanti in misura significativa. Inoltre, l'alimentazione ad idrogeno è ideale per le celle a combustibile (i dispositivi elettrochimici che convertono direttamente l'energia chimica del combustibile in energia elettrica, senza passare attraverso un ciclo termico). A sua volta, l'impiego delle celle a combustibile è molto conveniente dal punto di vista energetico in quanto permette di raggiungere rendimenti molto elevati, non limitati dal rendimento massimo di Carnot dei cicli termici diretti.

Pur essendo uno degli elementi più diffusi in natura, l'idrogeno non è, purtroppo, disponibile in quantità rilevanti allo stato puro, ma si trova solo in composti quali l'acqua ed il gas naturale. L'idrogeno, pertanto, non può essere una fonte primaria di energia come, ad esempio, i combustibili fossili. La sua collocazione è, piuttosto, quella di fonte secondaria analoga ai derivati del petrolio e del carbone, o di vettore energetico analogo all'energia elettrica. Di conseguenza, l'idrogeno va prodotto in processi industriali, caratterizzati da emissioni di anidride carbonica ed inquinanti e da rendimenti di conversione energetica non unitari. Per valutare correttamente, a livello di sistema, in quali condizioni l'uso dell'idrogeno sia vantaggioso in termini ambientali ed energetici occorre, quindi, considerare l'intero suo ciclo di vita dalla produzione all'uso finale.

Nel testo, dopo aver confrontate le proprietà dell'idrogeno con quelle del metano (il principale concorrente tra gli idrocarburi), si illustreranno i processi industriali più diffusi per la produzione di idrogeno. Si esamineranno poi le difficoltà tecnologiche connesse allo stoccaggio ed alla combustione dell'idrogeno, tenendo presente

che l'impiego dell'idrogeno è pienamente giustificato solo nel contesto di sistemi di conversione energetica ad alto rendimento. In tale ottica, si prenderanno in esame le celle a combustibile illustrandone i principali aspetti funzionali e descrivendo le tipologie di celle di più largo impiego. Seguiranno poi la descrizione degli impianti con celle a combustibile ed alcune considerazioni sulle possibili trasformazioni del sistema energetico a seguito dell'introduzione dell'idrogeno. Infine, si discuteranno vantaggi e svantaggi connessi all'impiego dell'idrogeno e delle celle a combustibile nelle automobili e nei veicoli commerciali stradali.

14.2 PROPRIETÀ DELL'IDROGENO

L'idrogeno allo stato puro è un gas incolore, inodore ed insolubile in acqua. Le principali proprietà termofisiche dell'idrogeno sono confrontate in Tabella 14.1 con quelle del metano, il principale concorrente tra gli idrocarburi. Come si vede, l'idrogeno è caratterizzato da valori molto più bassi della temperatura di ebollizione a pressione atmosferica (20,4 contro 111,7 K), della temperatura critica (32,9 contro 190,6 K) e della densità allo stato gassoso in condizioni standard (0,085 contro 0,678 kg/Sm³). Di conseguenza, lo stoccaggio ed il trasporto dell'idrogeno presentano difficoltà pratiche molto maggiori dello stoccaggio e del trasporto del metano. Si può poi notare che il valore più elevato del potere calorifico inferiore per unità di massa dell'idrogeno (121,0 contro 50,1 MJ/kg), dovuto alla più grande reattività chimica, è accompagnato da un valore più basso del potere calorifico per unità di volume (10,3 contro 34,0 MJ/Sm³), dovuto alla più bassa densità. In tabella si riportano anche i limiti di infiammabilità, che rappresentano l'intervallo di concentrazione volumica nel quale può avere luogo l'innesco della fiamma. Così si può osservare che l'intervallo di infiammabilità dell'idrogeno è sensibilmente più ampio rispetto a quello del metano. Il basso limite inferiore può essere un vantaggio, in quanto permette di realizzare fiamme d'idrogeno "povere" con temperature massime ed emissioni di

Tabella 14.1: Proprietà dell'idrogeno e del metano.

Proprietà	U.M.	Idrogeno	Metano
Potere calorifico inferiore	MJ/kg	121,0	50,1
	MJ/Sm ³	10,3	34,0
Minima energia di accensione	mJ	0,02	0,29
Velocità di fiamma stechiometrica	m/s	2,37	0,43
Densità normale	kg/Sm ³	0,085	0,678
Temperatura di ebollizione (p_{atm})	K	20,4	111,7
Temperatura critica	K	32,9	190,6
Limiti di infiammabilità volumici	%	4-75	5-15

ossidi di azoto molto limitate. D'altra parte, l'elevato limite superiore crea problemi di sicurezza, perché piccole infiltrazioni d'aria nel sistema di stoccaggio dell'idrogeno possono facilmente dar luogo a miscele esplosive. Infatti, la molto più elevata reattività dell'idrogeno è pienamente confermata dal confronto su minima energia di accensione e velocità di fiamma stechiometrica.

14.3 PRODUZIONE DELL'IDROGENO

Come si è già rilevato, l'idrogeno molecolare H_2 non è presente in natura ma deve essere ottenuto a partire da sostanze che lo contengano. Molti dei processi di produzione hanno, peraltro, raggiunto una notevole maturità industriale poiché l'idrogeno è utilizzato da lungo tempo nell'industria chimica (ad esempio per la sintesi di ammoniaca e la raffinazione del petrolio). Attualmente, l'idrogeno può essere ottenuto mediante uno dei processi elencati più sotto in ordine di importanza:

- steam reforming degli idrocarburi;
- gassificazione del carbone;
- scissione dell'acqua mediante elettrolisi;
- metodologie alternative, come la scissione termochimica dell'acqua ad alta temperatura e le reazioni fotobiologiche.

Occorre, tuttavia, osservare che soltanto i primi tre processi hanno raggiunto la maturità industriale, mentre le metodologie alternative sono ancora oggetto di sperimentazione.

14.3.1 Idrogeno da steam reforming di idrocarburi

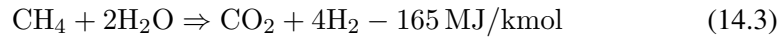
Il processo industrialmente più diffuso per la produzione di idrogeno è lo steam reforming di idrocarburi, che ha luogo ad alta temperatura (800 °C) ed in presenza di catalizzatori. Le reazioni sono simili a quelle della gassificazione del carbone, illustrate nel Paragrafo 3.4.5, ma la materia prima è un idrocarburo. Con riferimento al processo di trasformazione del metano (idrocarburo più utilizzato dato l'alto contenuto di idrogeno), la reazione endotermica di steam reforming diventa



La reazione di steam reforming è seguita dalla reazione esotermica di shift (3.10), qui ripetuta per comodità



La somma delle reazioni (14.1) e (14.2) può essere sintetizzata nella reazione endotermica complessiva di decarbonizzazione



La reazione di decarbonizzazione (14.3) richiede una fornitura di calore esterno che, normalmente, deriva dalla combustione di una frazione del combustibile di partenza o di una frazione del combustibile prodotto.

Lo schema funzionale semplificato di un impianto SMR (SteAM Reforming) è rappresentato in Fig. 14.1. Nell'impianto, il metano entra nel "reformer" dove attraversa le matrici dei catalizzatori poste entro tubi riscaldati esternamente da una batteria di bruciatori. Successivamente, la miscela di idrogeno ed ossido carbonio passa nel reattore di shift, dal quale esce un gas di sintesi grezzo composto, prevalentemente, da idrogeno ed anidride carbonica. Alla fine del processo SMR, infatti, non si ottengono solo idrogeno ed anidride carbonica molecolari, ma un gas in cui sono presenti anche vari inquinanti e tracce di ossido di carbonio e metano. Per ottenere idrogeno con un grado di purezza elevato è necessario, quindi, procedere ad un post-trattamento, consistente nella depurazione dagli inquinanti e nella separazione dell'anidride carbonica e dei residui di ossido di carbonio e metano. Data la loro complessità, gli impianti SMR sono di taglia piuttosto consistente e, tipicamente, vengono dimensionati per produzioni di idrogeno dell'ordine dei $10^5 \text{ Sm}^3/\text{h}$.

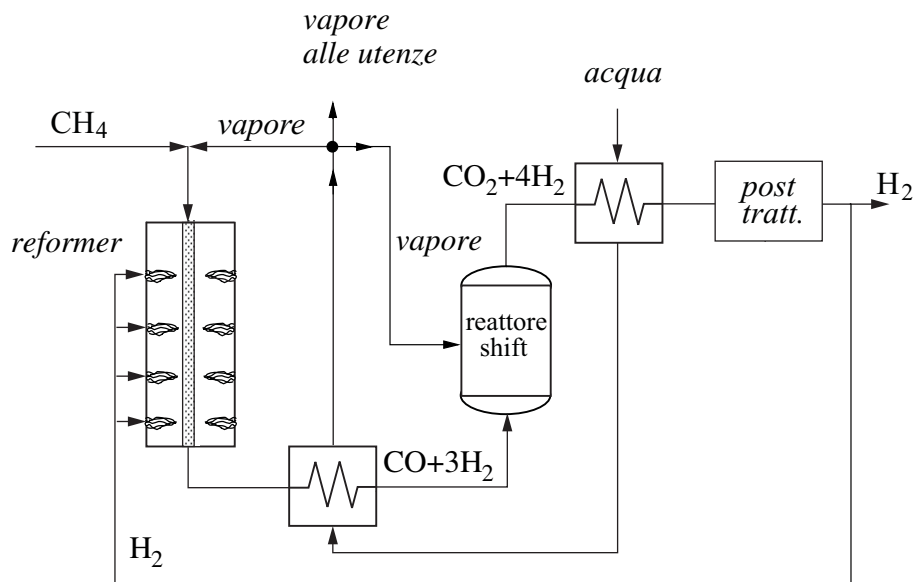


Figura 14.1: Schema funzionale di un sistema di produzione di idrogeno mediante steam reforming (SMR).

In analogia a quanto visto nel Paragrafo 3.4.6, per valutare l'efficienza di un impianto SMR si possono definire due diversi rendimenti, uno riferito al processo chimico di conversione e l'altro all'energia complessivamente ottenuta. Il rendimento "chimico" viene definito come rapporto tra l'energia chimica contenuta nel metano in ingresso e l'energia chimica contenuta nel gas di sintesi prodotto

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{H_2}}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}} \quad (14.4)$$

Il rendimento di primo principio viene, invece, definito come rapporto tra energia complessivamente ottenuta ed energia chimica fornita

$$\eta_I = \frac{(\dot{m}H_i)_{H_2} + q}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}} \quad (14.5)$$

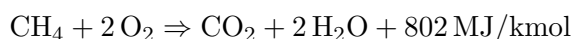
Pertanto, il numeratore della (14.5) differisce dal numeratore della (14.4) per la presenza del flusso termico q complessivamente recuperato dai gas caldi.

Nei moderni impianti SMR, il rendimento chimico è dell'ordine del 75%, mentre il rendimento di primo principio può raggiungere l'85% con un'attenta gestione dei recuperi termici.

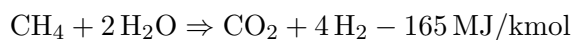
Esempio 14.1 *Con riferimento ad un processo ideale di conversione del metano in idrogeno in un impianto SMR, si valutino i massimi valori ottenibili per il rendimento chimico ed il rendimento di primo principio.*

Soluzione

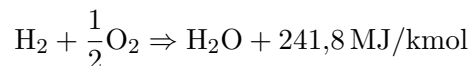
Con riferimento al potere calorifico inferiore, nella combustione stechiometrica del metano



si ottengono 802 MJ/kmol, mentre nella reazione di decarbonizzazione (14.3)



si consumano 165 MJ/kmol ma si ottengono 4 chilomoli di idrogeno. Con riferimento al potere calorifico inferiore dell'idrogeno si ha poi



Pertanto, complessivamente, per il processo ideale risulta

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{H_2}}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}} = \frac{4 \cdot 241,8 - 165}{802} = 1 = 100\%$$

se i 165 MJ/kmol provengono dalla combustione dell'idrogeno (come nello schema di Fig. 14.1), ovvero

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{H_2}}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}} = \frac{4 \cdot 241,8}{802 + 165} = 1 = 100\%$$

se i 165 MJ/kmol provengono dalla combustione del metano.

Il rendimento chimico del processo reale è, ovviamente, abbastanza inferiore perché le quantità di idrogeno, o di metano, consumate nell'impianto sono maggiori di quelle minime teoriche, in quanto le reazioni devono aver luogo ad alta temperatura ed il gas di sintesi deve essere sottoposto a post-trattamenti molto costosi in termini energetici.

Per quanto riguarda, invece, il rendimento di primo principio

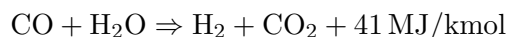
$$\eta_I = \frac{(\dot{m}H_i)_{H_2} + q}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}} = \eta_{chim} + \frac{q}{(\dot{m}H_i)_{CH_4}}$$

si può solo osservare che viene incrementato più o meno, rispetto al rendimento chimico reale, con una più o meno attenta gestione dei recuperi termici q dai gas caldi all'uscita.

14.3.2 Idrogeno da gassificazione del carbone

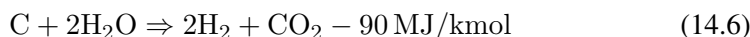
La produzione di idrogeno per gassificazione del carbone è certamente una tecnologia matura ed affidabile. Inoltre, è di grande attualità dal punto di vista ambientale perché permette di ottenere un derivato pulito come l'idrogeno, a partire da un combustibile fossile diffuso ed economico ma potenzialmente inquinante come il carbone.

La gassificazione del carbone, illustrata in dettaglio nel Paragrafo 3.4.5, produce un gas di sintesi la cui composizione, evidenziata in Tabella 3.12, dipende dal tipo di reattore utilizzato. In ogni caso, nel gas di sintesi sono presenti quantità significative di anidride carbonica, metano ed impurità varie che, nel contesto della produzione di idrogeno, debbono essere rimosse attraverso trattamenti che possono risultare più o meno complessi. Dopo la rimozione di gas estranei ed impurità, nel gas di sintesi restano, essenzialmente, ossido di carbonio ed idrogeno ed è, quindi, possibile fare ricorso alla già richiamata reazione esotermica di shift (14.2)



per aumentare ulteriormente il rapporto di composizione H_2/CO ed ottenere idrogeno con un buon grado di purezza.

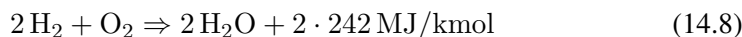
D'altra parte, in un processo ideale di produzione dell'idrogeno attraverso la gassificazione del carbone sarebbe possibile fornire il calore di processo in maniera indipendente dalla reazione esotermica di ossidazione parziale (3.8), che genera ossido di carbonio, ed arrivare così alla reazione endotermica globale



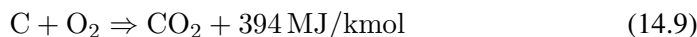
che è la somma della reazione endotermica di reforming, qui ripetuta per comodità



e della prima citata reazione esotermica di shift. La reazione (14.6) mette in evidenza come, in un processo ideale di gassificazione del carbone, sia possibile produrre un gas di sintesi composto solo di idrogeno ed anidride carbonica. Occorre, comunque, sottolineare come nemmeno la gassificazione ideale del carbone elimini la produzione di anidride carbonica nel sistema energetico. Con riferimento ai bilanci di anidride carbonica e di energia si può, infatti, sommare la reazione (14.6) alla reazione di combustione dell'idrogeno prodotto



e si può constatare come, complessivamente, vengano prodotte le stesse quantità di anidride carbonica e di calore che sarebbero state prodotte nella semplice combustione del carbone



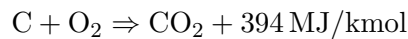
Il risultato è, ovviamente, estendibile anche a tutti processi di produzione dell'idrogeno a partire dagli idrocarburi. Pertanto, l'emissione complessiva di anidride carbonica nel sistema energetico non dipende, in linea di principio, dall'introduzione dell'idrogeno e dal conseguente abbandono delle combustioni tradizionali ma, piuttosto, dalla capacità di separare l'anidride carbonica dal gas di sintesi. Va osservato, infatti, che la produzione di idrogeno in grossi impianti consente, in linea di principio, la cattura dell'anidride carbonica liberata durante i processi di gassificazione. In armonia con quanto osservato nel Paragrafo 4.4.3, l'anidride carbonica così catturata può essere trasferita, per gasdotto o per nave, a depositi geologici di stoccaggio od a piattaforme d'iniezione nelle profondità oceaniche.

In assenza di impianti di cattura dell'anidride carbonica prodotta nella gassificazione, per ridurre le emissioni complessive di CO_2 occorre almeno utilizzare l'idrogeno in quelle conversioni energetiche ad alto rendimento che sono precluse ai combustibili di partenza: in questo senso, una possibilità notevole è l'utilizzo dell'idrogeno nelle celle a combustibile.

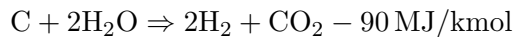
Esempio 14.2 *Con riferimento ad un processo ideale di conversione del carbone in idrogeno in un impianto di gassificazione, si valutino i massimi valori ottenibili per il rendimento chimico ed il rendimento di primo principio.*

Soluzione

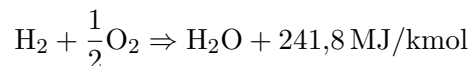
Nella combustione stechiometrica del carbonio



si ottengono 394 MJ/kmol, mentre nella reazione endotermica globale



si consumano 90 MJ/kmol ma si ottengono 2 chilomoli di idrogeno. Con riferimento al potere calorifico inferiore dell'idrogeno si ha poi



Pertanto, complessivamente, per il processo ideale risulta

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2}}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}} = \frac{2 \cdot 241,8 - 90}{394} = 1 = 100\%$$

se i 90 MJ/kmol provengono dalla combustione dell'idrogeno, ovvero

$$\eta_{chim} = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2}}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}} = \frac{2 \cdot 241,8}{394 + 90} = 1 = 100\%$$

se i 90 MJ/kmol provengono dalla combustione del carbone.

Il rendimento chimico del processo reale è, ovviamente, abbastanza inferiore perché le quantità di idrogeno, o di carbone, consumate nell'impianto sono maggiori di quelle minime teoriche, in quanto le reazioni devono aver luogo ad alta temperatura ed il gas di sintesi deve essere sottoposto a post-trattamenti molto costosi in termini energetici.

Per quanto riguarda, invece, il rendimento di primo principio

$$\eta_I = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2} + q}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}} = \eta_{chim} + \frac{q}{(\dot{m}H_i)_{\text{carbone}}}$$

si può solo osservare che viene incrementato più o meno, rispetto al rendimento chimico reale, con una più o meno attenta gestione dei recuperi termici q dai gas caldi all'uscita.

14.3.3 Elettrolisi dell'acqua

L'elettrolisi è il processo più antico e conosciuto per la separazione dell'idrogeno e dell'ossigeno contenuti nell'acqua. Pur essendo piuttosto costosa, l'elettrolisi è ancora attuale perché, oltre a produrre idrogeno con un elevato grado di purezza, libera ossigeno, che è un gas industrialmente ed economicamente interessante. Infine, l'elettrolisi dell'acqua ha un'importanza concettuale notevole per le analogie tra le reazioni di ossido-riduzione che hanno luogo nelle celle elettrolitiche e le reazioni inverse che hanno luogo nelle celle a combustibile.

a) Celle elettrolitiche

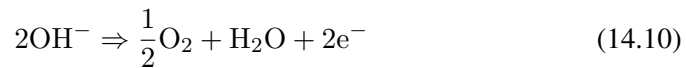
Le celle elettrolitiche sono apparecchiature atte a far passare una corrente elettrica attraverso una soluzione acquosa. La corrente elettrica nei liquidi non è associata alla conduzione elettronica, come nei metalli, ma al movimento degli ioni presenti in soluzione. Per questo motivo, nella soluzione acquosa contenuta nelle celle deve essere presente un elettrolita (cioè: un acido, ad esempio HCl; un idrossido, ad esempio NaOH; od un sale, ad esempio NaCl). Nell'acqua, l'elettrolita si scinde in ioni positivi (ad esempio H^+ ed Na^+), e ioni negativi (ad esempio Cl^- e OH^-).

Quando una cella elettrolitica è collegata ad un circuito elettrico nel quale sia inserito un generatore di forza elettromotrice, si ha un flusso di elettroni attraverso il circuito metallico esterno, ed un corrispondente flusso di ioni attraverso il circuito elettrico interno alla cella stessa. Dal punto di vista elettrochimico, si definisce "catodo" l'elettrodo attraverso cui gli elettroni provenienti dall'esterno entrano nella cella, mentre si definisce "anodo" l'elettrodo attraverso cui gli elettroni escono dalla cella per andare verso l'esterno. Al catodo, dove entrano nella cella gli elettroni, ha luogo una reazione chimica di riduzione (cioè l'acquisto di elettroni da parte di un reagente), mentre all'anodo, dove escono dalla cella gli elettroni, ha luogo una reazione chimica di ossidazione (cioè la perdita di elettroni da parte di un reagente). Nella competizione tra possibili reazioni di riduzione ha il sopravvento quella caratterizzata dal potenziale di riduzione più elevato, ovvero dalla "tendenza" più elevata ad acquisire elettroni. Analogamente, nella competizione tra possibili reazioni di ossidazione ha il sopravvento quella caratterizzata dal potenziale di ossidazione più elevato, ovvero dalla "tendenza" più elevata a perdere elettroni. Nei testi di Chimica sono generalmente riportate tabelle dei valori dei potenziali standard di riduzione ΔV_{rid} , misurati rispetto alla reazione di riduzione dell'idrogeno alla quale è stato attribuito il valore $\Delta V_{rid} = 0$. Tuttavia, attesa la reversibilità delle reazioni elettrochimiche, il potenziale di una reazione di ossidazione ΔV_{oss} ha lo stesso valore assoluto, ma segno opposto, rispetto al corrispondente potenziale di riduzione ($\Delta V_{oss} = -\Delta V_{rid}$). Ad esempio: il potassio, che ha un potenziale standard di riduzione molto basso ($\Delta V_{rid} = -2,92$ V), cioè una tendenza molto bassa ad acquisire elettroni, ha un

potenziale standard di ossidazione molto alto ($\Delta V_{oss} = 2,92 \text{ V}$), cioè una tendenza molto alta a perdere elettroni. Alla luce di quanto detto si può passare all'esame delle reazioni elettrochimiche che hanno luogo in un elettrolizzatore.

b) Elettrolizzatori

Con il nome di elettrolizzatori si indicano comunemente le apparecchiature nelle quali si verifica la separazione elettrolitica dell'idrogeno e dell'ossigeno contenuti nell'acqua. Ai soli fini di esemplificare il processo, qui ci si può limitare all'analisi di un elettrolizzatore alcalino del tipo schematizzato in Fig.14.2 (a). L'elettrolizzatore è costituito da una cella elettrolitica nella quale i due elettrodi sono immersi in una soluzione acquosa di idrossido di potassio KOH (che dà origine agli ioni K^+ e OH^-). Gli ioni OH^- si dirigono verso l'anodo dove si ossidano (cioè perdono elettroni), liberando ossigeno molecolare, acqua e gli elettroni stessi che, uscendo dalla cella, entrano nel circuito elettrico esterno. Si ha, quindi, la reazione elettrochimica:



che è caratterizzata da un potenziale di ossidazione pari a $\Delta V_{oss} = 0,40 \text{ V}$. Al catodo, gli elettroni che entrano nella cella dall'esterno non sono assorbiti dalla riduzione a potassio metallico degli ioni K^+ contenuti nella soluzione acquosa, in quanto tale reazione è caratterizzata, come si è detto, da un potenziale di riduzione $\Delta V_{rid} = -2,92 \text{ V}$ negativo e molto elevato in valore assoluto. La reazione catodica, infatti, è la riduzione dell'acqua stessa

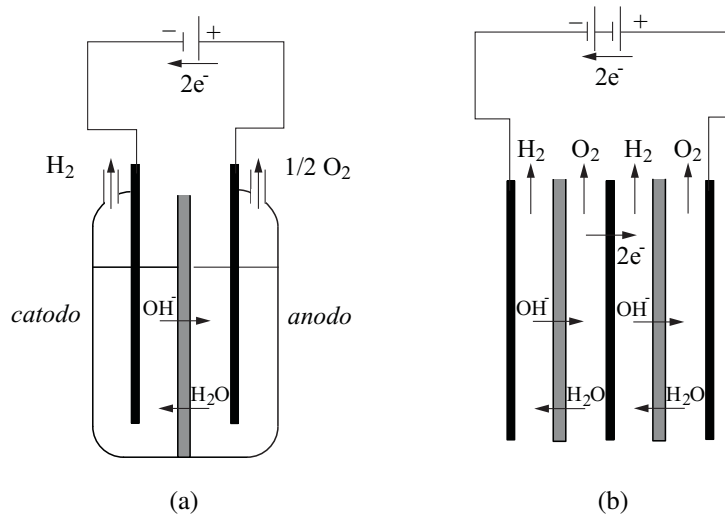
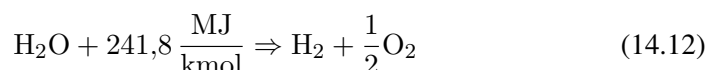


Figura 14.2: Elettrolizzatore alcalino: (a) schema funzionale; (b) configurazione bipolare con due elettrolizzatori in serie.



che è caratterizzata dal potenziale di riduzione $\Delta V_{rid} = -0,83$ V (sempre negativo ma più piccolo in valore assoluto rispetto a quello di riduzione degli ioni K^+). Al catodo, quindi, l'acqua si riduce (cioè acquista elettroni), liberando idrogeno molecolare e ioni OH^- . L'assorbimento energetico complessivo dell'elettrolisi è proporzionale alla somma: $\Delta V_{oss} + \Delta V_{rid} = -0,40 + (-0,83) = -1,23$ V, cioè alla forza elettromotrice necessaria a far avvenire le due reazioni non spontanee.

Un diaframma poroso, permeabile agli ioni OH^- ed all'acqua ma impermeabile ai gas H_2 ed O_2 , consente il passaggio della corrente elettrica ionica (associato al passaggio degli ioni) ed il riequilibrio della massa d'acqua (associato al passaggio delle molecole d'acqua), mentre impedisce la rimiscelazione dei prodotti dell'elettrolisi. Infine, può essere interessante osservare come la reazione elettrolitica globale, somma della (14.10) e (14.11), sia esprimibile nella forma



e sia, quindi, la reazione inversa della combustione, spontanea ed esotermica, dell'idrogeno in presenza di ossigeno. Di conseguenza, se entrambe le reazioni sono reversibili, l'energia spesa nell'elettrolisi uguaglia l'energia ottenuta nella combustione.

Per aumentare la produzione di idrogeno e meglio ripartire le cadute di potenziale, gli elettrolizzatori industriali non sono costituiti da una sola cella elettrolitica, ma da una serie di celle collegate in serie come schematizzato, per due celle, in Fig.14.2 (b). Si noti che la parete metallica di separazione tra le due celle svolge la funzione di piatto bipolare, agendo come anodo su un lato e catodo sull'altro. Il rendimento del processo di elettrolisi può essere definito come rapporto tra flusso di energia chimica contenuta nell'idrogeno prodotto e potenza elettrica spesa

$$\eta = \frac{(\dot{m}H_i)_{\text{H}_2}}{P_{el}} \quad (14.13)$$

I rendimenti degli elettrolizzatori attualmente disponibili sono dell'ordine del 70%. Pertanto, la scelta di produrre idrogeno per idrolisi utilizzando energia elettrica può essere giustificata solo con motivazioni analoghe a quelle addotte per la scelta di realizzare impianti di pompaggio. In entrambi i casi, infatti, la convenienza deriva dall'utilizzare energia elettrica prodotta nei periodi di basso consumo per rendere disponibile energia pulita da impiegare in applicazioni ad alto valore aggiunto come, ad esempio, l'utilizzo in ore di punta nel caso degli impianti di pompaggio, o l'alimentazione di celle a combustibile non inquinanti nel caso dell'idrogeno.

14.3.4 Metodologie alternative di produzione

Alcune metodologie di produzione dell'idrogeno, alternative a quelle illustrate in precedenza, meritano di essere segnalate per il loro potenziale di sviluppo, nonostante siano ancora lontane dalla maturità industriale. Tra queste, si possono citare i processi termochimici ad alta temperatura, ed alcune tecniche fotobiologiche e biochimiche.

La termolisi diretta dell'acqua nei componenti idrogeno ed ossigeno richiede temperature estremamente elevate, dell'ordine dei 3.000 K, non compatibili con una produzione industriale su larga scala. Tuttavia, è possibile ottenere la scissione dell'acqua a temperature più ragionevoli, ma sempre al di sopra dei 750 °C, tramite cicli termochimici a due o più stadi che richiedono l'impiego di almeno un elemento intermedio (nel caso più comune l'acido solforico). La quantità di calore necessaria per mantenere la temperatura operativa non deve però essere fornita dai combustibili fossili (poiché questi ultimi possono essere più convenientemente trasformati in idrogeno mediante i processi descritti in precedenza). Di conseguenza, si sono proposte diverse soluzioni: dall'uso di energia solare ad alta temperatura (resa disponibile da sistemi a concentrazione spinti), all'impiego di reattori nucleari raffreddati ad elio (atti a raggiungere livelli di temperatura sensibilmente più elevati di quelli ammissibili nei classici reattori nucleari BWR e PWR).

Tra le tecniche biologiche di produzione dell'idrogeno, le più promettenti sono quelle basate su processi fotosintetici. Come si è visto nel Capitolo 9, tutti i vegetali hanno la capacità di trasformare anidride carbonica ed acqua in carboidrati, utilizzando l'energia solare attraverso la fotosintesi clorofilliana. Per ottenere una fotosintesi dell'idrogeno a partire dall'acqua, si pensa di modificare geneticamente dei cianobatteri (le alghe verdi del fondo delle piscine). Il processo di fotosintesi dell'idrogeno, reso possibile dai cianobatteri modificati, è rappresentabile mediante una reazione del tipo (14.12) intendendo che l'energia utilizzata per la scissione delle molecole d'acqua è l'energia solare. Un'altra tecnica biologica interessante è la fermentazione anaerobica delle biomasse. Con un'opportuna scelta dei batteri fermentanti e dei substrati, è possibile ottenere dalla fermentazione un biogas a base idrogeno, anziché a base metano. Va osservato, però, che qualunque sia il processo biologico scelto, fotosintetico o fermentativo, le portate di idrogeno prodotte negli attuali impianti sperimentali sono molto limitate.

14.3.5 Stoccaggio dell'idrogeno

Poiché la temperatura critica dell'idrogeno (32,94 K) è ben al di sotto della temperatura ambiente, la soluzione più semplice ed economica per lo stoccaggio dell'i-

drogeno è l'accumulo sotto forma di gas compresso. La bassa densità dell'idrogeno obbliga all'immagazzinamento a pressioni elevate, dai 25-30 fino ai 70 MPa. In quest'intervallo, i valori più elevati di pressione comportano l'uso di serbatoi cilindrici, o sferici, aventi dimensioni relativamente ridotte ma spessore elevato. Per contro le pressioni più basse consentono la riduzione dello spessore a fronte di un aumento di volume dei serbatoi. Nell'autotrazione, occorre cercare un compromesso tra la necessità di ridurre il volume, aumentando la pressione di stoccaggio con il conseguente aumento di spessore e peso dei serbatoi, e la necessità di contenere il peso, riducendo la pressione e lo spessore. Al momento, la soluzione ottimale sembra essere lo stoccaggio a pressione relativamente ridotta in serbatoi leggeri a struttura metallica, o termoplastica, rinforzata con fibre (di carbonio, vetro o aramidiche).

L'alternativa, rappresentata dallo stoccaggio dell'idrogeno in forma liquida, è, come si intuisce, più costosa, in quanto la bassa temperatura critica dell'idrogeno richiede tecnologie di refrigerazione particolari. Occorre, infatti, avere costantemente attivo un sistema di refrigerazione capace di raggiungere e mantenere temperature inferiori a quella critica, oppure partire da idrogeno liquefatto industrialmente e rilasciare all'esterno la frazione di idrogeno che evapora per effetto delle infiltrazioni di calore. In entrambi i casi si ha un consumo energetico elevato, a causa della potenza spesa nel compressore del ciclo frigorifero o della dispersione di energia chimica nel vapore rilasciato. Il problema è particolarmente sentito nelle applicazioni mobili su piccola scala, quali i sistemi per autotrazione, poiché lo stoccaggio in forma liquida comporta un consumo di carburante anche a veicolo fermo.

Un'interessante opzione innovativa è l'accumulo chimico dell'idrogeno. In questo caso l'idrogeno viene assorbito nella struttura cristallina di una lega metallica, formando un idruro. Tipicamente, la sottrazione di calore e l'alta pressione favoriscono l'assorbimento e l'accumulo di idrogeno, mentre la somministrazione di calore consente la successiva restituzione dell'idrogeno accumulato. Attraverso l'accumulo chimico si possono avere volumi ridotti dei serbatoi, ma il peso dei contenitori è ancora troppo elevato, almeno per applicazioni automobilistiche. Infine, tra le tecnologie di stoccaggio ancora in fase sperimentale, si citano i sistemi a nanotubi, in cui gli atomi di idrogeno sono generalmente assorbiti entro nanostrutture di carbonio.

14.4 COMBUSTIONE DELL'IDROGENO

Le tecnologie di combustione dell'idrogeno hanno raggiunto piena maturità in diverse applicazioni. In particolare, le combustioni di idrogeno e ossigeno rappresentano la soluzione classica per la propulsione spaziale, mentre le combustioni di idrogeno ed aria sono utilizzate molto frequentemente nell'industria chimica.

L'idrogeno può essere usato, con relativa semplicità, anche in sostituzione dei combustibili ordinari in diverse applicazioni energetiche. In motori volumetrici, quali i motori a combustione interna per trazione, la bassa densità dell'idrogeno richiede, a parità di potenza, volumi della camera di combustione più elevati di quelli dei motori tradizionali. In compenso, le emissioni inquinanti risultano drasticamente ridotte rispetto a quelle tipiche degli idrocarburi ed, in particolare, non si producono ossido di carbonio, incombusti, anidride carbonica ed ossidi di zolfo. Se la combustione avviene in aria, è possibile, invece, la formazione di ossidi di azoto (NO_x). La notevole ampiezza del campo di infiammabilità dell'idrogeno consente, tuttavia, la combustione di miscele molto povere, con riduzione sensibile delle massime temperature di fiamma (e, quindi, degli NO_x). Infine, l'elevata velocità di avanzamento del fronte di combustione dell'idrogeno può essere un vantaggio per i motori a combustione interna (permettendo regimi di rotazione molto elevati), mentre può essere un rischio nel caso di impianti con turbine a gas (facilitando i ritorni di fiamma).

14.5 CELLE A COMBUSTIBILE

Per quanto, soprattutto in fase iniziale, la combustione tradizionale possa essere molto interessante per aumentare la penetrazione dell'idrogeno sul mercato, solo l'uso di sistemi ad alto rendimento, quali le celle a combustibile, consente il pieno sfruttamento del vettore energetico "idrogeno". Le celle a combustibile funzionano in modo analogo alle batterie, in quanto producono energia elettrica attraverso processi elettrochimici, convertendo direttamente l'energia chimica in energia elettrica. Tuttavia, a differenza delle batterie, le celle a combustibile utilizzano un'alimentazione esterna e, quindi, sono in grado di funzionare senza interruzioni fino a quando siano rifornite di combustibile ed ossidante.

L'efficienza termodinamica delle celle a combustibile può essere valutata mediante i rendimenti energetici ed exergetici di combustione definiti ai Paragrafi 1.3.2 ed 1.4.4. A differenza delle conversioni energetiche tipiche delle combustioni tradizionali, le conversioni elettrochimiche che hanno luogo nelle pile a combustibile non hanno la necessità di passare attraverso una fase intermedia di produzione di energia termica e, quindi, possono avvenire, al limite, in modo reversibile con rendimento exergetico

$$\eta_{II} = \frac{P}{\dot{m}_c e_c} \quad (14.14)$$

prossimo all'unità. Poiché il potere exergetico non differisce sostanzialmente dal potere calorifico inferiore del combustibile, anche il rendimento di conversione, od

energetico

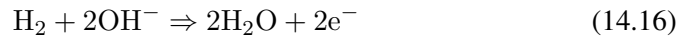
$$\eta_I = \frac{P}{\dot{m}_c H_i} \quad (14.15)$$

potrebbe in linea di principio approssimarsi all'unità. Per una cella ad idrogeno ed ossigeno, ad esempio, il rendimento ideale di secondo principio è pari al 100%, mentre il rendimento ideale di primo principio è pari al 94.5% (in quanto il potere exergetico dell'idrogeno è pari al 94.5% del potere calorifico inferiore nelle condizioni di riferimento: 25°C e pressione atmosferica).

14.5.1 Principio di funzionamento

Le celle a combustibile sono composte da due elettrodi in materiale poroso separati da un elettrolita. Il funzionamento delle celle a combustibile non differisce, sotto molti aspetti, dal funzionamento degli elettrolizzatori. Ad esempio, una cella a combustibile ad idrogeno ed ossigeno ed un elettrolizzatore dell'acqua, realizzano processi che sono esattamente uno l'inverso dell'altro (forzato, con spesa di energia, quello di elettrolisi; spontaneo, con generazione di energia, quello della cella a combustibile). Anche nelle celle a combustibile gli elettrodi sono sede delle reazioni di ossidazione (anodo) e riduzione (catodo), e l'elettrolita ha ancora la funzione di consentire il passaggio della corrente all'interno della cella. Nelle celle a combustibile, però, gli elettroni che escono dalla cella all'anodo attraversano un carico elettrico esterno, generando potenza utile, prima di rientrare nella cella al catodo.

Il funzionamento di una cella a combustibile può essere meglio chiarito con un esempio. A questo fine, il riferimento più conveniente è quello alle celle alcaline (AFC: Alkaline Fuel Cells) schematizzate in Fig. 14.3, nelle quali gli elettrodi, in materiale poroso, sono immersi in una soluzione elettrolitica a base di idrossido di potassio (KOH). Nelle celle a combustibile alcaline, l'idrogeno si diffonde attraverso l'anodo e reagisce con gli ioni OH^- della soluzione. In questo modo si forma acqua, che in parte esce dalla cella ed in parte rimane nella soluzione, e vengono liberati elettroni che vanno nel circuito elettrico esterno



Come si può vedere, la reazione di ossidazione (14.16) è la reazione inversa della reazione di riduzione (14.11) ed è caratterizzata, quindi, dal potenziale di ossidazione $\Delta V_{oss} = -\Delta V_{rid} = 0,83$ V. Gli elettroni liberati dall'ossidazione attraversano il carico elettrico esterno, generando potenza utile, e rientrano nella cella al catodo. Al catodo, gli elettroni reagiscono con l'ossigeno e l'acqua, producendo gli ioni OH^-



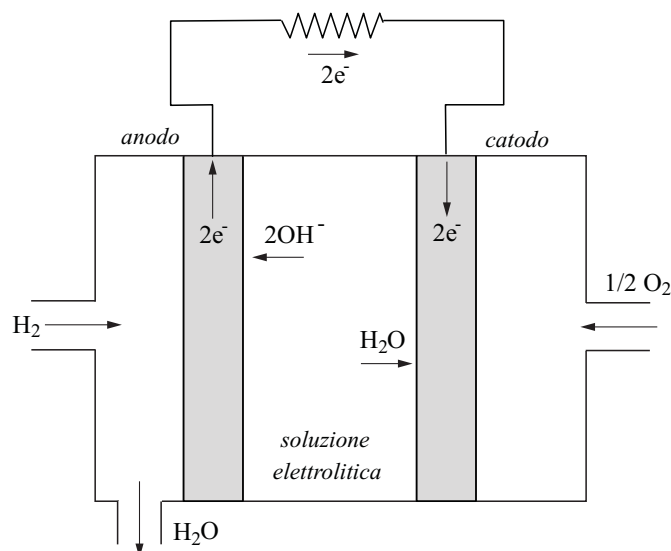


Figura 14.3: Schema funzionale di una cella a combustibile alcalina (AFC).

Come si può vedere, la reazione di riduzione (14.17) è la reazione inversa della reazione di ossidazione (14.10) ed è caratterizzata, quindi, dal potenziale di riduzione $\Delta V_{rid} = -\Delta V_{oss} = 0,40$ V. Nella soluzione elettrolitica gli ioni OH^- migrano verso l'anodo, chiudendo il circuito elettrico interno. L'acqua, prodotta all'anodo in quantità doppia di quella consumata al catodo, viene rimossa dalla cella allo stato di vapore, o liquido, a seconda della temperatura di funzionamento. La generazione di energia complessiva nella cella è proporzionale alla somma: $\Delta V_{oss} + \Delta V_{rid} = 0,83 + 0,40 = 1,23$ V, cioè alla forza elettromotrice prodotta dalle due reazioni spontanee.

A questo punto, si può facilmente verificare che

- l'intero processo non è altro che l'inverso del processo di elettrolisi alcalina,
- la somma delle reazioni (14.16) e (14.17) non è altro che la reazione (14.8) di combustione dell'idrogeno con ossigeno e
- l'acqua scaricata all'anodo costituisce l'unica emissione della cella.

14.5.2 Espressione del rendimento

Nelle celle a combustibile, la potenza elettrica generata dal passaggio della corrente elettrica attraverso il carico può essere espressa come

$$P = I\Delta V \quad (14.18)$$

dove I è l'intensità della corrente e ΔV è la differenza di potenziale alla quale la potenza elettrica è resa disponibile. La corrente elettrica, peraltro, è necessariamente

proporzionale alla portata di combustibile consumata, secondo la relazione

$$I = \frac{\dot{m}_c}{M_c} F n \quad (14.19)$$

dove \dot{m}_c ed M_c sono, rispettivamente, la portata massica e la massa molare di combustibile, mentre n è il numero di moli di elettroni generate dalla reazione per mole di combustibile, ed $F = 98.845$ coulomb per mole di elettroni [C/mol] è la costante di Faraday, pari alla carica elettrica di una mole di elettroni. (Si ricordi che nel Sistema SI l'unità di misura della carica elettrica è la quantità di elettricità trasportata in 1 secondo dall'intensità di corrente di 1 ampere: $1 \text{ C} = 1 \text{ A}\cdot\text{s}$). Nel caso delle celle AFC si ha: $n = 2$ moli di elettroni generate per mole di idrogeno, ed $M_c = 2 \text{ g/mol}$ (grammi di idrogeno per mole di idrogeno H_2), mentre \dot{m}_c , espressa in g/s, dipende, evidentemente, dal dimensionamento della cella.

Nell'ipotesi di reversibilità, il lavoro massimo che si può ottenere da un'unità di massa del combustibile è pari a

$$L'_{rev} = L'_{max} = e_c \quad (14.20)$$

e, quindi, la potenza massima può essere espressa nei modi equivalenti

$$P_{rev} = P_{max} = \dot{m}_c e_c = I \Delta V_{rev} \quad (14.21)$$

Di conseguenza, dalla (14.21) e dalla (14.19) si ottiene

$$\Delta V_{rev} = \frac{\dot{m}_c e_c}{I} = \frac{\dot{m}_c e_c}{\dot{m}_c F n / M_c} = \frac{M_c e_c}{F n} \quad (14.22)$$

e si evince che, nella situazione reversibile ideale, la differenza di potenziale ai morsetti della cella è funzione delle sole caratteristiche elettrochimiche del combustibile. Anche nelle celle a combustibile, tuttavia, si hanno fenomeni di irreversibilità che limitano la potenza prodotta ed abbassano i rendimenti. In particolare, la tensione di cella ΔV non è una costante ma cala al crescere della densità di corrente $I'' = I/A$, rapporto tra intensità di corrente ed area dell'elettrodo. Il rendimento di secondo principio, quindi, non è unitario ma è pari a

$$\eta_{II} = \frac{P}{\dot{m}_c e_c} = \frac{I \Delta V}{I \Delta V_{rev}} = \frac{\Delta V}{\Delta V_{rev}} \quad (14.23)$$

dove ΔV è la differenza di potenziale che si misura ai morsetti della cella. Una importante conseguenza della (14.23) è che η_{II} ha lo stesso andamento di ΔV , essendo $\Delta V_{rev} = \text{cost}$ per un dato combustibile.

Nella Fig. 14.4, gli andamenti qualitativi di ΔV (e quindi di η_{II}) e della densità di potenza $P'' = P/A$, sono riportati in funzione di I'' . Come si può vedere, quando

la densità di corrente è nulla si ha $\eta_{II} = 1$, in quanto la tensione di cella è pari al valore massimo termodinamico ΔV_{rev} . Per bassi valori dell'intensità di corrente si ha prima un rapido calo di tensione, legato alla velocità di reazione agli elettrodi (polarizzazione di attivazione). Successivamente, in un ampio intervallo di densità di corrente, si ha un calo di tensione pressoché lineare, legato alla resistenza elettrica dell'elettrolita (perdite per effetto Joule o polarizzazione ohmica). Infine, per alti valori di densità di corrente, si ha un ulteriore rapido calo del potenziale disponibile, legato ai gradienti di concentrazione che si formano entro la cella (polarizzazione di concentrazione).

Come si può intuire, le perdite effettive dipendono dalle condizioni operative della cella. Una pressione elevata, ad esempio, favorisce l'efficienza delle trasformazioni, ma l'influenza più rilevante viene esercitata dalla temperatura. La scelta di una temperatura operativa elevata fa aumentare la conducibilità dell'elettrolita (riducendo le perdite per effetto Joule), facilita le reazioni chimiche (riducendo la polarizzazione di attivazione), ed ha effetti positivi anche sulla polarizzazione di concentrazione. D'altro canto una temperatura elevata favorisce anche le dispersioni di calore e, quindi, aumenta le perdite collegate allo scarico dei prodotti della reazione.

Per quanto riguarda la densità di potenza, si può osservare che nella condizione di massimo rendimento si ha $P'' = 0$ mentre, successivamente, P'' cresce con I'' per un buon tratto, prima di calare rapidamente. Di conseguenza, la scelta della densità di potenza dipende da un compromesso tra costi di gestione, che si riducono al crescere del rendimento, e costi di impianto, che si riducono al crescere di $P'' = P/A$ (in quanto, a parità di potenza P , con A si riducono le dimensioni della cella).

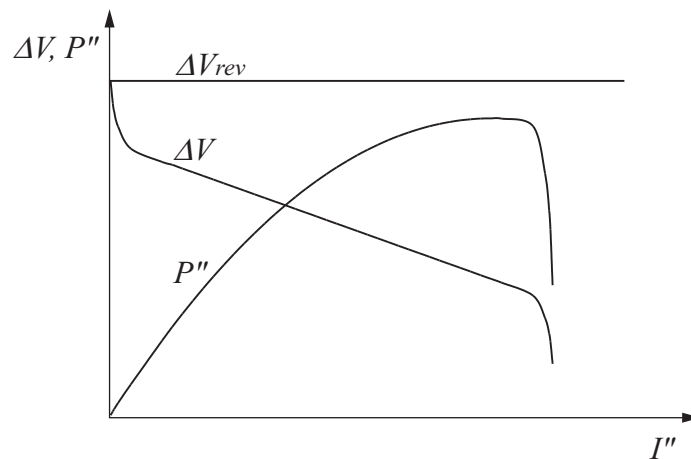


Figura 14.4: Curva caratteristica di una cella a combustibile.

14.5.3 Tendenze attuali

Le celle alcaline operano, come si è detto, a temperature poco più elevate rispetto all'ambiente. Per questo motivo sono state sviluppate per prime e sono state poi utilizzate intensivamente nelle applicazioni spaziali, a partire dai programmi Gemini ed Apollo. Tali celle, tuttavia, sono estremamente sensibili alla presenza di gas estranei, in particolare ossido di carbonio ed anidride carbonica che possono interagire con l'elettrolita anche in concentrazioni minime. Per non essere danneggiate dall'anidride carbonica presente nell'aria, le celle alcaline devono impiegare ossigeno puro come comburente, e ciò limita il loro uso ad applicazioni speciali. Per utilizzi normali, con l'aria come comburente, le tecnologie attualmente disponibili prevedono diverse tipologie di celle, come illustrato sinteticamente nella Tabella 14.2 dove sigle e parametri operativi sono desunti dalle descrizioni riportate nel seguito.

Tabella 14.2: Parametri funzionali delle principali celle a combustibile.

Tipo	Ioni	Elettrol.	t [°C]	η_{cella} [%]	η_{imp} [%]	Comb.	CO
AFC	OH^-	KOH	60-100	60	55	H_2	=
PAFC	H^+	H_3PO_4	180-200	55	38-42	H_2	< 1 %
PEM	H^+	PEM	80-120	60	55	H_2	< 10 ppm
MCFC	$\text{CO}_3^{=}$	KCO_3	630-670	55-65	48-60	$\text{H}_2/\text{CO}/\text{CH}_4$	utile
SOFC	$\text{O}^{=}$	ZrO_2	800-1000	60-65	55-60	$\text{H}_2/\text{CO}/\text{CH}_4$	utile

Dal punto di vista funzionale qui si vuol notare subito come, allo stato attuale della tecnologia, i rendimenti elettrici delle celle a combustibile siano dello stesso ordine di grandezza di quelli ottenibili con i moderni cicli combinati gas-vapore. Nel caso delle celle, tuttavia, tali rendimenti sono ottenuti anche con impianti di piccola taglia mentre, nel caso degli impianti termici, i rendimenti elevati si hanno solo con impianti di grande taglia. Inoltre le celle a combustibile, a differenza degli impianti termici, mantengono rendimenti elevati anche in condizioni di fuori progetto. Infine, è importante notare che le temperature di esercizio delle celle sono abbastanza limitate e, comunque, tali da non dare luogo a significative emissioni di ossidi di azoto pur utilizzando aria come comburente.

a) Celle ad acido fosforico (PAFC)

Le celle ad acido fosforico PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cell), schematizzate in Fig. 14.5, sono state le prime ad essere commercializzate per applicazioni industriali. Il principio di funzionamento è analogo a quello delle celle alcaline in quanto gli elettrodi porosi sono ancora immersi in una soluzione elettrolitica ma, questa volta,

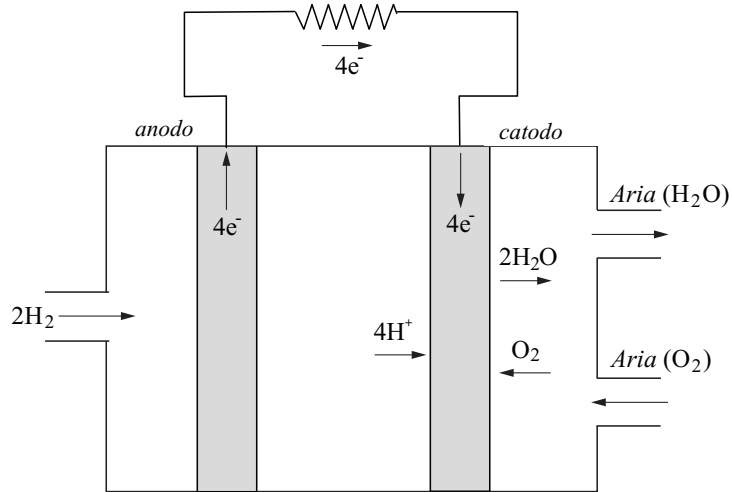


Figura 14.5: Schema funzionale di una cella ad acido fosforico (PAFC).

l'elettrolita è l'acido fosforico H_3PO_4 e gli ioni di conduzione sono gli ioni H^+ . Le celle PAFC hanno buona tolleranza per l'anidride carbonica e consentono, quindi, l'uso di aria come comburente. Occorre evitare, però, l'impiego di combustibili (come, ad esempio, i gas di sintesi) che contengono ossido di carbonio, perché l'ossido di carbonio avvelena i catalizzatori di platino degli elettrodi.

All'anodo delle celle PAFC, ha luogo l'ossidazione dell'idrogeno



che dà origine a ioni H^+ ed elettroni. Gli elettroni così liberati escono dalla cella e, prima di giungere al catodo, attraversano il carico esterno generando potenza utile. Gli ioni di conduzione H^+ migrano verso il catodo nella soluzione elettrolitica, chiudendo il circuito elettrico interno. Al catodo l'ossigeno dell'aria reagisce con gli ioni H^+ e gli elettroni che giungono dal circuito elettrico esterno, generando vapore acqueo



Il vapore acqueo prodotto nella reazione di riduzione (14.25), viene rimosso insieme con l'aria esausta. Poiché le celle ad acido fosforico operano a temperature comprese tra i 160 ed i 220 °C e, quindi, superiori rispetto alle celle alcaline, i gas prodotti dalla reazione possono essere utilizzati in sistemi di recupero termico.

b) Celle a membrana polimerica (PEM)

Nelle celle a membrana polimerica PEM (Polymeric Electrolyte Membrane), sche-

matizzate in Fig. 14.6, l'elettrolita è costituito da una membrana polimerica porosa di spessore inferiore al millimetro. Gli ioni di conduzione che attraversano gli elettrodi, pure porosi, e la membrana sono ancora ioni H^+ e, quindi, le reazioni elettrochimiche e lo schema funzionale sono gli stessi illustrati per le celle ad acido fosforico. In particolare, quindi, si può usare aria come comburente, mentre l'impiego di catalizzatori in platino esclude, anche in questo caso, la presenza di ossido di carbonio nel combustibile.

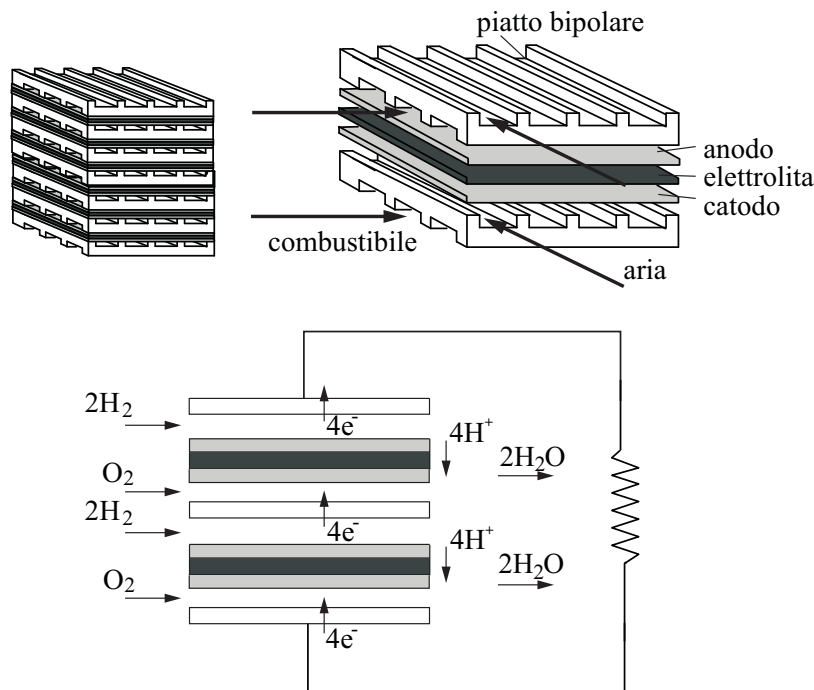


Figura 14.6: Stack di celle a membrana polimerica (PEM): visione d'insieme, vista esplosa e schema funzionale.

La sostituzione dell'elettrolita liquido con una membrana polimerica semplifica, comunque, la gestione della cella, in quanto riduce i problemi di corrosione e consente temperature di esercizio molto basse (inferiori a $100\text{ }^\circ\text{C}$). Per la loro semplicità e compattezza, le PEM sono attualmente le celle più utilizzate nelle applicazioni automobilistiche. In tali applicazioni viene impiegato un sistema costituito da diverse celle PEM sovrapposte e collegate in serie come schematizzato in Fig. 14.6. Nelle realizzazioni pratiche, i canali di adduzione dell'aria e del combustibile sono ricavati sulle facce opposte dei piatti bipolari di separazione. Ciascuna cella è poi completata da anodo e catodo, e dalla membrana polimerica che funge da elettrolita. La combinazione delle celle sovrapposte viene chiamata stack.

c) Celle a carbonati fusi (MCFC)

Le celle a carbonati fusi MCFC (Molten Carbonate Fuel Cell), schematizzate in Fig. 14.7, operano a temperature decisamente superiori rispetto alle precedenti (600-850 °C). Le temperature elevate facilitano le reazioni elettrochimiche, consentendo una maggiore flessibilità nella scelta dei combustibili ed una riduzione nel costo dei catalizzatori che, in questo caso, sono a base di nickel. Come comburente si può ancora usare l'aria, mentre nel combustibile è consentita anche una frazione di ossido di carbonio. Pertanto è possibile, ad esempio, alimentare la cella con gas di sintesi prodotto mediante reforming del metano.

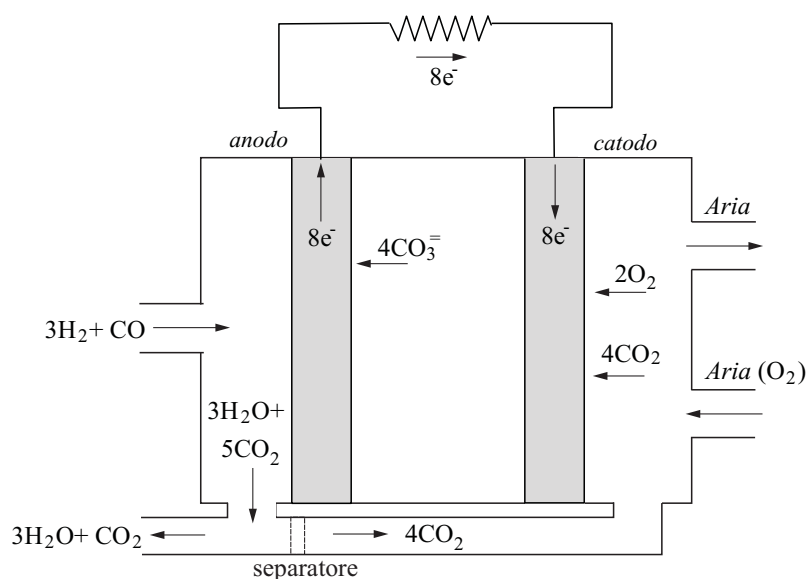
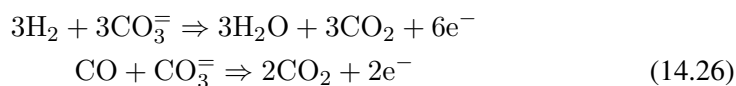
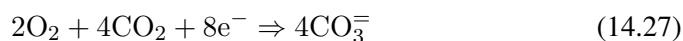


Figura 14.7: Schema funzionale di una cella a carbonati fusi (MCFC) alimentata con gas di sintesi derivato dal metano.

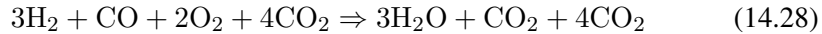
L'elettrolita è costituito da una soluzione di carbonati alcalini (con prevalenza di carbonato di potassio: KCO₃) che, alle temperature di esercizio, si trovano allo stato liquido. Gli ioni di conduzione, come indicato in Fig. 14.7, sono ioni CO₃²⁻. Nel caso di alimentazione con gas di sintesi (3 H₂ + CO), ricavato dal metano mediante la reazione (14.1), all'anodo (poroso) della cella si hanno le reazioni:



mentre al catodo (poroso) si ha la reazione:



Si può facilmente verificare che la somma delle reazioni anodiche e catodiche corrisponde alle reazioni di combustione dell'idrogeno e dell'ossido di carbonio:



con la particolarità, evidenziata nella (14.28) e nello schema funzionale di Fig. 14.7, che gran parte dell'anidride carbonica prodotta all'anodo viene separata e trasportata al catodo dove è consumata. In questo modo si evita la produzione indipendente dell'anidride carbonica di alimentazione.

La complessità della celle MCFC le rende inadatte alle applicazioni automobilistiche, mentre la flessibilità nella scelta dei combustibili e la possibilità di cogenerazione permettono interessanti applicazioni stazionarie. Inoltre, le elevate temperature consentono anche un'alimentazione diretta delle celle con metano. In quest'ultimo caso la produzione di idrogeno ed ossido di carbonio ha luogo all'interno delle celle, attraverso un processo di reforming dello stesso metano di alimentazione.

d) Celle ad ossidi solidi (SOFC)

Le celle ad ossidi solidi SOFC (Solid Oxide Fuel Cell), schematizzate in Fig. 14.8, sono caratterizzate da temperature di esercizio comprese tra gli 800 ed i 1.000 °C. Temperature così elevate consentono l'eliminazione dei catalizzatori ed un'alimentazione diretta con miscele di idrogeno, ossido di carbonio ed idrocarburi. Quest'ul-

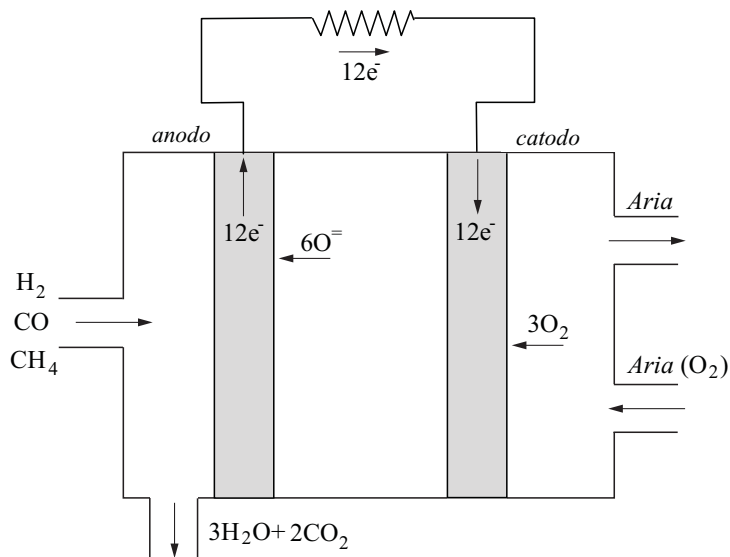
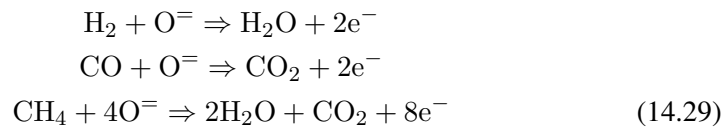


Figura 14.8: Schema funzionale di una cella ad ossidi solidi (SOFC) alimentata con gas di sintesi derivato dal carbone.

tima caratteristica è particolarmente interessante perché permette, ad esempio, l'uso diretto dei prodotti della gassificazione del carbone. Inoltre, pur essendo di gestione complessa, le SOFC sono estremamente promettenti per la cogenerazione, potendo raggiungere rendimenti molto elevati se si sfrutta adeguatamente il calore sensibile dei prodotti della reazione.

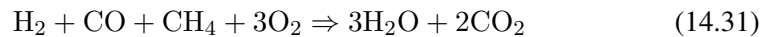
Le celle SOFC utilizzano un elettrolita ceramico poroso a base di ossido di zirconio (ZrO_2) stabilizzato con ossido di ittrio (Y_2O_3) e, come indicato in Fig. 14.8 gli ioni di conduzione sono ioni $O^=$. La difficoltà di realizzare fogli di elettrolita di grande superficie che siano sufficientemente resistenti ha portato alla costruzione di celle con geometrie particolari, di tipo tubolare. Le reazioni all'anodo (poroso) sono:



mentre la reazione al catodo (poroso) è:



Si può facilmente verificare che la somma delle reazioni anodiche e catodiche corrisponde alle reazioni di combustione dell'idrogeno, dell'ossido di carbonio e del metano:



e che, di conseguenza, le emissioni di anidride carbonica sono quelle derivanti dal carbonio presente nel combustibile sotto forma di CO e CH_4 .

14.6 IMPIANTI CON CELLE A COMBUSTIBILE

Generalmente, le celle a combustibile hanno bisogno di una serie di servizi ausiliari e, per funzionare con la massima efficienza, devono essere inserite in impianti abbastanza complessi. Gli impianti con celle a combustibile sono costituiti da tre sezioni principali:

- una sezione di trattamento del combustibile dove si produce un gas contenente idrogeno, purificato a seconda delle esigenze della cella;
- una sezione elettrochimica dove operano le celle a combustibile vere e proprie;
- un sistema di trasformazione della corrente elettrica prodotta (da continua ad alternata con caratteristiche adatte all'immissione in rete).

Completano l'impianto i sistemi di regolazione ed i sistemi di recupero del calore. Il

calore recuperato può essere utilizzato sia all'interno dell'impianto, ad esempio per il trattamento del combustibile, sia da utenze termiche esterne. Lo schema funzionale di un impianto tipico, avente le caratteristiche sopra descritte, è illustrato in Fig. 14.9.

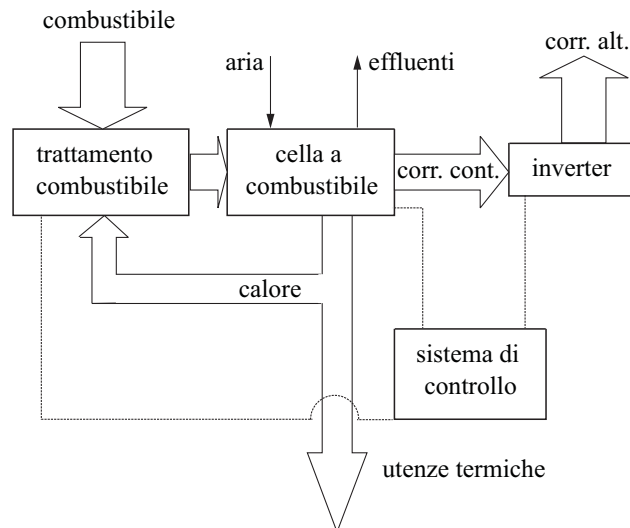


Figura 14.9: Schema funzionale di un impianto con celle a combustibile per applicazioni elettriche.

Per le celle a combustibile MCFC ed SOFC, funzionanti a temperature elevate, il recupero di calore può essere collegato alla generazione di energia elettrica con cicli termici ed avere luogo attraverso configurazioni più complesse ed efficienti di quella riportata in Fig. 14.9. In particolare, sono in fase di sviluppo impianti combinati in cui una cella a combustibile pressurizzata di tipo SOFC viene utilizzata all'interno di un ciclo con turbina a gas, in sostituzione della camera di combustione. Come illustrato nello schema di Fig. 14.10, in tal modo vengono sfruttati sia il lavoro meccanico generato dalla turbina a gas, sia l'energia elettrica generata nella cella.

14.7 IDROGENO E SISTEMA ENERGETICO

Come si è già osservato, l'idrogeno non è una fonte primaria di energia ma, piuttosto, una fonte secondaria od un vettore di energia. In questo senso, la convenienza del suo utilizzo deve essere valutata con riferimento al ciclo di vita, includendo i costi energetici, economici ed ambientali delle fasi di produzione, trasporto e stoccaggio. Allo stato attuale, l'idrogeno può essere prodotto trasformando combustibili tradizionali (attraverso, ad esempio, il reforming di idrocarburi o la gassificazione del carbone),

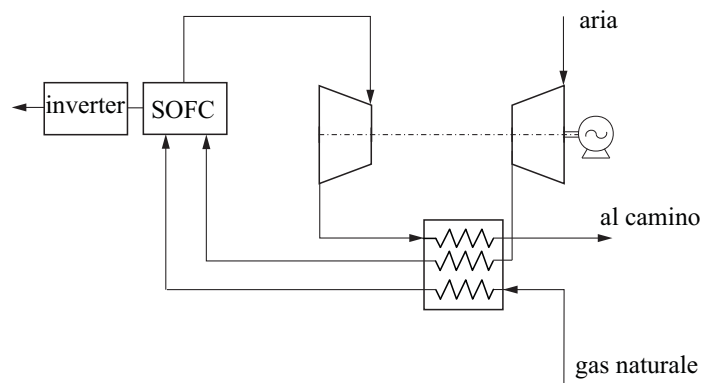


Figura 14.10: Schema funzionale di un impianto combinato con cella a combustibile SOFC pressurizzata e turbina a gas.

ovvero separando l'acqua nei suoi componenti (attraverso processi elettrolitici o termochimici). L'introduzione dell'idrogeno, quindi, trasforma la configurazione del sistema energetico globale da quella schematizzata nella Fig. 2.1 a quella schematizzata nella Fig.14.11. Come indicato nel nuovo schema, l'uso dell'idrogeno è, in realtà, una possibile alternativa all'uso dell'energia elettrica o dei derivati pregiati di petrolio e carbone (come, ad esempio, benzine e gasolio per autotrazione e gas di sintesi per la produzione di energia elettrica).

Il nuovo schema porta a considerazioni molto interessanti. Con riferimento all'analisi del ciclo di vita si consideri, ad esempio, un'utenza domestica servita da una cella a combustibile. La cella, come si è visto, ha rendimenti elevati ed impatto ambientale pressoché nullo. Tuttavia, se l'idrogeno consumato è stato prodotto per elettrolisi utilizzando energia elettrica di rete, il risultato finale sarà sensibilmente peggiore, in termini di impatto ambientale e consumo energetico, rispetto a quanto ottenibile con una connessione diretta dell'utenza alla rete. Al contrario, l'uso dell'idrogeno nelle celle a combustibile risulta interessante in quanto permette di sostituire alcuni anelli deboli della catena energetica tradizionale con trasformazioni più efficienti od a minor impatto ambientale. Ad esempio, a parità di combustibile di partenza, la produzione di energia elettrica con sofisticati impianti combinati SOFC e turbina a gas può garantire efficienze migliori rispetto ai cicli termoelettrici attuali.

Nello sfruttamento delle energie rinnovabili l'idrogeno presenta, rispetto all'elettricità, il vantaggio di poter essere più facilmente accumulato in grandi quantità. L'energia eolica, ad esempio, viene prodotta in maniera intermittente sulla base della ventosità e, quindi, con una distribuzione nel tempo del tutto indipendente dal profilo della domanda energetica. Di conseguenza, per mantenere in equilibrio la rete stessa, la frazione di energia eolica effettivamente sfruttabile potrebbe risultare inferiore al

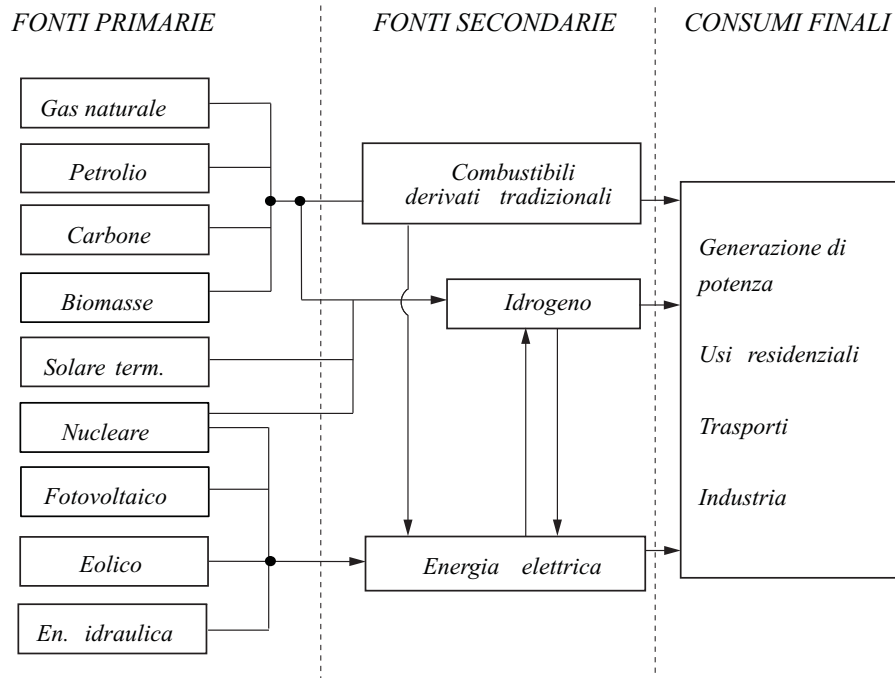


Figura 14.11: Configurazione del sistema energetico globale dopo l'introduzione dell'idrogeno.

valore consentito dalla disponibilità di vento. Introducendo la produzione di idrogeno nella catena energetica, sarebbe invece possibile superare tale vincolo, utilizzando il surplus di energia eolica per accumulare energia potenziale chimica sotto forma di idrogeno.

14.8 IDROGENO E TRASPORTI

Il trasporto su gomma è, probabilmente, il settore che può trarre i maggiori benefici dall'impiego dell'idrogeno e delle celle a combustibile. Automobili e veicoli commerciali richiedono, infatti, motori di piccola taglia che, tipicamente, funzionano in condizioni di fuori progetto. Inoltre, l'impatto ambientale di tali motori rappresenta un problema significativo, poiché le emissioni inquinanti sono concentrate nelle aree urbane a maggiore densità di popolazione. Infine, l'uso dell'elettricità come vettore energetico per la trazione automobilistica, ancora non si è rivelato adeguato alle condizioni di uso effettivo, se non nella versione a propulsione ibrida.

Le celle a combustibile od anche, semplicemente, l'uso di idrogeno quale combustibile, rappresentano un'ottima soluzione per i problemi del traffico veicolare.

Le celle a combustibile, in particolare, sono caratterizzate da un impatto ambientale pressoché nullo, anche per taglie molto ridotte, e da un rendimento molto elevato che non diminuisce, in modo significativo, nel funzionamento al di fuori delle condizioni di progetto. Non sorprende, quindi, che la quasi totalità delle case automobilistiche sia attualmente impegnata nello sviluppo di veicoli ad idrogeno, vuoi con propulsione a cella a combustibile, vuoi (più raramente) con motori a combustione interna alimentati ad idrogeno.

Da un punto di vista globale, l'uso diretto dell'idrogeno nei motori a combustione interna garantirebbe, nell'ambito urbano, l'assenza di emissioni di CO ed HC, e potrebbe ridurre anche le emissioni di NO_x se venissero utilizzate miscele povere. Se l'idrogeno fosse prodotto a partire da combustibili fossili, non sarebbero invece ridotte in modo significativo le emissioni di CO₂ (a meno di ricorrere a sistemi di sequestro dell'anidride carbonica negli impianti di produzione). L'efficienza energetica dei veicoli non cambierebbe, mentre l'efficienza energetica complessiva, includendo i processi di produzione e gestione dell'idrogeno, sarebbe quasi certamente inferiore a quella attuale.

Il quadro complessivo, invece, migliorerebbe nettamente con l'uso di celle a combustibile. In tal caso si avrebbe un incremento netto dell'efficienza del veicolo, sia in termini di valori massimi sia, soprattutto, in termini di valori medi, poiché gli alti rendimenti sarebbero mantenuti in un intervallo di funzionamento più ampio di quello tipico dei motori a combustione interna. I veicoli, inoltre, diventerebbero, di fatto, a propulsione elettrica, e potrebbero più facilmente essere utilizzati sistemi di recupero energetico in fase di frenata, aumentando ulteriormente l'efficienza nel ciclo urbano. In tal modo, oltre a minimizzare l'impatto ambientale locale, si potrebbero ottenere benefici considerevoli in termini di consumi di energia primaria e di emissioni (anidride carbonica inclusa).

Le soluzioni più comuni, per automobili o veicoli commerciali, prevedono l'uso di celle a membrana polimerica, relativamente semplici e molto compatte, con taglie dai 50 ai 250 kW. Per aumentare la flessibilità d'uso, potrebbe essere prevista la possibilità di alimentare il veicolo oltre che con idrogeno anche con metano o metanolo. Nel caso dell'alimentazione con idrogeno, il combustibile sarebbe, probabilmente, trasportato sotto forma di gas compresso (anche se non mancano prototipi di veicoli con serbatoi di idrogeno liquido o sistemi di accumulo ad idruri metallici). Nel caso dell'alimentazione con metano o metanolo, invece, sarebbe necessario avere a bordo del veicolo un'unità di trattamento del combustibile, in modo da produrre idrogeno attraverso il reforming del metano (o del metanolo) e di eliminare, successivamente, le tracce di ossido di carbonio inevitabilmente presenti nel gas di sintesi.

Notevoli ostacoli alla diffusione dei veicoli ad idrogeno sono rappresentati anche dal costo elevato, ancora lontano dalla competitività commerciale, e dalla necessità di

realizzare un'infrastruttura capillare di distribuzione dell'idrogeno. Inoltre l'uso dell'idrogeno sui veicoli richiede una grande attenzione alla sicurezza, sia in relazione al pericolo di incendio sia, ad esempio, alla gestione di serbatoi a pressioni elevatissime. Va anche ricordato, tuttavia, che l'idrogeno si disperde immediatamente nell'atmosfera in caso di perdite, essendo molto meno denso dell'aria, e si consuma molto rapidamente quando brucia, essendo molto più reattivo della benzina e del gasolio. Le fiamme di idrogeno, infine, si sviluppano quindi esclusivamente verso l'alto, mentre le fiamme di benzina e gasolio possono diffondersi anche orizzontalmente, seguendo il flusso del carburante liquido.

Esempio 14.3 *Si confrontino, dal punto di vista del risparmio di energia primaria, un veicolo a benzina tradizionale, un veicolo con cella a combustibile (PEM) alimentato con idrogeno prodotto mediante steam reforming di metano (SMR), ed un veicolo con cella a combustibile alimentato con idrogeno prodotto mediante elettrolisi. Si assumano costi energetici equivalenti per l'estrazione, lavorazione ed approvvigionamento di benzina e gas naturale, si consideri un veicolo dotato di un serbatoio di gas alla pressione di 45 MPa, e si stimino i rendimenti del processo SMR e dell'elettrolizzatore pari al 70%.*

Soluzione

Il rendimento, per un motore a benzina di media potenza in percorso misto, può essere dell'ordine del 20%, ma scende al 18% se si tiene conto del rendimento globale del veicolo. Pertanto, l'energia primaria contenuta nel combustibile viene trasformata in lavoro dal motore con un rendimento pari a 0,18.

Nel caso di un veicolo con celle a combustibile, il gas naturale dovrà prima essere convertito in idrogeno e, successivamente, l'idrogeno dovrà essere compresso fino alla pressione di stoccaggio. Con una pressione (finale) nel serbatoio pari a $p_2 = 45$ MPa, condizioni di entrata del gas: $p_1 = 1,7$ MPa e $T_1 = 300$ K, ed un rendimento isoentropico di compressione $\eta_{ic} = 0,85$, si ha:

$$T_{2'} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(k-1)/k} = 300 \left(\frac{45}{1,7} \right)^{(1,4-1)/1,4} = 765 \text{ K}$$

per la temperatura di fine compressione isoentropica, ed

$$\begin{aligned} |L'_c| &= h_2 - h_1 = c_p(T_2 - T_1) = c_p(T_{2'} - T_1)/\eta_{ic} \\ &= 14,9(765 - 300)/0,85 = 8,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

per il lavoro di compressione reale. Pertanto, con un rendimento medio di conversione delle rete elettrica del 39%, si consumano $8,1/0,39 = 20,8$ MJ/(kg idrogeno) per

la sola compressione. Il rendimento della compressione, in termini di trasformazione di energia primaria, è pari, quindi, a

$$\eta_{1c} = 1 - \frac{|L'_c|}{H_i} = 1 - \frac{20,8}{110,9} = 0,81$$

Utilizzando un processo SMR, con un rendimento di trasformazione del 70%, il rendimento complessivo delle trasformazioni del combustibile, dal metano all'idrogeno nel serbatoio del veicolo, risulta allora pari a

$$\eta_{trasf} = 0,81 \cdot 0,70 = 0,57$$

Le celle a combustibile hanno un rendimento sensibilmente più elevato rispetto al motore a combustione interna, e tale rendimento si mantiene relativamente costante al variare delle condizioni operative. Pertanto, adottando una cella di tipo PEM, potremmo assumere un rendimento complessivo del veicolo dell'ordine del 44%. Il rendimento globale, quindi, è pari a

$$\eta_g = 0,57 \cdot 0,44 = 0,25$$

ovvero più elevato rispetto al motore a benzina convenzionale.

Se, invece, avessimo utilizzato idrogeno da elettrolisi, il rendimento delle trasformazioni, a partire dall'energia primaria fino all'idrogeno nel serbatoio del veicolo, sarebbe stato pari al prodotto dei rendimenti di conversione della rete elettrica (0,39), della compressione (0,8) e di conversione dell'elettrolizzatore (0,7), ovvero pari a

$$\eta_{trasf} = 0,39 \cdot 0,80 \cdot 0,70 = 0,22$$

Con il rendimento $\eta_{trasf} = 0,22$ così calcolato, adottando una cella di tipo PEM che conduce ad rendimento complessivo del veicolo dell'ordine del 44%, si avrebbe un rendimento globale

$$\eta_g = 0,22 \cdot 0,44 = 0,097$$

e quindi decisamente più basso rispetto alla soluzione convenzionale con motore a combustione interna a benzina.

14.9 CONCLUSIONI

L'idrogeno può essere considerato una fonte secondaria di energia od, in alternativa, un vettore energetico, peraltro molto interessante dal punto di vista ambientale. Sul piano energetico, invece, l'utilizzo dell'idrogeno deve essere valutato tenendo ben presenti i costi energetici legati al suo intero ciclo di vita.

L'uso delle celle a combustibile permette di sfruttare al meglio le caratteristiche

dell'idrogeno e rappresenta, quindi, una prospettiva di sicuro interesse, soprattutto per impianti di taglia media o piccola, quali i motori per autotrazione ed i sistemi di generazione diffusa dove il vantaggio in termini di efficienza rispetto ai sistemi tradizionali è più marcato. Restano, tuttavia, da superare due ostacoli: il costo delle celle a combustibile, sensibilmente più elevato del costo dei sistemi tradizionali, e l'assenza di infrastrutture adeguate per la produzione e la distribuzione dell'idrogeno su larga scala.

Nel testo, in particolare

- Si sono messe a confronto le proprietà termofisiche dell'idrogeno e del metano, il principale concorrente dell'idrogeno tra gli idrocarburi.
- Si sono esaminati i processi industriali più diffusi per la produzione dell'idrogeno descrivendo, in ordine di importanza: reforming degli idrocarburi, gassificazione del carbone e scissione dell'acqua mediante elettrolisi.
- Si è poi accennato ad alcuni processi ancora in fase di sperimentazione, come la scissione termochimica dell'acqua e le reazioni fotobiologiche.
- Si sono illustrate le difficoltà tecnologiche connesse allo stoccaggio ed alla combustione dell'idrogeno nelle applicazioni energetiche tradizionali.
- Si è osservato che l'impiego dell'idrogeno è pienamente giustificato solo nel contesto di sistemi di conversione energetica ad alto rendimento come le celle a combustibile.
- Si è illustrato il principio di funzionamento delle celle a combustibile e si sono descritte le tipologie di celle di più largo impiego: alcaline (AFC), ad acido fosforico (PAFC), a membrana polimerica (PEM), a carbonati fusi (MCFC) e ad ossidi solidi (SOFC).
- Si sono poi descritti sinteticamente gli impianti con celle a combustibile, e si sono delineate le possibili trasformazioni del sistema energetico a seguito dell'introduzione dell'idrogeno.
- A conclusione del capitolo, si sono discussi vantaggi e svantaggi dell'impiego di idrogeno e celle a combustibile nelle automobili e nei veicoli commerciali stradali.

Glossario

AEEG - Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas

Autorità indipendente, istituita con la Legge 481/95, con funzioni di regolazione, controllo e promozione della concorrenza nei settori dell'energia elettrica e del gas. Mette a disposizione documentazione tecnica e dati statistici concernenti l'energia elettrica ed il gas naturale [<http://www.autorita.energia.it/>].

AgiEnergia

Portale informativo e formativo sui temi dell'energia. [<http://www.agienergia.it/>].

AIEL - Associazione Italiana Energie Agroforestali

portale informativo sui temi delle biomasse [<http://www.aiel.cia.it/>].

APAT - Agenzia per la Protezione dell'Ambiente e per i servizi Tecnici

ora ISPRA.

ARPA - Agenzia Regionale per la Protezione dell'Ambiente

affianca, in ogni regione, le istituzioni locali in molteplici attività quali: la lotta all'inquinamento atmosferico ed acustico, gli interventi per la tutela delle acque superficiali e sotterranee, il monitoraggio dei campi elettromagnetici e le indagini sulla contaminazione del suolo e sui processi di bonifica.

AU - Acquirente Unico

Società per azioni costituita dal Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale (attualmente Gestore dei Servizi Energetici - GSE), al fine di garantire la disponibilità di energia elettrica per il Servizio di Maggior Tutela [<http://www.acquirenteunico.it/>].

Autoproduttore

Persona fisica o giuridica responsabile che produce energia elettrica e la utilizza in misura non inferiore al 70% annuo per uso proprio o per uso di società collegate.

Bilanciamento

Servizio svolto da TERNA nell'ambito del dispacciamento per mantenere l'equilibrio tra immissioni e prelievi nel sistema elettrico nazionale.

BP - British Petroleum

Multinazionale con campo di azione molto esteso. Mette a disposizione dati e statistiche di interesse energetico [<http://www.bp.com/>].

Borsa elettrica

Vedi: Mercato elettrico.

CDIAC - Carbon Dioxide Information Analysis Center

Centro di raccolta dati sull'anidride carbonica del Ministero dell'Energia degli Stati Uniti [<http://cdiac.ornl.gov/>].

CDR

Combustibile Derivato dai Rifiuti.

Certificati Bianchi

Vedi: Titoli di Efficienza Energetica (TEE)

Certificati Verdi

Certificati emessi dal GSE che attestano la produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Produttori ed importatori di energia elettrica hanno infatti l'obbligo di immettere in rete energia da fonti rinnovabili, in quantità pari ad una percentuale del totale da fonti convenzionali prodotto o importato l'anno precedente (per il 2010 la percentuale era il 5,30%). I certificati hanno un valore pari a 1 MWh e possono essere venduti o acquistati sul mercato.

CER - Certified Emission Reduction

Ovvero: Certificato di Riduzione delle Emissioni di gas serra derivante da progetti di abbattimento delle emissioni nei paesi in via di sviluppo aderenti al protocollo di Kyoto ma non firmatari del protocollo stesso.

CESI - Centro Elettrotecnico Sperimentale Italiano

Nell'aprile 2009 ha cambiato nome in ERSE (ENEA - Ricerca sul Sistema Elettrico)

e nel luglio 2010, conservando parzialmente l'acronimo, è diventato RSE (Ricerca sul Sistema Energetico).

CIL

Consumo interno lordo (di energia elettrica).

CIP6

Provvedimento n. 6 del Comitato Interministeriale Prezzi adottato nel 1992, per definire gli incentivi alla realizzazione di impianti da fonti rinnovabili e/o assimilate previsti dalla Legge 9/91.

Direttiva dell'Unione Europea

Provvedimento di carattere generale vincolante nel principio e nel fine per tutti gli Stati a cui è rivolto, che però lascia libero ogni Stato di adeguarsi emanando le leggi che ritiene più idonee a conseguire il risultato previsto.

COVNM

Composti organici volatili non metaniferi.

CSV

Ciclo Semplice a Vapore.

Dispacciamento di energia elettrica e gas naturale

Attività svolte da TERNA per l'energia elettrica e da SNAM Rete Gas per il gas naturale, dirette alla gestione dei flussi sulle rispettive reti al fine di mantenere l'equilibrio tra domanda e offerta.

DL - Decreto legge

Provvedimento con forza di legge adottato dal Governo. Entra in vigore immediatamente dopo la pubblicazione in G.U. ma con effetti provvisori, in quanto deve essere convertito in legge entro 60 giorni dalla pubblicazione.

Dlgs - Decreto legislativo

Atto normativo avente forza di legge adottato dal potere esecutivo (il Governo ed i suoi Ministri) per delega espressa e formale del potere legislativo (la così detta Legge Delega).

DM - Decreto Ministeriale

Atto amministrativo emesso da un ministro nell'ambito delle materie di competenza del suo dicastero. Non ha forza di legge ma riveste il carattere di fonte normati-

GLOSSARIO

va secondaria in presenza di un regolamento. Quando è emanato dal Presidente del Consiglio dei Ministri prende la denominazione di Decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri (DPCM).

DOE - Department of Energy

Ovvero: Ministero dell'Energia, degli Stati Uniti. Si occupa, in particolare, di fonti energetiche fossili e rinnovabili, ambiente, sicurezza degli approvvigionamenti e sostenibilità [<http://www.energy.gov/>].

DPCM - Decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri

Come Decreto Ministeriale, ma emanato dal Presidente del Consiglio.

DPR - Decreto del Presidente della Repubblica

è un atto del Presidente della Repubblica, attualmente richiesto per emanare i regolamenti governativi e per procedere ad alcune nomine particolari (come Presidente del Consiglio dei Ministri, Giudici Costituzionali, alti funzionari). Inoltre, la normativa precedente al 1988 disponeva che venissero emanati nella forma del DPR anche i decreti legislativi.

EEA - European Environmental Agency

Ovvero: Agenzia Europea per l'Ambiente. Mette a disposizione pubblicazioni, dati e statistiche di interesse ambientale [<http://www.eea.europa.eu/>].

EIA - US Energy Information Administration

Ovvero: Dipartimento per l'Informazione Energetica degli Stati Uniti operante in maniera autonoma. Mette a disposizione dati statistici ed analisi di interesse energetico ed ambientale [<http://www.eia.doe.gov/>].

ENEA

Agenzia nazionale per le nuove tecnologie, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile. Mette a disposizione sul suo sito web pubblicazioni, dati e statistiche di interesse energetico ed ambientale [<http://www.enea.it/>].

ENEL - Ente Nazionale Energia Elettrica

Ex monopolista statale, è rimasto la principale azienda italiana operante nel settore elettrico. Privatizzato dal 1992 ha, tuttora, il Ministero dell'Economia e delle Finanze italiano come azionista di riferimento, con una quota diretta ed indiretta del 31% [<http://www.enel.it/>].

ENI - Ente Nazionale Idrocarburi

Impresa integrata nelle attività di ricerca, produzione, trasporto, trasformazione e commercializzazione del petrolio e del gas naturale. Gli azionisti di controllo sono il Ministero dell'Economia e delle Finanze con il 20,31% e la Cassa Depositi e Prestiti con il 9,99%. [<http://www.eni.com/>].

EPI - Earth Policy Institute

Organizzazione senza fini di lucro dedicata alla pianificazione della sostenibilità ambientale mondiale. Mette a disposizione dati statistici concernenti, il clima l'energia ed il sistema dei trasporti [<http://www.earth-policy.org>].

ERSE - ENEA Ricerca sul Sistema Elettrico

già CESI, nell'aprile 2009 ha assunto il nome di ERSE (ENEA - Ricerca sul Sistema Elettrico) e nel luglio 2010, conservando parzialmente l'acronimo, è diventato RSE (Ricerca sul Sistema Energetico).

ERU - Emission Reduction Unit

Ovvero: Unità di Riduzione delle Emissioni derivante da progetti di abbattimento delle emissioni in paesi firmatari del protocollo di Kyoto (tipicamente, in Europa, paesi dell'ex blocco sovietico che, avendo dismesso gran parte del loro apparato industriale, risultano assegnatari di quote EAU in eccesso che possono convertire in ERU).

ESCO - Energy Service Company

Sono società specializzata in interventi per il miglioramento dell'efficienza energetica di aziende pubbliche e private. Generalmente le ESCO curano l'intero processo di analisi, studio e realizzazione di un programma di efficienza energetica, comprendendo spesso anche il finanziamento dei singoli progetti.

ETS - Emission Trading System

Meccanismo finalizzato a consentire lo scambio dei diritti d'emissione tra Stati o imprese in relazione ai rispettivi obiettivi di riduzione delle emissioni di gas serra.

EU - European Union

Vedi: Unione Europea.

EUA - European Union Allowance

Quota di emissione di gas a effetto serra corrispondente al permesso di emettere una tonnellata di anidride carbonica equivalente.

GLOSSARIO

EUROSTAT

Ufficio statistico dell'Unione Europea. Mette a disposizione pubblicazioni e dati statistici concernenti, tra l'altro, importanti indicatori di sostenibilità ambientale [<http://epp.eurostat.ec.europa.eu/>].

Fonti energetiche rinnovabili

Sono le fonti energetiche non fossili: eolica, solare, aerotermica, idrotermica, geotermica, del moto ondoso e delle maree, idraulica, biomassa, gas di discarica, gas residuati dai processi di depurazione e biogas. In tale contesto, si definiscono: energia aerotermica il calore prelevato dall'aria ambiente, energia idrotermica il calore prelevato dalle acque superficiali, energia geotermica il calore prelevato dalle acque di falda o dal terreno (Dlgs 28/11 in attuazione della Direttiva 2009/28/CE), mentre per biomassa si intende la parte biodegradabile dei prodotti, rifiuti e residui provenienti dall'agricoltura (comprendente sostanze vegetali e animali) e dalla silvicoltura e dalle industrie connesse, nonché la parte biodegradabile dei rifiuti industriali e urbani (Dlgs 387/03 in attuazione della Direttiva 2001/77/CE).

EUBIA - European Biomass Industry Association

Ovvero: Associazione Europea Industrie delle Biomasse [<http://www.eubia.org/>].

GHG

GreenHouse Gases ovvero: Gas Serra.

Gas serra

Sono i gas che, come l'anidride carbonica, il metano, il protossido di azoto ed i gas alogenati contribuiscono all'effetto serra.

GME - Gestore dei Mercati Energetici

Società per azioni costituita dal GSE con il compito di gestire il mercato elettrico, meglio noto come borsa elettrica ed, in futuro, anche il mercato del gas. Mette a disposizione i dati relativi all'andamento dei Prezzo Unico Nazionale dell'energia elettrica in Italia [<http://www.mercatoelettrico.org/>].

GSE - Gestore dei Servizi Energetici

Società per azioni di proprietà del Ministero dell'Economia e delle Finanze, capogruppo delle due società controllate AU (Acquirente Unico) e GME (Gestore dei Mercati Energetici). Eroga gli incentivi alla produzione elettrica da fonti rinnovabili. Mette a disposizione dati e pubblicazioni informative sulle fonti energetiche rinnovabili [<http://www.gse.it/>].

IAEA - International Atomic Energy Agency

Ovvero: Agenzia Internazionale per l'Energia Atomica [<http://www.iaea.org/>]. Mette a disposizione, sul sito web [<http://www.iaea.org/pris/>], il rapporto annuale Nuclear Power Reactors in the World contenente i dati ufficiali sui reattori nucleari in opera od in costruzione nel Mondo.

IARC - International Agency for Research on Cancer

Ovvero: Agenzia Internazionale per la Ricerca sul Cancro. Mette a disposizione dati sulle sostanze cancerogene [<http://www.iarc.fr/>].

ICE - InterContinental Exchange

Borsa che opera globalmente sui mercati future, affiliata alla NYSE e con succursale a Londra. Tra i dati che mette a disposizione vi sono i prezzi future delle quote di emissione EAU [<https://www.theice.com/>].

IEA - International Energy Agency

Ovvero: Agenzia Internazionale per l'Energia. Mette a disposizione pubblicazioni, dati e statistiche di interesse energetico ed ambientale [<http://www.iarc.fr/>].

IGCC

Impianto di Gassificazione Integrata a Ciclo Combinato.

IMF - International Monetary Fund

Ovvero: Fondo Monetario Internazionale. Mette a disposizione pubblicazioni, dati e statistiche relative ai principali indicatori economici, inclusi gli andamenti del *PIL* e dei prezzi delle fonti fossili di energia [<http://www.imf.org/>].

IPA

Idrocarburi policiclici aromatici.

IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change

Gruppo di lavoro costituito dalle Nazioni Unite e dalla World Meteorological Organization per la valutazione dei dati relativi al cambiamento climatico. Mette a disposizione numerose pubblicazioni, tra cui un rapporto di particolare interesse sui cambiamenti climatici "Climate Change 2007" [<http://www.ipcc.ch/>].

IRE

Indice di Risparmio Energetico definito dalla AEEG.

GLOSSARIO

ISPRA

Istituto Superiore per la Ricerca e la Protezione Ambientale (ex APAT), è vigilato dal Ministero dell'Ambiente e della Tutela del Territorio e del Mare [<http://www.isprambiente.it/>]. Mette a disposizione, sul sito web [<http://annuario.apat.it/>], l'Annuario dei Dati Ambientali comprendente, tra le altre, le sezioni: Energia, Trasporti Industria, Atmosfera e Rifiuti.

LT

Limite termico definito dalla AEEG nel contesto dell'indice IRE.

Mercato elettrico

Gestito dal GME comprende il Mercato del Giorno Prima (MGP), il Mercato Infragiornaliero (MI), il Mercato dei Servizi di Dispacciamento (MSD) e le sedi di contrattazione dei Certificati Verdi e dei Certificati Bianchi.

NASA Giss

NASA Goddard Institute for Space Studies è il laboratorio della Divisione Scienze della Terra della NASA. Mette a disposizione dati statistici ed analisi sugli andamenti delle temperature medie terrestri [<http://www.giss.nasa.gov/>].

NOAA - National Oceanic and Atmospheric Administration

Agenzia del Department of Commerce, in pratica Ministero del Commercio, degli Stati Uniti che si occupa dei cambiamenti ambientali con particolare riguardo alle situazioni di rischio come, allarmi uragani ed alluvioni [<http://www.noaa.gov/>].

ORNL - Oak Ridge National Laboratory

Principale laboratorio di ricerca del Ministero dell'Energia degli Stati Uniti [<http://www.ornl.gov/>].

PAC - Politica Agricola Comune

Prevista dal trattato istitutivo della Comunità Europea (ora Unione Europea) è una delle politiche comunitarie di maggiore importanza, impegnando una frazione considerevole del bilancio dell'Unione Europea.

“Phébus Ariège” - Centre Energies Renouvelables

Ovvero: Centro “Phébus Ariège” per le Energie Rinnovabili [<http://www.phebus-ariege.org/>].

PCDD - PolyChlorinated DibenzoDioxins

Ovvero: Policloro-dibenzo-p-diossine .

PCDF - PolyChlorinated Dibenzofurans

Ovvero: Dibenzofurani policlorurati.

PES - Primary Energy Saving

Ovvero: (Indice di) Risparmio di Energia Primaria definito dalla UE.

PIL

Prodotto interno lordo, ovvero valore monetario complessivo di beni e servizi prodotti da uno Stato.

PM2,5

Particelle con diametro medio inferiore a 2,5 micron [μm].

PM10

Particelle con diametro medio inferiore a 10 micron [μm].

PNA

Piano Nazionale (italiano) per l'Assegnazione delle quote EUA alle industrie.

PVGIS - PhotoVoltaic Geographical Information System

Ovvero: Sistema Informativo Geografico per il Fotovoltaico. Mette a disposizione le mappe dei dati di irraggiamento solare in Europa tracciate sulla base di misure poliennali [<http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>].

RMU - Removal Unit

Unità di rimozione di gas a effetto serra corrispondente alla rimozione di una tonnellata di anidride carbonica equivalente.

RSE - Ricerca sul Sistema Energetico

già CESI ed ERSE, società posseduta al 49% dall'ENEA ed al 51% dal GSE. Attualmente è focalizzata su: Governo del Sistema Elettrico, Produzione e Fonti Energetiche, ed Usi Finali dell'Energia [<http://www.rse-web.it>].

SCR - Selective Catalytic Reduction

Ovvero: Riduzione Catalitica Selettiva degli ossidi di azoto presenti nei fumi.

Servizio di Maggior Tutela

Servizio rivolto ai clienti finali domestici ed alle piccole imprese che non hanno scelto un proprio fornitore di energia elettrica sul mercato libero. Garantisce la fornitura di energia elettrica a prezzi definiti dall'AEEG.

Servizio di Salvaguardia

Servizio rivolto alle medie imprese che non hanno scelto un proprio fornitore di energia elettrica sul mercato libero. Garantisce la fornitura di energia elettrica a prezzi stabiliti dalle aziende aggiudicatrici del servizio sulla base di modalità di calcolo fissate dal Ministro dello Sviluppo Economico.

Servizio di Tutela

Servizio rivolto ai clienti finali domestici ed alle piccole imprese che non hanno scelto un proprio fornitore di gas naturale sul mercato libero. Garantisce la fornitura di gas naturale a prezzi definiti dall'AEEG.

SNAM Rete Gas

Società costituita nel novembre del 2000, ricevendo in conferimento dalla SNAM S.p.A. (ora Eni S.p.A.) le attività di trasporto e dispacciamento del gas naturale. L'azionista di riferimento è ancora l'ENI con il 52,54% delle azioni [<http://www.snam-retegas.it/>].

TCDD

Tetracloro-dibenzo-p-diossina.

TEE - Titoli di Efficienza Energetica

Certificati emessi dal GME che attestano il risparmio di energia a cui sono tenuti i distributori di energia elettrica e gas. Hanno un valore pari a 1 tep e possono essere venduti o acquistati sul mercato.

TEQ

(Indice di) tossicità equivalente.

TERNA - Rete Elettrica Nazionale Spa

È la società privata (ma con la Cassa Depositi e Prestiti azionista di maggioranza) responsabile della trasmissione e del dispacciamento dell'energia elettrica sulle reti ad alta e altissima tensione di tutto il territorio italiano. Mette a disposizione materiale documentario ed una raccolta, aggiornata annualmente, di "Dati Statistici relativi alle principali grandezze del settore elettrico nazionale". [<http://www.terna.it/>].

TOC - Total Organic Carbon

Ovvero: Carbonio Organico Totale, utilizzato come indicatore della quantità di incombusti presenti nelle scorie e nelle ceneri degli impianti di incenerimento dei rifiuti.

TOFP - Tropospheric Ozone Forming Potential

Ovvero: Potenziale di Formazione di Ozono Troposferico.

UE - Unione Europea

Ex Comunità Europea, ha come organi politici, la Commissione Europea, il Parlamento Europeo, il Consiglio dei Capi di Governo degli Stati Membri ed il Consiglio dei Ministri degli Stati Membri (che si riunisce in varie formazioni: esteri, economia ambiente e così via, a seconda della questione all'ordine del giorno). Dal 1° gennaio 2007 gli Stati Membri sono 27 (UE-27) mentre prima erano 15 (UE-15).

UNFCCC - United Nations Framework Convention on Climate Change

Ovvero: (Organizzazione di supporto alla) Convenzione Quadro delle Nazioni Unite sui Cambiamenti Climatici. Mette a disposizione dati statistici aggiornati sulle emissioni di gas serra [[http:// unfccc.int/](http://unfccc.int/)].

WMO - World Meteorological Organization

Ovvero: Organizzazione Meteorologica Mondiale. Agenzia delle Nazioni Unite che si occupa dell'atmosfera terrestre, delle sue interazioni con gli oceani, il clima e la distribuzione delle risorse idriche [<http://www.wmo.int/>].

Bibliografia

AEEG (AA.VV.), *Relazione Annuale sullo Stato dei Servizi e sull'Attività Svolta*, <http://www.autorita.energia.it/>, 2010.

C. Baird, *Chimica Ambientale*, Zanichelli, Bologna, 1997.

C. Baird e M. Cann, *Environmental Chemistry*, W.H. Freeman and Company, New York, 2008.

V. Barbina, G. Contento, M.R. Malisan e R. Padovani, *Vivere un'Emergenza Nucleare*, Lorenzini, Udine, 1986.

D.A. Bell, B.F. Towler e M. Fan, *Coal Gasification and its Applications*, Elsevier, Amsterdam, 2010.

A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 2006.

L. Borel, *Thermodynamique et Energétique, Vol.1*, Presses Polytechniques Roman-des, Losanna, 1984.

BOSCH (AA.VV.), *Automotive Handbook*, Wiley, Chichester, UK, 2007.

I. Bottio, N.M. Caminiti, F. Gangale, M. Stefanoni e T. Magnelli, *Teleriscaldamento e Sistemi Energetici Integrati*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2009.

L.M. Cafiero, R. Caggiano, V. Cipriano, F.F. Ashtiani, P. De Stefanis, V. Iaboni e R. Viselli, *Rapporto sulle Tecniche di Trattamento dei Rifiuti Urbani in Italia*, Federambiente ed ENEA, <http://www.enea.it/>, 2010.

R. Cataldi, F. Mongelli, P. Squarci, L. Taffi, G. Zito e C. Calore, Geothermal ranking of italian territory, *Geothermics* 24, 115-129, 1995.

CESI, *Atlante Eolico dell'Italia*, Progetto ENERIN, <http://www.ricercadisistema.it/pagine/notiziedoc/61/Atlanteeolico.pdf>, 2002.

J.G. Collier e G.F. Hewitt, *Introduction to Nuclear Power*, Hemisphere, Washington DC, 2000.

U. Colombo, U. Farinelli e P. Valant, *Usa e Scelta delle Fonti Energetiche*, Editori Riuniti, Roma, 1988.

BIBLIOGRAFIA

- U. Colombo**, *Energia: Storia e Scenari*, Donzelli Editore, Roma, 1996.
- G. Comini**, *Fondamenti di Termodinamica Applicata*, SGEditoriali, Padova, 2007.
- G. Comini e Stefano Savino**, *Fondamenti Termodinamici dell'Energetica*, SGEditoriali, Padova, 2011.
- M. Cumo**, *Impianti Nucleari*, Editrice Sapienza, Roma, 2008.
- B. Della Vedova, F. Mongelli, G. Pellis, P. Squarci, L. Taffi e G. Zito**, Heat flow map of Italy. Scale 1: 2 500 000. National Research Council, Int. Institute for Geothermal Research, Pisa, SELCA, Firenze, 1991.
- B. Della Vedova, S. Bellani, G. Pellis e P. Squarci**, Deep temperatures and surface heat flow density distribution. In: *Anatomy of an Orogen: the Apennines and Adjacent Mediterranean Basins* a cura di G.B. Vai e P. Martini, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, Olanda, 65-76, 2001.
- M. Dentice d'Accadia, M. Sasso, S. Sibilio e R. Vanoli**, *Applicazioni di Energetica*, Liguori, Napoli, 1999.
- P. De Stefanis, V. Iaboni, R. Caggiano**, *Rapporto sul Recupero Energetico da Rifiuti Urbani in Italia*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2009.
- R. E. Dickerson e I. Geis**, *Chimica, Materia e Universo*, Zanichelli, Bologna, 1980.
- J.A. Duffie e W.A. Beckman**, *Solar Energy Thermal Processes*, Wiley, New York, 1991.
- ENEA (AA.VV.)**, *Rapporto Energia e Ambiente. Analisi e Scenari 2008*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2009.
- ENEA (AA.VV.)**, *Rapporto Energia e Ambiente 2007-2008. I Dati*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2009.
- ENEA (AA.VV.)**, *Le Fonti Rinnovabili 2010*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2010.
- T.D. Eastop e D.R. Croft**, *Energy Efficiency for Engineers and Technologists*, Longman, Harlow, Inghilterra, 1990.
- R.W Fox e A.T McDonald**, *Introduction to Fluid Mechanics*, Wiley, New York, 2003.
- A. Galliani e E. Pedrocchi**, *Analisi Exergetica*, Polipress, Milano, 2006.
- R. Jodice e E. Tomasinsig (a cura di)**, *Energia dalle Biomasse*, Area Science Park, <http://www.area.trieste.it/>, 2006
- D.Y. Goswami, F. Kreith e J.F. Kreider**, *Principles of Solar Engineering*, CRC Press, Boca Raton, USA, 2000.

- C. Hignm e M. van der Burgt**, *Gasification*, Elsevier, Amsterdam, 2003.
- G. Hoogers (a cura di)**, *Fuel Cell Technology Handbook*, CRC Press, Boca Raton, USA, 2003.
- IAEA (AA. VV.)**, *Nuclear Power Reactors in the World - 2010 Edition*, <http://www-pub.iaea.org/>, 2010.
- IPCC (AA.VV.)**, *Fourth Assessment Report: Climate Change 2007 (AR4)*, <http://www.ipcc.ch/>, 2010.
- ISPRA (AA.VV.)**, *Annuario dei Dati Ambientali - Edizione 2009*, <http://annuario.apat.it/>, 2010.
- N. V. Khartchenko**, *Advanced Energy Systems*, Taylor & Francis, Washington DC, 1997.
- F. Kreith e J.F. Kreider (a cura di)**, *Solar Energy Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1981.
- K. W. Li**, *Applied Thermodynamics: Availability Method and Energy Conversion*, Taylor & Francis, Washington DC, USA, 1996.
- G. Lozza**, *Turbine a Gas e Cicli Combinati*, Progetto Leonardo, Bologna, 1996.
- E. Mancuso**, *Inventario Annuale delle Emissioni di Gas Serra su Scala Regionale*, ENEA, <http://www.enea.it/>, 2010.
- R. Mastrullo, P. Mazzei e R. Vanoli**, *Fondamenti di Energetica*, Liguori, Napoli, 1992.
- R. Mastrullo, P. Mazzei e R. Vanoli**, *Termodinamica per Ingegneri - applicazioni*, Liguori, Napoli, 1999.
- L. Merigliano**, *Lezioni di Elettrotecnica, Vol. 1 e 2*, CLEUP, Padova, 1993.
- G. Moncada Lo Giudice e S. Santoboni**, *Illuminotecnica*, Masson, Milano, 1996.
- A. Monte**, *Elementi di Impianti Industriali, Vol. II*, Libreria Cortina, Torino, 1997.
- J. Mooney**, *The 3-Way Catalytic Converter: a) Invention and Introduction into Commerce - Impacts and Results; b) Barriers Negotiated*, California Air Resources Board, www.arb.ca.gov/research/seminars/mooney/mooney.pdf, 2007.
- M.J. Moran e H.N. Shapiro**, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, Wiley, New York, 2000.
- J. Olmsted III e G.A. Williams**, *Chemistry*, Wiley, New York, 2006.
- PHILIPS (AA.VV.)**, *Lighting Manual*, Eindhoven, Olanda, 1992.

BIBLIOGRAFIA

- G. Riva**, *Approvvigionamento Energetico e Tecnologie di Conversione*, Edizioni Agricole, Bologna, 1990.
- G. Rogers e Y. Mayhew**, *Engineering Thermodynamics: Work and Heat Transfer*, Longman, Harlow, Inghilterra, 1992.
- M. Ronchetti**, *Celle a combustibile. Stato di sviluppo e prospettive della tecnologia*, ENEA, Report RSE/2009/180.
- M. Silvestri**, *Il Futuro dell'Energia*, Bollati Boringhieri, Torino, 1988.
- L.C. Wilbur (a cura di)**, *Handbook of Energy Systems Engineering: Production and Utilization*, Wiley, New York, 1985.
- A. Spena**, *Fondamenti di Energetica*, CEDAM, Padova, 1996.
- J.N. Spencer, G.M. Bodner e L.H. Richard**, *Chemistry: Structure and Dynamics*, Wiley, New York, 2008.
- W.F. Stoecker e J.W. Jones**, *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw-Hill, Auckland, 1982.
- TERNA (AA.VV.)**, *Dati Statistici sull'Energia Elettrica in Italia - 2009*, <http://www.terna.it/>, 2010.
- D. Vallero**, *Fundamentals of Air Pollution*, Elsevier, Amsterdam, 2008.
- K. Wark, Jr.**, *Advanced Thermodynamics for Engineers*, McGraw-Hill, New York, 1995.
- C. Winter, J. Nitsch (a cura di)**, *Hydrogen as an Energy Carrier*, Springer-Verlag, Berlin 1988
- G.B. Zorzoli**, *Il Rischio e la Necessità*, Mondadori, Milano, 1986.

Indice analitico

- Aerogeneratori
 - controllo della potenza, 304
- Aeromotori, 298
 - asse orizzontale, 299
 - asse verticale, 298
 - curva caratteristica, 306
 - energia producibile, 306
 - potenza prodotta, 300
 - rendimento, 303
- Ammodernamento centrali termoelettriche, 449
- Architettura bioclimatica, 269
- ASU
 - vd. Impianti frazionamento aria, 94
- Attriti, 7
- Auto elettrica, 209
- Autofertilizzazione nucleare, 219
- Benzene e piombo
 - emissioni, 146
- Bilancio
 - di primo principio, 8
 - di secondo principio, 16
 - elettrico italiano, 50, 54
 - energetico italiano, 31
- Biocombustibili solidi
 - bricchetti, 325
 - cippato, 325
 - costi, 343
 - forme commerciali, 324, 325
 - pellets, 325
- Biodiesel, 341
 - costi, 346
- Bioetanolo, 337
 - costi, 346
- Biogas
 - costi, 345
 - da liquami zootecnici, 336
- Biomasse
 - definizione, 319
 - filiera, 322
 - fotosintesi clorofilliana, 322
 - impianti CSV, 335
 - impianti IGCC, 342
 - inquinamento chimico-fisico, 331
 - Pacchetto Verde, 322
 - Politica Agricola Comunitaria, 321
 - produttività agricola, 324
 - rapporto energetico, 325
 - resa energetica, 324
 - riscaldamento ambientale, 333
 - Sostegni indiretti UE, 321
 - sostenibilità ambientale, 327
- Borsa elettrica, 170
- Borsa quote emissione GHG, 120
- Caldaie a legno, 333
- Calore
 - ed energia utilizzabile, 13
 - energia in transito, 7
- Carbone, 80
 - distillazione, 86
 - gassificazione, 87

- combustione, 83
- combustione a letto fluido, 84
- combustione in bruciatori, 84
- combustione su griglia, 84
- composizione, 81
- filiere, 81
- formazione, 59
- fossile, 80
- Gas di Città, 94
- utilizzazione, 83
- Carbonizzazione del legno, 333
- CDM, 119
- CDR, 362
- Cella fotovoltaica, 271
 - a film sottile, 273
 - al silicio monocristallino, 273
 - al silicio policristallino, 273
- Celle a combustibile, 520
 - a carbonati fusi (MCFC), 528
 - a membrana polimerica (PEM), 526
 - ad acido fosforico (PAFC), 525
 - ad ossidi solidi (SOFC), 529
 - alcaline (AFC), 521
 - espressione del rendimento, 522
 - principio di funzionamento, 521
 - soluzioni impiantistiche, 530
- Celle elettrolitiche, 515
- Centrale geotermica
 - a bassa temperatura, 314
- Centrale geotermoelettrica
 - a ciclo binario, 314
 - a vapore dominante, 312
 - ad acqua alta temperatura, 313
- CER, 119
- Certificati bianchi, 176
- Certificati verdi, 174
- Cicli combinati, 446
 - analisi energetica, 450
 - ottimizzazione del recupero, 453
 - repowering, 449
 - schema funzionale, 446
- CIL
 - definizione, 52
 - evoluzione in Italia, 55
- Classe di prestazione energetica, 410, 412
- Cogenerazione
 - analisi exergetica, 418
 - confronto con pompe di calore, 463
 - criteri di prestazione, 420
 - motori "tipo Diesel", 428
 - motori a c.i. industriali, 424
 - motori Diesel, 424
 - parametri funzionali, 423
 - rendimento di primo principio, 420
 - rendimento di secondo principio, 421
 - risparmio di energia primaria, 422
 - sistemi, 422
 - turbine a gas, 441
 - turbine a vapore, 429
- Cogenerazione ad alto rendimento, 179
 - IRE, 181
 - LT, 181
 - PES, 179
- Coincenerimento, 364
- Combustione
 - bruciatori, 68
 - motori, 69
- Combustione a letto fluido, 84
- Compostaggio di qualità, 358
 - andamento della temperatura, 359
 - biossidazione, 359
 - maturazione, 359
 - parametri di processo, 360
- Concentratori dell'energia solare, 254
- Consumi energetici degli edifici, 401
 - bilancio termico invernale, 403
 - calcolo consumi riscaldamento, 402

- classe di prestazione energetica, 410, 412
- energia globale uscente, 406
- fabbisogno termico, 407
- flusso entrante gratuito, 405
- flusso uscente, 404
- gradi giorno, 406
- indice di prestazione energetica, 410
- normativa, 407
- Consumi finali
 - vd. impieghi, 31, 34
- Consumi lordi
 - vd. fabbisogni, 29
- Conto energia, 177
- COVNM, 133
- Curva logistica
 - efficienza mondiale media, 48
 - penetrazione energia elettrica, 42
 - rendimenti massimi, 25
- Desolforazione, 127
- Discarica
 - normativa, 375
 - quantità conferibili, 375
 - quantità conferite, 374
 - recupero biogas, 377
 - rifiuti conferibili, 375
 - tipologie, 375
- Distillazione
 - vd. pirolisi, 86
- ECX, 120
- Effetto serra, 109
 - concentrazioni CO₂, 110
 - emissioni CO₂, 110
 - gas serra, 110
 - temperatura media terrestre, 115
- Elettrofiltro, 136
- Elettrolizzatori, 516
- Energia
 - cinetica, 2
 - potenziale, 3
- Energia elettrica
 - accumulo, 162
 - caratteristiche di fornitura, 189
 - corrente alternata, 190
 - dispacciamento, 160
 - distribuzione, 157
 - distribuzione finale, 191
 - equivalente termico, 33
 - generatori di corrente, 194
 - linee di distribuzione, 193
 - mercato, 165
 - penetrazione, 40
 - rete trasmissione nazionale, 156
 - reti intelligenti, 160
 - rifasamento, 194
 - tariffa di fornitura, 185
 - trasformazioni in, 35
 - valorizzazione, 33
- Energia eolica, 294
 - curve di durata, 297
 - mappa di ventosità, 296
 - rosa dei venti, 298
- Energia geotermica, 307
 - impatto ambientale, 315
 - mappa del flusso termico specifico, 308
- Energia idraulica, 282
 - diagramma cronologico, 283
 - diagramma delle durate, 283
 - diagramma di bacino, 290
 - impianti a serbatoio, 284
 - impianti ad acqua fluente, 284
 - impianti di pompaggio, 286
 - potenza turbina, 282
- Energia nucleare, 213
 - autofertilizzazione, 219
 - diffusione nel Mondo, 237

INDICE ANALITICO

- fissione, 214
- fusione, 241
- impiego in Italia, 240
- rischi ambientali, 234
- Energia solare, 247
 - alta temperatura, 254
 - bassa temperatura, 259
 - cella fotovoltaica, 271
 - irraggiamento, 248
 - media temperatura, 254
 - orientamento superfici, 250
 - radiazione annuale, 252
- Energia utilizzabile
 - bilancio, 16
 - di una massa di fluido, 15
 - di una quantità di calore, 13
- ERU, 119
- ETBE, 339
- ETS, 118
- EUA, 118
- Fabbisogni
 - energie primarie, 33
 - evoluzione in Italia, 38
 - evoluzione nel Mondo, 43
 - fonti primarie, 29
 - metodologie di previsione, 46
- Filiera
 - carbone, 81
 - energia elettrica, 156
 - gas naturale, 73
 - petrolio, 62
- Filtro antiparticolato, 140
- Fissione nucleare, 214
- Fonti energetiche
 - primarie, 29
 - rinnovabili, 31
 - secondarie, 30
- Fornaci solari, 254
- FOS, 362
- Fusione nucleare, 241, 243
 - impatto ambientale, 244
- Gas di Città, 94
- Gas naturale, 69
 - composizione, 69
 - condizioni standard, 70
 - dispacciamento, 72
 - distribuzione, 72
 - filiera, 73
 - formazione, 59
 - mercato, 75
 - proprietà, 70
 - rete dei gasdotti, 70
 - stoccaggio, 72
 - tariffa di fornitura, 77
 - utilizzazione, 79
- Gas serra, 113
 - anidride carbonica equivalente, 115
 - emissioni GHG, 114
 - riduzione delle emissioni, 118
- Gassificazione
 - processi, 87
 - produzione dell'ossigeno, 94
 - tipologie gassificatori, 89
- Generatore fotovoltaico, 276
- Generatori vapore a recupero, 392
 - a tubi d'acqua, 392
 - a tubi di fumo, 394
- Generazione magnetoidrodinamica, 456
 - principio di funzionamento, 457
 - schema impiantistico, 458
- Gradi giorno, 406
- GWP, 114
- Idrocarburi, 60
 - isomeri, 62
- Idrogassificazione, 98
- Idrogeno
 - combustione, 519

- e sistema energetico, 531
- e trasporti, 533
- elettrolisi dell'acqua, 515
- fermentazione biomasse, 518
- fonte secondaria, 507
- gassificazione del carbone, 512
- processi fotosintetici, 518
- produzione, 509
- proprietà, 508
- steam reforming di idrocarburi, 509
- stoccaggio, 518
- termolisi dell'acqua, 518
- IGCC, 96
 - a biomasse, 342
 - a carbone, 97
- Illuminazione
 - impianti, 195
 - livelli di illuminamento, 196
 - sorgenti luminose, 199
- Impianti con turbine a gas, 442
 - rendimenti energetici, 443
 - rendimenti exergetici, 443
 - rendimento cogenerativo energetico, 444
 - rendimento cogenerativo exergetico, 444
- Impianti frazionamento aria, 94
 - a pareti semipermeabili, 96
 - di tipo criogenico, 94
- Impianti idroelettrici
 - a serbatoio, 284
 - ad acqua fluente, 284
 - di pompaggio, 286
 - impatto ambientale, 291
 - mini idroelettrico, 291
 - opere idrauliche, 288
 - potenziale idroelettrico residuo, 293
 - scelta delle turbine, 288
- Impianto fotovoltaico, 276
 - collegato alla rete, 276
 - isolato, 276
- Impieghi
 - energia elettrica, 51, 54
 - fonti primarie, 31, 34, 38
- Incenerimento, 364
 - controllo macroinquinanti, 369
 - controllo microinquinanti, 367
 - efficienza energetica, 372
 - normativa, 365
 - valori limite di emissione, 371
- Incidente nucleare
 - Fukushima, 228, 230
- Indice di prestazione energetica, 410
- Inquinamento chimico, 125
 - acido nitrico, 129
 - acido solforico, 126
 - COVNM, 133
 - inquinanti primari, 141
 - inquinanti secondari, 144
 - ossidi di azoto, 129
 - ossidi di zolfo, 126
 - PAN, 134
 - piogge acide, 130
 - sostanze pericolose, 146
- Inquinamento da ozono, 133
- Inquinamento da polveri, 135
 - PM10 e PM2,5, 135
- Inquinamento da traffico, 137
 - motori a benzina, 138
 - motori a gasolio, 138
- Inquinamento termico diretto, 101
 - centrali termoelettriche, 103
 - isole di calore urbane, 102
- Inquinamento termico indiretto, 105
 - bilancio radiativo della Terra, 106
 - effetto riflessione, 105
 - effetto serra, 105
- Intensità energetica, 42
- IRE, 181
- Isolamento

INDICE ANALITICO

- componenti impiantistici, 387
- strutture edilizie, 381
- tubazioni, 384
- JI, 119
- Lampade
 - a LED, 207
 - a scarica, 201
 - ad alogeni, 201
 - ad incandescenza, 200
 - ad induzione, 204
 - tradizionali, 200
- Lavoro
 - compressione o espansione, 2
 - elettrico, 4
 - energia in transito, 3
 - meccanico di rotazione, 4
 - meccanico di spostamento, 2
- LED, 207
- Limiti di emissione
 - ammoniaca, 143
 - COVNM, 143
 - ossidi di azoto, 143
 - ossidi di zolfo, 142
- Liquefazione, 98
- LT, 181
- Macchine a ciclo inverso a compressione, 479
 - assetto refrigeratore, 481
 - assetto riscaldatore, 482
 - ciclo termodinamico, 480
 - schema funzionale, 480
- Macchine ad assorbimento, 491
 - a gas in assetto refrigeratore, 497
 - a gas in assetto riscaldatore, 498
 - assetto refrigeratore, 493
 - assetto riscaldatore, 495
 - bilanci energetici, 492
 - schema funzionale, 492
- Marmitta catalitica trivalente, 139
- Materiali isolanti
 - edilizia, 380
 - impiantistica, 383
- Mercato energia elettrica
 - borsa elettrica, 169
 - Mercato del Giorno Prima, 170
 - Prezzo Unico Nazionale, 171
 - struttura, 168
 - valore energia, 171
- Microinquinanti
 - decomposizione termica, 368
- Mini e microgenerazione, 471
 - motori a ciclo Otto, 471
 - turbine a gas, 473
- Modulo fotovoltaico, 273
 - certificazione, 274
 - curva tensione-corrente, 274
- Motori “tipo Diesel”, 428
- Motori Diesel industriali, 424
 - rendimento cogenerativo energetico, 426
 - rendimento cogenerativo exergetico, 426
- Mtep
 - definizione elettrica, 34
 - definizione termica, 32
- Numero di cetano, 69
- Numero di ottano, 62, 68
- Oli vegetali puri, 340
- Ossido di carbonio, 137
 - emissioni, 144
- Pacchetto Verde, 122
- PAN, 134
- Pannelli solari, 259
 - collegamenti idraulici, 262
 - costruzione, 259
 - produzione acqua sanitaria, 263

- rendimento, 262
- riscaldamento ambientale, 267
- schemi di impianto, 264
- PES, 179
- Petrolio, 60
 - filiera, 62
 - formazione, 59
 - raffinazione, 64
- Piogge acide, 130
- Pirolisi, 86
- PM10
 - emissioni, 144
- PNA, 119
- Pompe di calore
 - a compressione, 480
 - a compressione duali, 480
 - ad assorbimento, 493
 - ad assorbimento duali, 493
 - confronto con cogenerazione, 463
 - consumo di energia primaria, 501
 - convenienza economica globale, 502
 - costo di gestione, 501
 - duali alimentate a gas, 497
 - quadro normativo, 499
- Pompe di calore elettriche
 - accoppiate a motori a c.i., 490
 - impianti, 488
 - in parallelo con una caldaia, 489
 - sorgenti termiche, 483
- Potere calorifico
 - inferiore, 21
 - superiore, 21
- Potere exergetico, 22
- Precursori dell'ozono, 135
 - emissioni, 144
- Prezzo
 - indici per le fonti fossili, 46
 - petrolio, 45
- Prodotti petroliferi, 66
 - utilizzo, 67
- Produzione energia elettrica
 - da fonti fossili, 51, 53, 55
 - da fonti rinnovabili, 51, 53, 57
 - idroelettrica da pompaggio, 51
 - idroelettrica naturale, 51
 - lorda, 50
 - netta, 50
- Programma CIP6, 173
- Protocollo di Kyoto, 118
- Qualità dell'aria, 148
- Raccolta differenziata, 355
 - andamento, 357
 - composizione merceologica, 357
- Raccolta indifferenziata, 361
- Reattori nucleari a fissione, 220
 - autofertilizzanti, 224
 - BWR, 222
 - prima generazione, 226
 - PWR, 223
 - quarta generazione, 227
 - seconda generazione, 226
 - sicurezza, 226
 - terza generazione, 227
- Reattori nucleari a fusione, 243
- Recuperatori di calore
 - aria-aria, 398
 - fumi-aria, 394
 - fumi-vapore, 392
 - olio diatermico, 394
 - teoria generale, 388
- Refrigeratori
 - a compressione, 480
 - ad assorbimento, 493
- Rendimento
 - di ciclo diretto bitermico, 20
 - di impianto, 23
 - di primo principio, 9
 - di secondo principio, 18

INDICE ANALITICO

- Riciclaggio dei rifiuti, 356
- Rifiuti solidi pericolosi
 - definizione, 351
- Rifiuti solidi speciali
 - definizione, 350
- Rifiuti solidi urbani
 - caratteristiche medie, 352
 - CDR, 362
 - definizione, 350
 - FOS, 362
 - normativa, 354
 - produzione “pro capite”, 351
 - tecnologie di gestione, 353
 - tempi di degrado, 353
- Riserve fonti energetiche, 44
- Risorse fonti energetiche, 44
- Ritiro Dedicato, 184
- RMU, 121

- Scambio sul Posto, 183
- Scorie nucleari, 234
- SCR, 132
- Sicurezza dei reattori nucleari, 226
- Sistemi geotermici
 - acqua alta temperatura, 312
 - acqua bassa temperatura, 314
 - acqua media temperatura, 313
 - vapore dominante, 310
- Solare termodinamico, 255
 - fluidi organici bassobollenti, 257
 - sistemi distribuiti, 255
 - torre e campo di specchi, 256
- Sonda lambda, 140
- Sorgenti termiche per p.d.c. duali, 483
 - acqua esterna, 485
 - aria esterna, 483
 - terreno, 487
- Sostanze acidificanti, 130
 - emissioni, 144
- Sostanze organiche persistenti
 - emissioni, 147
 - IPA, diossine e furani, 147
- Sostenibilità ambientale
 - emissioni evitate, 327
 - emissioni prodotte, 327
 - procedura di valutazione, 327
- Stagni solari, 257
- Stoccaggio dell'idrogeno
 - accumulo chimico, 519
 - gassoso in serbatoi, 519
 - in forma liquida, 519
- Syngas
 - nei processi chimici, 97

- Tariffa di fornitura
 - energia elettrica, 185
 - gas naturale, 77
- Tariffa Onnicomprensiva, 185
- Tecnologie di riduzione emissioni
 - CO₂, 124
 - NO_x, 131
 - SO_x, 127
- Teleraffrescamento, 470
- Teleriscaldamento, 464
 - carichi termici, 466
 - consumi energetici, 465
 - impianti, 467
- TOFP, 135
- Trigenerazione, 476
 - PES, 478
 - rendimento exergetico, 478
- Turbine a vapore a contropressione, 429
 - rendimento cogenerativo energetico, 431
 - rendimento cogenerativo exergetico, 431
- Turbine a vapore a spillamento, 434
 - consumo di vapore, 437
 - rendimento cogenerativo energetico, 438

rendimento cogenerativo exergetico, 438

Vettori energetici, 29