

GIANNI CESINI
GIOVANNI LATINI
FABIO POLONARA

Fisica tecnica

seconda edizione



EDIZIONE DIGITALE SU
PANDORA
CAMPUS



CittaStudi
EDIZIONI

APPROFONDIMENTI

Capitolo 18

a cura di:
Gianni Cesini
Giovanni Latini
Fabio Polonara

ANALISI EXERGETICA



18.1 INTRODUZIONE

Nei **Capitoli 4 e 5** si è visto che l'analisi dei sistemi termodinamici comporta il rispetto sia del 1° che del 2° principio della Termodinamica.

Il 1° principio stabilisce l'equivalenza metrologica delle diverse forme di energia la quale, essendo una grandezza conservativa, non può essere creata né distrutta.

Il 2° principio, invece, stabilisce la non equivalenza qualitativa delle diverse forme di energia. Questo fatto, evidente con l'osservazione della natura, spiega perché certi fenomeni avvengano spontaneamente mentre altri no, nonostante tutti rispettino il principio di conservazione dell'energia.

Dal punto di vista formale il rispetto dei due principi si può garantire risolvendo contestualmente le equazioni di bilancio dell'**energia** e dell'**entropia**, le due proprietà che contraddistinguono, rispettivamente, 1° e 2° principio.

Questo approccio risente però della estrema astrattezza della proprietà entropia, il che la rende assai difficile da maneggiare.

Per le applicazioni ingegneristiche si è cercato allora uno strumento più efficace che permettesse di formalizzare il rispetto di entrambe le leggi della Termodinamica e al tempo stesso mettesse in risalto le limitazioni imposte dal 2° principio ed evidenziasse dove sia possibile intervenire per ridurre i vincoli che allontanano i processi reali dall'idealità.

In altre parole, si voleva uno strumento capace di localizzare e quantificare le perdite dei processi reali, dovute alle irreversibilità che li caratterizzano, al fine di poterle ridurre e così ottimizzare tali processi in termini di utilizzo delle risorse.

La ricerca di un simile strumento partiva dalla consapevolezza che l'**energia meccanica**¹, la forma di energia più richiesta in una grande quantità di applicazioni e anche quella più versatile perché facilmente convertibile nelle altre forme, costituisce il riferimento di maggior qualità di tutto lo spettro e pertanto su di essa è costruito il nuovo strumento.

Il nuovo approccio si basa anche su un secondo fondamento, direttamente riconducibile alla nozione che se due sistemi, ciascuno in equilibrio, sono caratterizzati da un **valore differente di una proprietà intensiva**, allora esiste la possibilità di ottenere lavoro meccanico.

Una volta eliminata questa differenza, la possibilità di ottenere lavoro scompare, anche se l'energia posseduta complessivamente dai sistemi alla fine del processo è la stessa dell'inizio.

Poiché in natura tutti i sistemi in disequilibrio (termico, meccanico, chimico) con l'ambiente esterno tendono a raggiungere, prima o poi, l'equilibrio con esso, questa è la condizione in cui si annulla la capacità di ottenere lavoro.

Si spiega così perché i mari e l'atmosfera terrestre, nei fatti l'ambiente esterno, abbiano un enorme contenuto di energia a cui è però associata una trascurabile capacità di ottenere lavoro meccanico.

¹ Può essere utile ricordare la definizione di energia meccanica (**Paragrafo 4.13**) come l'insieme delle forme di energia direttamente e completamente convertibili in lavoro da parte di un componente ideale attrezzato per lo scopo.

L'ambiente esterno diventa quindi lo stato di riferimento per misurare la capacità di un sistema di realizzare lavoro meccanico. La sua definizione è perciò condizione necessaria per l'applicazione del nuovo approccio.

Lo strumento capace di mettere in conto questi aspetti è la funzione **exergia**², definita come **“la massima quantità di energia meccanica che può essere ottenuta da una certa quantità di energia, disponibile in un dato stato di equilibrio diverso da quello dell'ambiente esterno, per mezzo di un dispositivo ideale che interagisce solo con l'ambiente esterno”**. Valgono i seguenti corollari:

- L'interazione ha luogo fintanto che il dispositivo non raggiunge l'equilibrio con l'ambiente esterno.
- Per ottenere la massima quantità di lavoro possibile il dispositivo deve essere ideale, cioè tutte le interazioni con l'ambiente esterno e tutte le trasformazioni devono essere reversibili.

Per come è definita, l'exergia associata a una quantità di energia è dunque una misura della utilità e della qualità di quest'ultima. Tanto maggiore è il suo valore tanto maggiore è la qualità e la versatilità dell'energia a cui essa è associata.

L'exergia, definita in uno stato di equilibrio diverso da quello dell'ambiente esterno, non è una grandezza di stato in senso stretto, in quanto, misurando la distanza che esiste tra lo stato di equilibrio di partenza e quello dell'ambiente esterno, è anche legata alla definizione dell'ambiente esterno stesso. **È quindi una proprietà congiunta dello stato di partenza e di quello dell'ambiente esterno.**

Un volta, però, che si sia definito in modo univoco lo stato dell'ambiente esterno di riferimento, la definizione della funzione exergia dipende solo dallo stato di partenza del sistema e, in quel caso, essa si può considerare una grandezza di stato a tutti gli effetti.

Dovendo formalizzare il rispetto del 2° principio della Termodinamica, l'exergia, al pari dell'entropia, non può essere una grandezza conservativa ed è caratterizzata da **distruzione**.

Tutti i processi reali comportano la distruzione di exergia. I casi limite sono un processo reversibile, in cui l'exergia si conserva e non c'è distruzione e, dall'altro lato, quello, già descritto al **Paragrafo 5.1**, in cui un sistema passa spontaneamente dallo stato iniziale allo stato dell'ambiente esterno senza che si recuperi alcuna quantità di energia meccanica. In questo caso tutta l'exergia posseduta dal sistema allo stato iniziale viene distrutta e quindi l'exergia posseduta dal sistema allo stato finale è zero.

Poiché non è necessario fornire lavoro affinché si realizzi questo secondo caso limite, in cui l'exergia finale è nulla, si può affermare che il valore dell'exergia è **tutt'al più zero e non può mai essere negativo**.

Un progetto ingegneristico deve di solito ricercare il miglior compromesso fra efficienza e costo, attraverso scelte che tengano conto di vincoli tecnici, economici

2 Dal greco ἐξ (da) ἐργον (lavoro); il termine exergia fu per primo utilizzato da Z. Rant (*Exergie, Ein Neues Wort für “Technische Arbeitsfähigkeit”*, in “Forschung im Ingenieurwesen”, Vol. 22, 36-42, 1956) e ha soppiantato molti sinonimi utilizzati per lo stesso concetto: *energia utilizzabile, energia disponibile, availability*...

e normativi, nell'ambito di un contesto in cui è sempre più importante considerare gli impatti ambientali, sociali ed etici.

L'analisi exergetica può essere uno strumento importante in quest'ottica, poiché:

- permette il miglioramento dell'efficienza energetica attraverso la misura della distanza dall'idealità dei processi e l'identificazione, la localizzazione e la quantificazione delle perdite e delle inefficienze,
- riesce a identificare se e di quanto sia possibile progettare sistemi più efficienti, riducendo le inefficienze connesse ai processi reali,
- permette la stima degli impatti ambientali legati all'utilizzo delle risorse energetiche, fornendo indicazioni su come ridurre o mitigare tali impatti,
- permette di identificare se un sistema contribuisce allo sviluppo sostenibile, oppure se il suo utilizzo è di tipo non sostenibile.

Il caso tipico che si porta per esemplificare queste considerazioni è quello di un ciclo termodinamico diretto a vapore, per esempio utilizzato in una centrale termoelettrica. L'analisi energetica (anche nota come analisi di 1° principio) identifica nel condensatore la più importante fonte di inefficienza del ciclo, ma è ben noto che aumentare l'efficienza del condensatore è operazione di scarsi risultati.

L'analisi exergetica, al contrario, identifica la principale fonte di inefficienza nel generatore di vapore e nella combustione che avviene al suo interno. Ridurre le inefficienze di questo componente porta a risultati più immediati e garantiti (si veda l'Esempio 18.11).

Questo **Capitolo** è pensato per dare una visione ampia ed esaustiva delle potenzialità dell'exergia come strumento per l'analisi termodinamica. Le informazioni che vi sono contenute permettono anche la risoluzione numerica di gran parte dei problemi nei quali l'analisi exergetica è in grado di fornire suggerimenti importanti sull'efficienza termodinamica di sistemi e impianti. Le analisi di dettaglio e la risoluzione dei problemi delle singole applicazioni vanno però al di là dei suoi scopi.

Per tali approfondimenti si consiglia di consultare i testi specialistici, una nutrita lista dei quali è fornita in calce al **Capitolo**.

Prima di cominciare l'esame del metodo è bene precisare che l'analisi exergetica non necessita di estrema precisione nelle valutazioni dei singoli contributi, in quanto l'obiettivo di identificare, localizzare e quantificare le dis- efficienze termodinamiche (da correggere successivamente) è raggiunto anche in presenza di risultati approssimati; sono ammesse quindi tutte le semplificazioni che velocizzano le analisi anche se costringono ad approssimare tali risultati.

18.1.1 L'AMBIENTE ESTERNO DI RIFERIMENTO (STATO MORTO, *DEAD STATE*)

L'**ambiente esterno** ("environment" e/o "surroundings" nei testi in lingua inglese) è stato definito al **Paragrafo 2.2** come tutto ciò che è al di fuori della superficie di controllo che delimita il sistema termodinamico oggetto di studio. A rigore, con questa definizione, l'ambiente esterno dovrebbe essere costituito da tutto l'universo, fatta salva la porzione di spazio e di materia che spetta al sistema termodinamico.

In maniera più pragmatica, con l'espressione "ambiente esterno" si indicherà quella regione localizzata nell'intorno del sistema che interagisce in qualche modo con il sistema stesso e perciò lo influenza in qualche modo.

Al **Paragrafo 5.3.6**, poi, definendo il **serbatoio di energia termica (SET)**, l'ambiente esterno (SET con cui interagiscono i sistemi usati in termodinamica) è stato identificato con l'aria atmosferica, con l'acqua di falda, mare, lago o fiume, e col terreno, tutti dotati di una massa, e quindi di una capacità termica, di molti ordini di grandezza superiore a quella dei sistemi utilizzati nelle applicazioni tecnologiche.

In buona sostanza, per gli scopi dell'analisi exergetica, l'ambiente esterno di riferimento è la porzione di pianeta (atmosfera, idrosfera e litosfera) interessata dalle attività tecnologiche, anche nota come biosfera, modellata come un sistema comprimibile semplice di massa sufficientemente grande, in cui sono costanti e invariabili:

- la temperatura, (T_0),
- la pressione, (p_0),
- la composizione chimica.

Generalmente per la temperatura e la pressione dell'ambiente esterno di riferimento si adottano i seguenti valori:

- $T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C} = 298,15\text{ K}$
- $p_0 = p_{\text{atm}} = 101,325\text{ kPa}$

Questi valori possono essere cambiati senza alcun problema se le condizioni del sito in cui hanno luogo le interazioni sistema/ambiente siano diverse.

Per quanto attiene alla composizione chimica, se ne parlerà nel **Paragrafo 18.4**, trattando di exergia chimica.

L'ambiente esterno è visto come privo di irreversibilità, essendo tutte le irreversibilità localizzate o all'interno del sistema (irreversibilità interne, per esempio l'attrito, cfr. § 5.3.4) o sulla superficie di controllo che lo separa dall'ambiente esterno (irreversibilità esterne, per esempio la differenza di temperatura, cfr. § 5.3.4).

Se un qualsiasi sistema termodinamico si trova a pressione, temperatura, composizione, velocità o altezza diverse da quelle dell'ambiente esterno allora si presenta l'opportunità di ottenere energia meccanica. Man mano che le condizioni del sistema si avvicinano a quelle dell'ambiente esterno questa opportunità va scemando, fino a che, quando il sistema raggiunge la condizione di equilibrio termico, meccanico e chimico con l'ambiente esterno di riferimento, non esiste più la possibilità di interazione cui poter ottenere energia meccanica. Quando il sistema è in condizioni di equilibrio con l'ambiente esterno di riferimento, si dice che è allo **stato morto** (*dead state*).

In molte situazioni, e si vedrà quali, è possibile trascurare le differenze in termini di composizione chimica tra sistema e ambiente esterno, per cui l'ambiente esterno rimane definito solo attraverso:

- la temperatura, (T_0),
- la pressione, (p_0).

Quando sistema e ambiente esterno sono in equilibrio solo dal punto di vista termico e meccanico si parla, a rigore, di **stato morto ristretto** (*restricted dead state*).

È evidente che considerare l'ambiente esterno in condizioni di equilibrio in cui temperatura e pressione siano costanti e invariabili è una idealizzazione spinta, in quanto non c'è nulla di più variabile, nel tempo e nello spazio, di temperatura e pressione dell'aria atmosferica, dell'acqua di mare, lago o fiume, e del terreno.

L'ipotesi di costanza e invariabilità regge comunque in tutte le analisi, e sono la maggioranza, in cui si ipotizzi il regime stazionario. Quando, invece, si simuli il comportamento di sistema e ambiente in regime dinamico è ovvio che la consistenza dell'ipotesi di costanza e invariabilità vada verificata in anticipo.

18.2 EXERGIA ED EQUAZIONE DI BILANCIO DELL'EXERGIA

Con lo stesso approccio metodologico già utilizzato per l'**energia** (**Capitolo 4**) e per l'**entropia** (**Capitolo 5**) si introdurrà dapprima la grandezza **exergia** con le sue definizioni per passare al postulato che la caratterizza e quindi all'equazione di bilancio nelle sue varie formulazioni, utili per la risoluzione dei problemi.

Si è visto che per definire l'exergia è necessario dapprima definire in modo univoco l'ambiente esterno con cui il sistema termodinamico in esame interagisce. L'ambiente esterno è già stato definito come un sistema in equilibrio caratterizzato da valori costanti e invariabili di temperatura, (T_0), e pressione (p_0).

A questo punto, dato un certo sistema termodinamico, l'**exergia** può essere definita come **la massima energia meccanica teoricamente ottenibile quando il sistema passa dal suo stato di equilibrio iniziale, caratterizzato da ($T \neq T_0$) e ($p \neq p_0$), ad uno stato finale di equilibrio con l'ambiente esterno, chiamato "stato morto" e caratterizzato da (T_0) e (p_0), scambiando solo energia termica con l'ambiente esterno.**

Ovviamente, la massima energia meccanica teoricamente ottenibile presuppone che il passaggio avvenga con un processo reversibile.

Nel caso che il sistema si trovi ad una temperatura più bassa di quella dell'ambiente esterno, ($T < T_0$), la definizione di **exergia** diventa: **la minima energia meccanica che teoricamente è necessario spendere per portare il sistema dalla condizione di "stato morto" caratterizzato da (T_0) e (p_0), ad uno stato di equilibrio finale caratterizzato da (T) e (p) in cui sia ($T < T_0$), scambiando solo energia termica con l'ambiente esterno.**

A rigore l'exergia non è una grandezza di stato perché dipende sia dallo stato in cui si trova il sistema termodinamico sia dallo "stato morto" in cui si trova l'ambiente esterno. Una volta però che quest'ultimo sia stato definito univocamente, l'exergia può essere interpretata come una grandezza di stato a tutti gli effetti.

L'exergia così definita ha le stesse dimensioni dell'energia:

$$EX \quad [J] \qquad ex = \frac{EX}{m} \quad [J \, kg^{-1}] \qquad \dot{EX} = \lim_{t \rightarrow 0} \frac{\Delta EX}{\Delta t} \quad [W]$$

Per conoscere come l'exergia si comporti nei processi che la coinvolgono, si usa lo strumento dell'equazione di bilancio, formulata partendo dal postulato che la identifica.

Siccome l'exergia, al pari dell'entropia, ha la funzione di descrivere il comportamento dei sistemi in ottemperanza al dettato del 2° principio della Termodinamica, deve differenziarsi dall'energia, che è una proprietà conservativa, e quindi deve essere non conservativa.

Si postula dunque l'esistenza di una proprietà estensiva della materia, l'**exergia**, (**EX**), la quale, contrariamente all'energia, **non è conservativa ma caratterizzata da distruzione**:

$$[EX_{\text{gen}} = 0] \quad [J] \quad (18.1)$$

$$[EX_{\text{dis}} > 0] \quad [J] \quad (18.2)$$

Secondo il postulato appena introdotto, **durante i processi viene distrutta exergia, che non è possibile generare.**

Partendo dalla formulazione più generale dell'equazione di bilancio di una proprietà estensiva qualsiasi, (P), vista al **Paragrafo 2.5**:

$$[P_e] + [P_{\text{gen}}] = [P_u] + [P_{\text{dis}}] + [\Delta P] \quad (18.3)$$

L'equazione di bilancio dell'exergia sarà composta da quattro termini; dei cinque termini che in generale sono presenti nelle equazioni di bilancio manca, infatti, il termine di generazione.

La formulazione generale del bilancio di exergia si presenta dunque così:

$$[EX_e] = [EX_u] + [EX_{\text{dis}}] + [\Delta EX] \quad [J] \quad (18.4)$$

A primo membro compare ciò che entra, a secondo membro compare ciò che esce, ciò che è distrutto e il termine di accumulo.

Si noti che l'**exergia distrutta**, appena introdotta, **non è una grandezza di stato ma è una grandezza di scambio** (esattamente come il calore, il lavoro e l'entropia generata), e infatti, come si vedrà con la formulazione infinitesima dell'equazione di bilancio, la quantità elementare di exergia distrutta è **indicata con** (δEX_{dis}), definita e presente solo durante una trasformazione che porti un sistema da uno stato di equilibrio iniziale ad uno stato di equilibrio finale. L'exergia distrutta, (δEX_{dis}), non va mai confusa con la variazione della grandezza di stato exergia (dEX).

Per poter sviluppare l'equazione di bilancio dell'exergia e risolverla nelle situazioni applicative di interesse è necessario introdurre le modalità di variazione del suo contenuto nel sistema.

18.2.1 VARIAZIONE DEL CONTENUTO DI EXERGIA DI UN SISTEMA

Il contenuto di exergia di un sistema può essere variato con le seguenti modalità:

- a. per mezzo del trasferimento di massa tra il sistema e l'ambiente, cui è legato anche il trasferimento di exergia, attraverso le seguenti interazioni:
 - exergia fisica,
 - exergia potenziale,
 - exergia cinetica,

- b. exergia associata a interazioni secondo la modalità calore,
- c. exergia associata a interazioni secondo la modalità lavoro,
- d. exergia chimica (combustibili)

Come sempre, gli effetti sul bilancio di exergia delle interazioni magnetiche, nucleari, elettriche e quelle dovute alla tensione superficiale si trascurano.

18.2.2 EXERGIA ASSOCIATA A UNA QUANTITÀ DI LAVORO, DI ENERGIA POTENZIALE, DI ENERGIA CINETICA

Dalla definizione stessa di exergia risulta immediatamente che il lavoro è pura exergia.

Lavoro ed exergia hanno dunque lo stesso valore assoluto e lo stesso segno, e nel seguito si userà anche lo stesso simbolo:

$$\dot{EX}_L = \dot{L} = \dot{m}(\ell) \quad [W] \quad [18.5]$$

L'energia potenziale e l'energia cinetica possono essere completamente convertite in lavoro, per cui sono anch'esse forme di pura exergia:

$$\dot{EX}_{POT} = \dot{E}_{POT} = \dot{m}(gz) \quad [W] \quad [18.6]$$

$$\dot{EX}_{CIN} = \dot{E}_{CIN} = \dot{m}\left(\frac{1}{2}w^2\right) \quad [W] \quad [18.7]$$

Nel seguito, a meno che non sia esplicitamente dichiarato, gli effetti delle variazioni di energia potenziale e cinetica sul bilancio di exergia verranno sempre trascurati.

$$\Delta \dot{EX}_{POT} = \Delta \dot{EX}_{CIN} \approx 0 \quad [W] \quad [18.8]$$

18.2.3 EXERGIA ASSOCIATA A UNA QUANTITÀ DI CALORE

L'obiettivo è quello di valutare l'exergia associata a un flusso di calore (Q) disponibile a una temperatura (T) diversa da (T₀).

Si supponga di operare con due SET, uno a (T) e uno a (T₀). Si presentano quattro casi.

Se (T > T₀),

- a) il calore (Q) può essere in uscita da (T), ciclo diretto (caso a) di **Figura 18.1**
- b) il calore (Q) può essere in entrata a (T), ciclo inverso (pompa di calore) (caso b) di **Figura 18.1**

Se (T < T₀),

- c) il calore (Q) può essere in uscita da (T), ciclo inverso (macchina frigorifera) (caso c) di **Figura 18.1**
- d) il calore (Q) può essere in entrata a (T), ciclo diretto (caso d) di **Figura 18.1**

Se ($T > T_0$)

Caso a) di **Figura 18.1**: quando un sistema termodinamico si trovi in equilibrio a una temperatura ($T > T_0$) è facile pensare che il massimo lavoro teorico ottenibile da quel sistema sia quello ricavabile da una macchina di Carnot operante tra (T) e (T_0). Poiché il rendimento della macchina di Carnot è noto e dato dalla eq. 7.18, il massimo lavoro teorico recuperabile dalla quantità di calore (Q), cioè l'exergia associata a quella quantità di calore, vale:

$$L_{\max} = EX_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = Q \cdot \tau \quad [J] \quad [18.9]$$

Il termine:

$$\tau = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad [18.10]$$

è noto in analisi exergetica come **fattore di Carnot**.

Per quanto visto, per ogni quantità di calore (Q) disponibile a temperatura ($T > T_0$), dato che:

$$\text{exergia} \quad EX_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = Q \cdot \tau \quad [J] \quad [18.11]$$

si può denotare il suo complemento a 1 come:

$$\text{anergia} \quad AN_Q = Q \left(\frac{T_0}{T} \right) = Q \cdot (1 - \tau) \quad [J] \quad [18.12]$$

Ricapitolando, l'exergia associata al calore (Q) disponibile alla temperatura (T) è pari al lavoro ottenibile da un ciclo di Carnot operante tra (T) e (T_0), ed è data dal prodotto di (Q) per il fattore di Carnot (τ).

Se la temperatura del sistema aumenta, aumenta anche (τ) e il valore dell'exergia si avvicina al valore dell'energia (si veda l'Esempio 18.1).

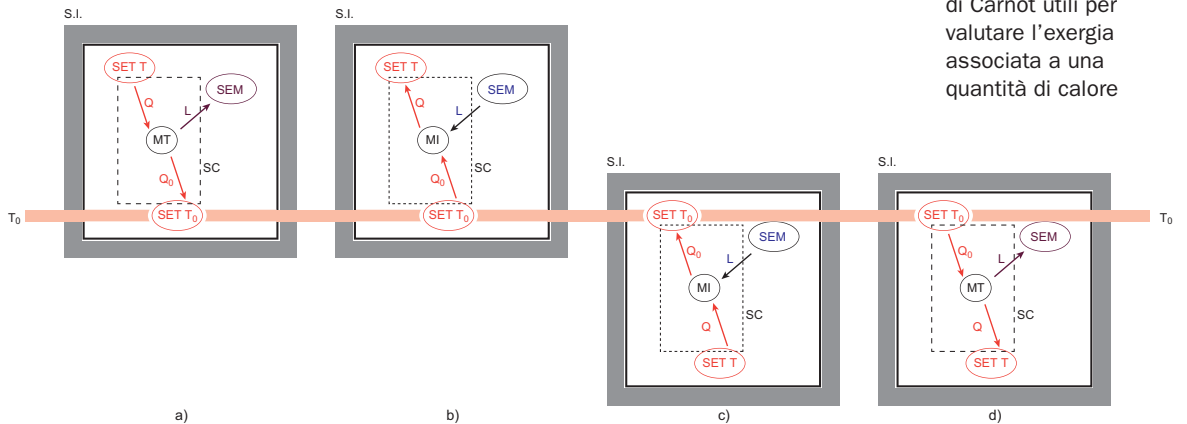


Figura 18.1
Configurazioni
della macchina
di Carnot utili per
valutare l'exergia
associata a una
quantità di calore

Caso b) di **Figura 18.1**: il valore dell'exergia associata a una certa quantità di calore disponibile a ($T > T_0$) può essere determinato anche assumendo che il calore (Q) venga pompato a temperatura (T) da una pompa di calore operante, con assorbimento di lavoro, secondo un ciclo di Carnot inverso tra (T_0) e (T).

In questo caso l'exergia è il minimo lavoro teorico che si deve spendere per portare il calore da (T_0) a (T) ed è pari al calore (Q) diviso per il COP della pompa di calore reversibile operante secondo il ciclo di Carnot (eq. 7.48 al **Paragrafo 7.4.2**).

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{Q}{COP_{p,rev}} = \frac{Q}{\frac{T}{T - T_0}} \quad [J] \quad [18.13]$$

Naturalmente i due approcci danno lo stesso identico risultato.

Esempio 18.1

Valutare l'exergia di due quantità di calore ($Q_1 = Q_2 = Q$) uguali, ma disponibili a $T_1 = 2100$ K e a $T_2 = 600$ K, essendo l'ambiente esterno a $T_0 = 300$ K.

Analisi

L'exergia associata alla quantità di calore si valuta con la (eq. 18.9) oppure con la (eq. 18.13):

$$L_{\max} = EX_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = Q \cdot \tau \quad [J]$$

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{Q}{COP_{p,rev}} = \frac{Q}{\frac{T}{T - T_0}} \quad [J]$$

Soluzione

Per il caso 1) è:

$$L_{\max} = EX_Q = |Q| \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = |Q| \left(1 - \frac{300}{2100} \right) = \frac{6}{7} |Q| \quad [J]$$

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{|Q|}{\frac{T_1}{T_1 - T_0}} = \frac{|Q|}{\frac{2100}{2100 - 300}} = \frac{6}{7} |Q| \quad [J]$$

Per il caso 2) è:

$$L_{\max} = EX_Q = |Q| \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) = |Q| \left(1 - \frac{300}{600} \right) = \frac{1}{2} |Q| \quad [J]$$

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{|Q|}{\frac{T_1}{T_1 - T_0}} = \frac{|Q|}{\frac{600}{600 - 300}} = \frac{1}{2}|Q| \quad [J]$$

Discussione

È evidente che più alta è la temperatura a cui è disponibile, maggiore è l'exergia associata al calore dato.

È evidente anche che i due approcci proposti danno lo stesso risultato.

Se ($T < T_0$)

Caso c) di Figura 18.1: l'exergia è definita come il lavoro minimo da compiere per assorbire il calore (Q) a temperatura ($T < T_0$).

Si assorbe calore dal SET a temperatura ($T < T_0$) ma si fornisce exergia per ottenere l'effetto utile. Il SET cede calore ma assorbe exergia. Exergia e calore hanno in questo caso segno opposto.

L'exergia fornita al SET a ($T < T_0$), associata al calore (Q) che il SET cede alla macchina di Carnot, può essere interpretata come il lavoro minimo necessario a una macchina frigorifera reversibile, operante secondo un ciclo di Carnot, per sottrarre (Q) al SET a (T).

Il $COP_{f,rev}$ di una macchina frigorifera reversibile di Carnot è dato dall'eq. 7.47 al **Paragrafo 7.4.2**:

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{|Q|}{COP_{f,rev}} = \frac{|Q|}{\frac{T}{T_0 - T}} \quad [J] \quad [18.14]$$

Al fine di evitare ogni possibile errore derivante dalla confusione sul verso di (Q) e di (EX), e poiché l'exergia è sempre positiva, è consigliabile calcolare l'exergia associata utilizzando il valore assoluto di (Q).

Caso d) di Figura 18.1: in alternativa, si può pensare il (Q) come entrante nel SET a ($T < T_0$) in qualità di calore di scarto di una macchina diretta di Carnot operante tra (T_0) e (T).

Il lavoro massimo ottenibile da una macchina diretta di Carnot operante tra (T_0) e (T) vale:

$$L_{\max} = |Q_0| \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) = (L_{\max} + |Q|) \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) \quad [J] \quad [18.15]$$

$$L_{\max} \left(1 - 1 + \frac{T}{T_0} \right) = |Q| \left(1 - \frac{T}{T_0} \right) \quad [J] \quad [18.16]$$

$$L_{\max} = EX_Q = |Q| \frac{\left(1 - \frac{T}{T_0}\right)}{\frac{T}{T_0}} = |Q| \left(\frac{T_0 - T}{T}\right) = |Q| \left(\frac{T_0}{T} - 1\right) \quad [\text{J}] \quad [18.17]$$

Anche in questo caso, a scanso di equivoci sui segni, è consigliabile calcolare l'exergia associata utilizzando il valore assoluto di (Q) .

Ovviamente anche in questo caso i due approcci danno il medesimo risultato.

Esempio 18.2

Si valuti l'exergia associata a una quantità di calore ($\dot{Q}=100 \text{ kW}$) disponibile a ($T = 100 \text{ K}$) quando la temperatura dell'ambiente esterno è ($T_0=300 \text{ K}$).

Analisi

L'exergia associata alla quantità di calore si valuta con la (18.14) oppure con la (18.17):

$$\dot{L}_{\min} = \dot{EX}_Q = \frac{\frac{|\dot{Q}|}{T}}{\frac{T_0 - T}{T_0}} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{L}_{\max} = \dot{EX}_Q = |\dot{Q}| \left(\frac{T_0}{T} - 1\right) \quad [\text{W}]$$

Soluzione

$$\dot{L}_{\min} = \frac{\frac{|\dot{Q}|}{T}}{\frac{T_0 - T}{T_0}} = \frac{\frac{100}{100}}{\frac{300 - 100}{300}} = 2 \cdot 100 \quad [\text{KW}]$$

$$\dot{L}_{\max} = \dot{EX}_Q = |\dot{Q}| \left(\frac{T_0}{T} - 1\right) = 100 \cdot \left(\frac{300}{100} - 1\right) = 100 \cdot 2 \quad [\text{KW}]$$

Discussione

Anche in questo caso i due approcci proposti danno lo stesso risultato.

Quando $T < T_0$, l'exergia associata a flussi di calore a temperatura più bassa dell'ambiente (cioè il lavoro minimo necessario a sottrarre quel calore alla temperatura data) cresce molto velocemente al diminuire della temperatura, come si vedrà appena dopo.

È interessante graficare l'andamento dell'exergia associata ad una certa quantità di calore sulla quantità di calore stesso.

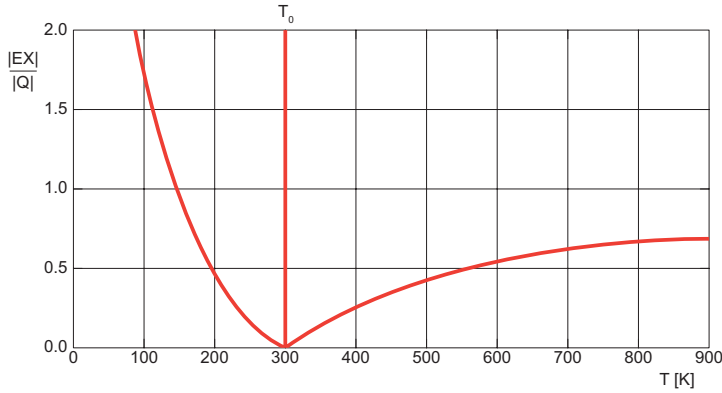


Figura 18.2
Andamento del rapporto exergia associata/calore al variare della temperatura del sistema.

Si vede che al di sotto della (T_0) il rapporto cresce con grande rapidità, a indicare che a temperature molto basse occorre fornire quantità enormi di exergia (e quindi spendere quantità enormi di lavoro) per assorbire calore dal sistema. Avvicinandosi alla temperatura di (0 [K]) il rapporto (EX/Q) tende infatti ad infinito.

La criogenia è uno dei settori industriali più energivori e richiede una progettazione dei sistemi estremamente attenta dal punto di vista termodinamico

18.2.4 EXERGIA ASSOCIATA AL FLUSSO DI MASSA (EXERGIA FISICA)

Si consideri il sistema aperto di **Figura 18.3** nel quale evolve un fluido entrante in una certa condizione di equilibrio (e) e uscente alla condizione di equilibrio (u).

Si supponga che la composizione chimica del sistema sia quella dell'ambiente esterno sia all'entrata che all'uscita, e che gli scambi termici avvengano solo con l'ambiente esterno a (T_0).

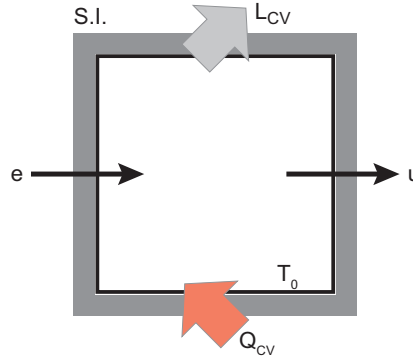
Per determinare il lavoro sviluppato in questo contesto si possono combinare l'equazione di bilancio dell'energia (eq. 4.3) e quella di bilancio dell'entropia (eq. 5.5) scritte per il volume di controllo (CV) rappresentato dal sistema aperto. Valgono le solite ipotesi (regime stazionario, flusso monodimensionale, un ingresso e un'uscita):

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{I}_{CV} + \dot{m} \left[(h_e - h_u) + \frac{1}{2} (w_e^2 - w_u^2) + g(z_e - z_u) \right] \quad [\text{W}] \quad [4.3]$$

$$0 = \frac{\dot{Q}_{CV}}{T_0} + \dot{m} (s_e - s_u) + \dot{S}_{gen} \quad [\text{W K}^{-1}] \quad [5.5]$$

Figura 18.3

Scambio di exergia
in un sistema
aperto



Eliminando il calore (\dot{Q}_{cv}) dalle due equazioni si ottiene il lavoro per unità di massa sviluppato dal fluido che evolve nel volume di controllo:

$$\frac{\dot{L}_{cv}}{\dot{m}} = \left[(h_e - h_u) - T_0 (s_e - s_u) + \frac{1}{2} (w_e^2 - w_u^2) + g(z_e - z_u) \right] - T_0 \frac{\dot{S}_{gen}}{\dot{m}} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.18]$$

Il termine tra parentesi quadra dipende unicamente dagli stati di equilibrio all'ingresso e all'uscita e dalla temperatura dello stato morto (T_0).

In queste condizioni il fluido può sviluppare il massimo lavoro teorico se la trasformazione è reversibile, cioè se è nulla l'entropia generata. Quindi:

$$\left(\frac{\dot{L}_{cv}}{\dot{m}} \right)_{int_rev} = (h_e - h_u) - T_0 (s_e - s_u) + \frac{1}{2} (w_e^2 - w_u^2) + g(z_e - z_u) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.19]$$

Se poi le condizioni di uscita sono quelle dello stato morto e cioè ($h_0, s_0, w_0 = 0, z_0 = 0$) allora l'espressione (18.19) diventa l'exergia specifica per quel sistema:

$$\frac{\dot{L}_{cv}}{\dot{m}} = ex_{cv} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) + \frac{1}{2} w^2 + gz \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.20]$$

I primi due termini a secondo membro dell'eq. 18.20 prendono il nome di **exergia fisica** associata al flusso di massa che percorre il volume di controllo:

$$ex_{cv}^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.21]$$

È interessante rappresentare l'exergia fisica sul piano (Ts) (**Figura 18.4**). Nel caso a) il sistema si trova a ($T_1 > T_0$) e l'exergia (EX) è rappresentata dall'area sottesa alla isobara che porta dallo stato (1) allo stato (0). L'area sottostante a (0) rappresenta l'anergia. Nel caso b) il sistema si trova a ($T_1 < T_0$) e l'exergia è rappresentata dall'area compresa tra l'isobara (1-0) e lo stato morto, mentre l'area sottostante l'isobara è il calore (Q) assorbito dal fluido a (T_1). Al di sotto dello stato morto, calore ed exergia hanno segno opposto.

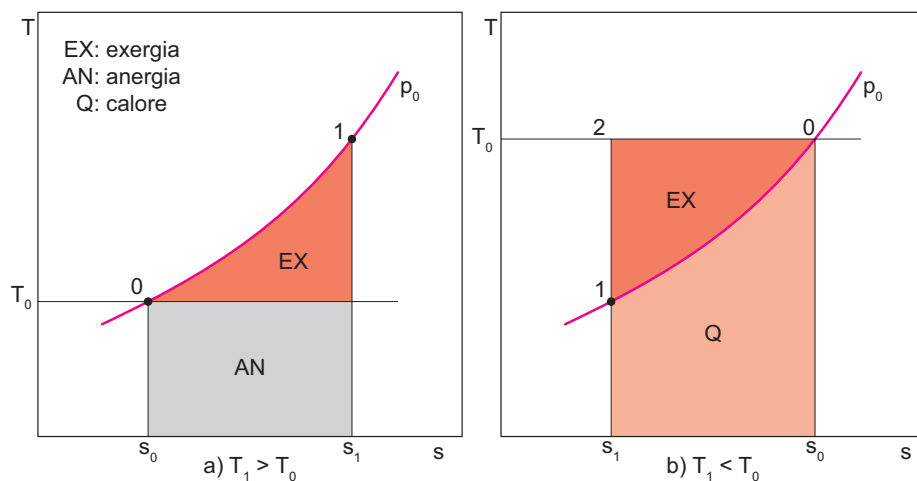


Figura 18.4
Rappresentazione
dell'exergia fisica
(EX) su un piano
(Ts)

18.2.4.1 EXERGIA FISICA ASSOCIATA AL FLUSSO DI UN GAS REALE A COMPORTAMENTO IDEALE

Al **Paragrafo 3.5.2** si è visto che la variazione di entalpia in un gas reale a comportamento ideale può essere calcolata con la:

$$h_2 - h_1 = c_p (T_2 - T_1) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.22]$$

almeno fino a quando il calore specifico a pressione costante (c_p) può essere considerato costante nel processo.

Al **Paragrafo 6.4.2**, poi, si è visto che la variazione di entropia di un gas reale a comportamento ideale può essere calcolato con le:

$$s_2 - s_1 = c_v \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad [\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad [18.23]$$

$$s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{p_2}{p_1} \quad [\text{J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad [18.24]$$

con ovvio significato dei simboli.

L'exergia fisica di un gas reale a comportamento ideale può essere dunque calcolata con una delle:

$$ex_{\text{gas}}^{\text{PH}} = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_v \ln \frac{T}{T_0} + R \ln \frac{v}{v_0} \right) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.25]$$

$$ex_{\text{gas}}^{\text{PH}} = c_p (T - T_0) - T_0 \left(c_p \ln \frac{T}{T_0} - R \ln \frac{p}{p_0} \right) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.26]$$

18.2.4.2 EXERGIA FISICA ASSOCIATA AL FLUSSO DI UN FLUIDO INCOMPRIMIBILE

Al **Paragrafo 3.5.3** si è visto che la variazione di entalpia in un fluido incomprimibile, come un liquido, può essere calcolata con la:

$$h_2 - h_1 = c(T_2 - T_1) + v(p_2 - p_1) \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [3.45]$$

Al **Paragrafo 6.4.3**, poi, si è visto che la variazione di entropia di un liquido può essere calcolato con le:

$$s_2 - s_1 = c \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} \quad [\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}] \quad [18.27]$$

con ovvio significato dei simboli.

L'exergia fisica di un liquido può essere dunque calcolata con la:

$$\text{ex}_{\text{liq}}^{\text{PH}} = c(T - T_0) + v(p - p_0) - T_0 \cdot c \cdot \ln \frac{T}{T_0} \quad [\text{J kg}^{-1}] \quad [18.28]$$

18.2.5 EXERGIA CHIMICA

L'**exergia chimica** può essere definita come l'**exergia associata al disequilibrio in termini di composizione chimica tra il sistema termodinamico oggetto di studio e l'ambiente esterno di riferimento**.

Questo comporta, in principio, che la composizione chimica del sistema termodinamico sia messa a confronto con una composizione chimica dell'ambiente esterno che sia nota, costante e invariabile.

Pensare a un ambiente esterno di composizione chimica nota, costante e invariabile è un'idealizzazione anche più spinta di quella necessaria per considerare i parametri fisici dell'ambiente esterno, temperatura e pressione in particolare, come costanti e invariabili.

In definitiva, fissate la T_0 e la p_0 , la composizione chimica dell'ambiente di riferimento è data da un insieme fissato di sostanze con composizione anch'essa fissata, che dovrebbero riflettere quanto più possibile la composizione naturale della biosfera. Tali sostanze appartengono a tre gruppi: componenti gassosi per l'atmosfera, sostanze solide per la litosfera e liquidi per gli oceani.

Con queste premesse l'**exergia chimica**, (EX^{CH}), si può definire come **il massimo lavoro teorico ottenibile da una reazione chimica in cui il sistema contenente i reagenti, inizialmente a (T_0) e (p_0), si porta alla composizione chimica dell'ambiente esterno rimanendo alla condizione costante di (T_0) e (p_0).**

Il processo può essere studiato nel dettaglio, ma ciò va oltre gli scopi di questo manuale. Per gli approfondimenti si consiglia di fare riferimento ai testi specialistici elencati nella **Bibliografia** in calce al **Capitolo**.

Al fine di risolvere i problemi di analisi exergetica è invece utile balzare alle conclusioni di tali analisi di dettaglio, le quali danno come risultato:

$$L_{\text{max}} = \text{EX}^{\text{CH}}(T_0, p_0) \approx G_{\text{prodotti}}(T_0, p_0) - G_{\text{reagenti}}(T_0, p_0) = -\Delta G^0 \quad [\text{J}] \quad (18.29)$$

Da cui risulta che l'exergia chimica è praticamente uguale alla variazione della **entalpia (o energia) libera di Gibbs**, ΔG^0 , (già definita al § 6.1) per la reazione, la quale possiede normalmente un valore negativo.

Il termine:

$$\Delta G^0 = \Delta H^0 - T^0 \Delta S^0 \quad [J] \quad (18.30)$$

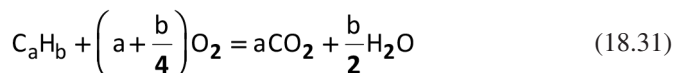
rappresenta l'entalpia libera di Gibbs della reazione, una proprietà di ogni reazione chimica, rintracciabile sulle tabelle dei manuali di chimica.

Nella (eq. 18.29) non compare il segno di uguale perché all'energia libera di Gibbs andrebbe aggiunto un termine che rappresenta il lavoro addizionale recuperabile dalla espansione di ciascun prodotto della reazione dalla pressione (p_0) alla pressione parziale, (p_i), che gli compete in atmosfera. Questo termine risulta però trascurabile, almeno per la precisione richiesta qui nei calcoli di analisi exergetica.

18.2.6 COMBUSTIBILI

Nelle analisi exergetiche di interesse per il presente manuale il contributo dell'exergia chimica diventa importante quando l'energia necessaria al processo venga fornita attraverso la combustione di un combustibile, di solito fossile oppure una biomassa.

In questi casi la reazione chimica di riferimento, nella sua versione stechiometrica, è:



in cui il combustibile è rappresentato da un idrocarburo costituito da (a) moli di carbonio (C) e (b) moli di idrogeno (H).

Questa reazione di ossidazione costituisce il punto di partenza delle analisi di dettaglio di cui si è parlato al paragrafo precedente.

Considerando anche che non si opera direttamente con ossigeno ma con aria, per cui vanno tenute in conto anche le moli di azoto e degli altri gas in traccia, nonché del vapor acqueo presente come umidità, il risultato ottenuto è comunque simile a quello rappresentato dall'eq. 18.31.

Se si eseguono i calcoli per la determinazione dell'exergia chimica che compete alla reazione di ossidazione di parecchi combustibili fossili si ottengono i valori riportati nella **Tabella 18.1**³, da cui si vede che il valore di exergia chimica, l'energia libera di Gibbs ($-\Delta G^0$) e finanche il **potere calorifico (PC)**⁴ diver-

³ Elaborazione da UNI-CTI 7839, Michaelides E., *Exergy Analysis for Energy Conversion Systems*, e Bejan A., *Advanced Engineering Thermodynamics*.

⁴ Il potere calorifico è stato introdotto al **Paragrafo 8.3.2** (il potere calorifico inferiore (PC_{inf}) rappresenta la quantità di calore che viene sprigionata nel processo di ossidazione quando l'acqua contenuta nei prodotti della combustione è riportata alle condizioni dell'ambiente esterno allo stato gassoso. Il potere calorifico superiore (PC_{sup}), invece, rappresenta il calore sprigionato nel processo quando l'acqua contenuta nei prodotti della combustione è riportata alle condizioni dell'ambiente esterno allo stato liquido, sfruttando quindi anche il calore di condensazione).

gono tra loro di pochi punti percentuali per cui, all'interno delle approssimazioni accettabili nelle analisi exergetiche di cui ci si occupa qui, è del tutto legittimo assumere il valore del potere calorifico in luogo dell'exergia chimica del dato combustibile.

combustibile	formula	massa mol kg kmol ⁻¹	ex ^{CH}	-Δg ⁰	PC _{inf}	PC _{sup}	ex ^{CH}	-Δg ⁰	PC _{inf}	PC _{sup}
			MJ kmol ⁻¹				MJ kg ⁻¹			
Carbonio (s)	C	12,010	409,8	394,4	393,5	393,5	34,1	32,8	32,8	32,8
Idrogeno (g)	H ₂	2,016	236,2	237,0	241,9	285,8	117,2	117,6	120,0	141,8
Metano (g)	CH ₄	16,042	829,5	818,0	802,4	890,3	51,7	51,0	50,0	55,5
Etano (g)	C ₂ H ₆	20,068	1493,0	1468,0	1428,0	1559,9	74,4	73,2	71,2	77,7
Propano (g)	C ₃ H ₈	44,094	2164,4	2108,0	2044,2	2220,0	49,1	47,8	46,4	50,3
Butano (g)	C ₄ H ₁₀	58,120	2799,9	2748,0	2658,6	2878,5	48,2	47,3	45,7	49,5
Pentano (l)	C ₅ H ₁₂	72,150	3454,8	3386,0	3245,5	3509,5	47,9	46,9	45,0	48,6
Esano (l)	C ₆ H ₁₄	86,180	4106,0	4023,0	3855,1	4163,1	47,6	46,7	44,7	48,3
Ottano (l)	C ₈ H ₁₈	114,228	5408,7	5297,2	5074,6	5470,7	47,4	46,4	44,4	47,9
Etilene (g)	C ₂ H ₄	28,052	1357,9	1331,0	1323,0	1411,0	48,4	47,4	47,2	50,3
Propilene (g)	C ₃ H ₆	42,078	1997,4	1957,0	1926,5	2058,5	47,5	46,5	45,8	48,9
Benzene (g)	C ₆ H ₆	78,108	3294,7	3208,0	3169,5	3301,5	42,2	41,1	40,6	42,3
Metanolo (g)	CH ₃ O	32,042	722,2	711,0		733,0	22,5	22,2		22,9
Etanolo (g)	C ₂ H ₅ O	46,070	1367,0	1342,0		1365,0	29,7	29,1		29,6
Ammoniaca (g)	NH ₃	17,032	337,9		318,1	384,1	19,8		18,7	22,6

Tabella 18.1

Exergia chimica,
Energia libera di
Gibbs e Poteri
Calorifici dei
combustibili
più comuni
(T₀ = 25 °C,
p₀ = 101,325 kPa).

Il calcolo dell'exergia chimica viene effettuato su una reazione stechiometrica, indispensabile affinché il processo possa essere considerato reversibile. Poiché, di solito, la combustione avviene in presenza di eccesso d'aria, questo fatto introduce una distruzione di exergia che può assumere anche valori importanti.

La combustione, a causa dell'irreversibilità dovuta al grande salto di temperatura presente normalmente tra la reazione chimica e il fluido che assorbe il calore sprigionato nella reazione, è uno dei processi exergeticamente meno convenienti.

Ecco perché, anche al di là di tutti gli altri importanti impatti ambientali che essa comporta, la combustione va evitata tutte le volte che ciò sia tecnicamente possibile, attraverso l'uso di calore prodotto con altre fonti di energia oppure di calore di scarico. C'è poi la soluzione tecnologica cosiddetta della "conversione diretta di energia" la quale permette, per esempio attraverso l'uso delle **celle a combustibile**, di trasfor-

mare l'energia chimica del combustibile direttamente in energia elettrica (cfr. **Paragrafo 18.7.2**).

In sintesi, quando nel processo compare la combustione, il suo contributo nell'equazione di bilancio dell'exergia può essere messo in conto inserendo, a primo membro, l'espressione:

$$\dot{EX}^{CH} = \dot{m}_{comb} ex^{CH} \approx \dot{m}_{comb} (-\Delta g^0) \approx \dot{m}_{comb} PC_{comb} \quad [W] \quad [18.32]$$

L'uso di uno o degli altri termini a secondo membro è accettabile alla luce della precisione richiesta dalle analisi exergetiche.

Si veda l'**Esempio 18.8** su come quantificare il contributo dell'exergia chimica.

18.2.7 BILANCIO DI EXERGIA PER I SISTEMI APERTI

In definitiva, trascurando i contributi dovuti all'energia cinetica e potenziale e a tutte le altre forme di energia, il contenuto di exergia di un sistema può essere variato con le seguenti modalità:

a. exergia associata al flusso di materia (**exergia fisica**):

$$\dot{EX}^{PH} = \dot{m} \cdot ex^{PH} = \dot{m} [(h_e - h_0) - T_0 (s_e - s_0)] \quad [W] \quad [18.33]$$

b. exergia chimica (**combustione**):

$$\dot{EX}^{CH} = \dot{m}_{comb} ex^{CH} \approx \dot{m}_{comb} (-\Delta g^0) \approx \dot{m}_{comb} PC_{comb} \quad [W] \quad [18.34]$$

c. exergia associata a interazioni secondo la modalità **calore**:

$$\dot{EX}_Q = \dot{Q} \cdot \tau \quad [W] \quad [18.35]$$

d. exergia associata a interazioni secondo la modalità **lavoro**:

$$\dot{EX}_L = \dot{L} \quad [W] \quad [18.36]$$

A questo punto il bilancio di exergia in termini di **potenze**, per un volume di controllo (CV) che costituisce il sistema aperto in esame, può essere scritto così:

$$\begin{aligned} \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e + \sum |\dot{L}|_e + \sum (ex^{PH} \dot{m})_e + \dot{EX}^{CH} = \\ = \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u + \sum |\dot{L}|_u + \sum (ex^{PH} \dot{m})_u + \dot{EX}_{dis} + \frac{\partial}{\partial t} EX_{CV} \end{aligned} \quad [W] \quad [18.37]$$

Se si applicano tutte le ipotesi generalmente utilizzate nel presente testo, e cioè:

- regime stazionario,
- flusso monodimensionale;
- un solo ingresso e una sola uscita;

$$\sum |\dot{L}|_u - \sum |\dot{L}|_e = \dot{L} \quad [W] \quad [4.5]$$

si ottiene:

$$\left[\sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e - \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u \right] - \dot{L} - \dot{m} \cdot \Delta ex^{PH} + \dot{E}X^{CH} = \dot{E}X_{dis} [W] \quad [18.38]$$

Si rammenta che per i sistemi aperti il simbolo (Δ) denota la differenza tra le condizioni del sistema all'uscita e quelle all'entrata.

Il bilancio relativo alle **grandezze specifiche** è:

$$\left[\sum |q \cdot \tau|_e - \sum |q \cdot \tau|_u \right] - \ell - \Delta ex^{PH} + \frac{\dot{E}X^{CH}}{\dot{m}} = ex_{dis} [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.39]$$

e poi, quando ci si riferisce ad un volume di controllo di **estensione infinitesima** nella direzione del moto:

$$\left[\sum |\delta q \cdot \tau|_e - \sum |\delta q \cdot \tau|_u \right] - \delta \ell - dex^{PH} + dex^{CH} = \delta ex_{dis} [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.40]$$

dove è bene ulteriormente notare che il simbolo associato all'exergia distrutta è quello caratterizzante le grandezze di scambio:

$$(\delta EX_{dis}) \quad [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.41]$$

18.2.8 BILANCIO DI EXERGIA PER I SISTEMI CHIUSI

Il bilancio di exergia per i sistemi chiusi diventa un caso particolare di quello per i sistemi aperti quando si cancellino le interazioni contenenti il flusso di massa, che non esiste nei sistemi chiusi.

In questo caso il contributo dell'exergia chimica si introduce nel caso di combustione esterna al sistema.

Quindi, applicando tutte le ipotesi generalmente utilizzate nel presente testo, e cioè:

- regime stazionario,
- flusso monodimensionale;
- un solo ingresso e una sola uscita;

$$\sum |\dot{L}|_u - \sum |\dot{L}|_e = \dot{L}$$

si ottiene:

$$\left[\sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e - \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u \right] - \dot{L} + \dot{E}X^{CH} = \dot{E}X_{dis} \quad [W] \quad [18.42]$$

Per i sistemi chiusi, quando si calcola una differenza fra proprietà, essa è valutata tra le fine e l'inizio del tempo di osservazione.

Il bilancio relativo alle **grandezze specifiche** è:

$$\left[\sum |q \cdot \tau|_e - \sum |q \cdot \tau|_u \right] - \ell + ex^{CH} = ex_{dis} \quad [J \, kg^{-1}] \quad [18.43]$$

e poi, quando ci si riferisce a un **tempo di osservazione infinitesimo**, e pari a (dt), la formulazione dell'equazione di bilancio diventa:

$$\left[\sum |\delta q \cdot \tau|_e - \sum |\delta q \cdot \tau|_u \right] - \delta \ell + dex^{CH} = \delta ex_{dis} \quad [J \, kg^{-1}] \quad [18.44]$$

18.2.9 TEOREMA DI GOUY-STODOLA

Un modo diverso per ottenere l'equazione di bilancio dell'exergia è quello di partire dalle equazioni di bilancio dell'energia e dell'entropia:

Per questa operazione, oltre ad usare le posizioni già introdotta al **Paragrafo 4.6.1**, e cioè:

$$\sum |\dot{Q}|_e - \sum |\dot{Q}|_u = \dot{Q} \quad [W] \quad [4.4]$$

$$\sum |\dot{L}|_u - \sum |\dot{L}|_e = \dot{L} \quad [W] \quad [4.5]$$

Si distingue il calore scambiato con l'ambiente esterno (Q_0) e quello scambiato con altri sistemi (Q_i). Si ottengono così le due equazioni di bilancio, scritte per un sistema aperto:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 + \sum_{i \neq 0} \dot{Q}_i - \dot{L} + \sum (h + e_{POT} + e_{CIN})_e \dot{m}_e = \\ = \sum (h + e_{POT} + e_{CIN})_u \dot{m}_u + \frac{\partial}{\partial t} E_{CV} \end{aligned} \quad [W] \quad (18.45)$$

$$\frac{\dot{Q}_0}{T_0} + \sum_{i \neq 0} \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \sum \dot{m}_e s_e + \dot{s}_{gen} = \sum \dot{m}_u s_u + \frac{\partial}{\partial t} S_{CV} \quad [W \, K^{-1}] \quad (18.46)$$

Mettendo in evidenza il (Q_0) nel bilancio di entropia:

$$\dot{Q}_0 = T_0 \left[\sum \dot{m}_u s_u - \sum \dot{m}_e s_e \right] - T_0 \dot{S}_{\text{gen}} - T_0 \sum_{i \neq 0} \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + T_0 \frac{\partial}{\partial t} S_{\text{CV}} \quad [\text{W}] \quad (18.47)$$

e sostituendolo nel bilancio di energia si ottiene:

$$\begin{aligned} & T_0 \left[\sum \dot{m}_u s_u - \sum \dot{m}_e s_e \right] - T_0 \dot{S}_{\text{gen}} - T_0 \sum_{i \neq 0} \frac{Q_i}{T_i} + T_0 \frac{\partial}{\partial t} S_{\text{CV}} + \\ & + \sum_{i \neq 0} \dot{Q}_i - \dot{L} + \sum (h + e_{\text{POT}} + e_{\text{CIN}})_e \dot{m}_e = \sum (h + e_{\text{POT}} + e_{\text{CIN}})_u \dot{m}_u + \frac{\partial}{\partial t} E_{\text{CV}} \end{aligned} \quad [\text{W}] \quad (18.48)$$

che si può raggruppare come segue:

$$\begin{aligned} & \sum (h - T_0 s + e_{\text{POT}} + e_{\text{CIN}})_e \dot{m}_e + \sum_{i \neq 0} \left[\dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \right] = \\ & \sum (h - T_0 s + e_{\text{POT}} + e_{\text{CIN}})_u \dot{m}_u + \dot{L} + T_0 \dot{S}_{\text{gen}} + T_0 \frac{\partial}{\partial t} S_{\text{CV}} + \frac{\partial}{\partial t} E_{\text{CV}} \end{aligned} \quad [\text{W}] \quad (18.49)$$

A questo punto si riconosce che:

$$(h - T_0 s) = \text{ex}^{\text{PH}} \quad \text{e che} \quad \dot{Q}_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i} \right) = (\dot{Q} \cdot \tau)_i \quad (18.50)$$

e poi si introducono tutte le ipotesi generalmente utilizzate nel presente testo, e cioè:

- regime stazionario,
- flusso monodimensionale;
- un solo ingresso e una sola uscita;
- differenze di energia potenziale e cinetica trascurabili.

per ottenere

$$\sum (\text{ex}^{\text{PH}})_e \dot{m}_e + \sum_{i \neq 0} (\dot{Q} \cdot \tau)_i = \sum (\text{ex}^{\text{PH}})_u \dot{m}_u + \dot{L} + T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad [\text{W}] \quad (18.51)$$

Se si confronta questo risultato con la formulazione dell'equazione di bilancio dell'exergia ottenuta con l'eq. 18.39 trascurando il contributo dell'exergia chimica:

$$\left[\sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e - \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u \right] - \dot{L} - \dot{m} \cdot \Delta \text{ex}^{\text{PH}} = \dot{E}X_{\text{dis}} \quad [\text{W}] \quad (18.39)$$

si vede che:

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad [\text{W}] \quad (18.52)$$

Questo risultato, che lega in maniera diretta l'entropia generata all'exergia distrutta e da cui discende che l'exergia distrutta è sempre non negativa, è noto come **Teorema di Gouy-Stodola** (Louis Georges Gouy (1854-1926) e Aurel Boleslav Stodola (1859-1942)).

Esempio 18.3

Si consideri una parete piana le cui facce sono mantenute a temperature diverse. In queste condizioni, per il postulato di Fourier (eq. 13.2), una certa quantità di calore ($Q_1 = Q_2 = Q$) viene trasmessa dalla parete a temperatura più alta (T_1) verso la faccia a temperatura più bassa ($T_2 < T_1$).

Se l'ambiente esterno ha una temperatura $T_0 < T_1 < T_2$, si valuti:

- l'entropia generata,
- l'exergia distrutta.

Analisi

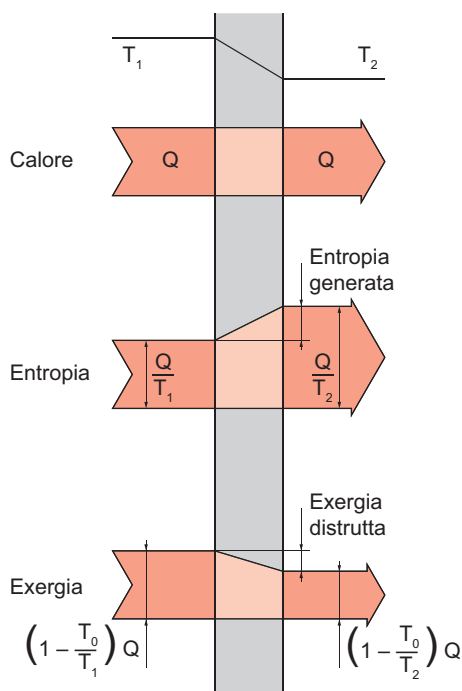


Figura 18.5

Entropia generata ed exergia distrutta attraverso una parete con facce mantenute a diversa temperatura

Il sistema da valutare si può considerare un sistema chiuso in quanto non c'è trasferimento di massa ma solo trasferimento di calore.

Nelle ipotesi usuali per queste analisi: regime stazionario, flusso monodimensionale, assenza di generazione di calore interna alla parete, il bilancio di energia dà:

$$|Q_1| = |Q_2| = Q \quad [J]$$

Il bilancio di entropia dà:

$$\frac{|Q|}{T_1} + S_{\text{gen}} = \frac{|Q|}{T_2} \quad [\text{J K}^{-1}]$$

$$S_{\text{gen}} = \frac{|Q|}{T_2} - \frac{|Q|}{T_1} \quad [\text{J K}^{-1}]$$

Il bilancio di exergia dà:

$$EX_1 = EX_2 + EX_{\text{dis}} \quad [\text{J}]$$

$$|Q| \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) = |Q| \left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) + EX_{\text{dis}} \quad [\text{J}]$$

$$EX_{\text{dis}} = |Q| \left[\left(1 - \frac{T_0}{T_2} \right) - \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right) \right] \quad [\text{J}]$$

18.3 EFFICIENZA EXERGETICA

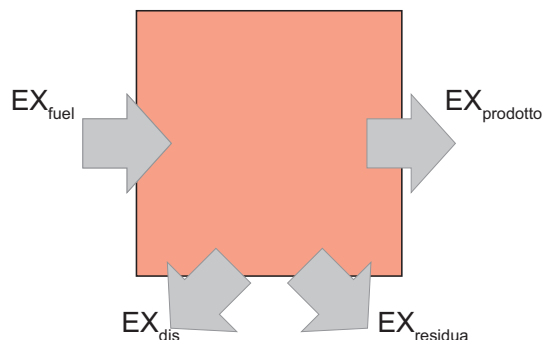
Si sono già discussi al **Paragrafo 7.2.4** i limiti del rendimento di 1° principio quale indicatore della bontà di un processo di conversione dell'energia, e le ragioni per l'introduzione del rendimento di 2° principio.

L'**efficienza exergetica** muove dalle stesse motivazioni che hanno portato a definire il rendimento di 2° principio.

Si consideri il sistema di **Figura 18.6**. Si indica col simbolo (EX_{prodotto}) il risultato, in termini exergetici, che si desidera sia prodotto dal sistema; (EX_{fuel}) è la risorsa, sempre in termini exergetici, da spendere per ottenere il prodotto desiderato. (EX_{residua}) è l'exergia residua dal processo e non utilizzata. (EX_{dis}) è l'exergia distrutta.

Facendo riferimento, ad esempio, a una macchina termica, il “prodotto” desiderato è rappresentato dalla energia meccanica ottenuta, il “fuel” dal combustibile consumato e il “residuo” dall'exergia posseduta dai gas di scarico.

Figura 18.6
Esemplificazione
dei flussi exergetici
in un sistema
generico



Nell'identificare la risorsa utilizzata per ottenere il prodotto desiderato si preferisce mantenere la notazione inglese ("fuel", letteralmente, significa combustibile) perché si ritiene raffiguri meglio il concetto di spesa exergetica necessaria. Naturalmente il "fuel" di un'analisi exergetica non è necessariamente un combustibile reale, e può tranquillamente essere una qualsiasi quantità di energia elettrica o termica.

Con queste premesse il bilancio exergetico del sistema in esame è:

$$EX_{\text{fuel}} = EX_{\text{prodotto}} + EX_{\text{residua}} + EX_{\text{dis}} \quad [J] \quad (18.53)$$

L'**efficienza exergetica** (ϵ_{ex}) è definita come il rapporto fra il prodotto desiderato e la risorsa spesa per ottenerlo:

$$\epsilon_{\text{ex}} = \frac{EX_{\text{prodotto}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \frac{EX_{\text{residua}} + EX_{\text{dis}}}{EX_{\text{fuel}}} \quad (18.54)$$

A seconda dei casi, l'exergia residua può essere direttamente inclusa nell'exergia distrutta oppure mantenuta come parametro distinto. Questa eventualità si presenta soprattutto quando si valutino sistemi composti da più componenti. La scelta più opportuna è lasciata, caso per caso, all'analista.

È bene notare che l'**efficienza exergetica** assume lo stesso valore numerico del **rendimento di 2° principio** definito all'eq. 7.20 quando il rendimento della macchina reversibile (eq. 7.18) è calcolato utilizzando per la temperatura (T_B) del SET a bassa temperatura lo stesso valore della temperatura dell'ambiente esterno di riferimento ($T_0 = T_B$).

Per quei sistemi nei quali non è previsto un prodotto exergetico (per esempio valvole di laminazione o condensatori), se necessario, il rendimento exergetico può essere semplicemente pensato come rapporto tra l'exergia in uscita e quella in ingresso:

$$\epsilon_{\text{ex}} = \frac{EX_u}{EX_e} \quad (18.55)$$

Nell'analisi di sistemi composti da più componenti può essere interessante valutare il peso che ciascun componente ha nella distruzione exergetica del sistema nel suo complesso.

L'exergia distrutta è una grandezza estensiva, per cui l'exergia distrutta nell'intero sistema sarà la somma dell'exergia distrutta nei singoli componenti (i):

$$EX_{\text{dis,sistema}} = \sum_{i=1}^n EX_{\text{dis},i} \quad [J] \quad (18.56)$$

Il rapporto fra l'exergia distrutta dall'i-esimo componente dell'impianto e il "fuel" in ingresso al sistema nel suo complesso prende il nome di **difetto di efficienza**:

$$\delta_i = \frac{EX_{\text{dis},i}}{EX_{\text{fuel}}} \quad (18.57)$$

Il rendimento exergetico dell'impianto, con l'exergia residua inglobata nell'exergia distrutta, sarà:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{EX_{\text{prodotto}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \frac{EX_{\text{dis,sistema}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n EX_{\text{dis},i}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{EX_{\text{dis},i}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (18.58)$$

Ovvero, il rendimento exergetico dell'impianto è il complemento a 1 della sommatoria dei difetti di efficienza dell'impianto.

Nel caso in cui il residuo exergetico non sia nullo l'espressione si modifica nella seguente forma:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = 1 - \frac{EX_{\text{dis,sistema}} - EX_{\text{residuo}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{EX_{\text{dis},i}}{EX_{\text{fuel}}} - \frac{EX_{\text{residuo}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \sum_{i=1}^n \delta_i - \frac{EX_{\text{residuo}}}{EX_{\text{fuel}}} \quad (18.59)$$

L'**Esempio 18.11** riporta una analisi di questo tipo.

18.4 ANALISI EXERGETICA DEI COMPONENTI

La valutazione dei componenti completata al **Capitolo 8** viene qui arricchita con l'analisi exergetica degli stessi.

È bene ricapitolare le ipotesi generali sulla base delle quali è **condotta** l'analisi. Il componente in esame viene modellato come un:

- sistema aperto con un solo ingresso e una sola uscita (cfr. § 2.5.5);
- operante in regime stazionario (cfr. § 2.5.3);
- con flusso monodimensionale (cfr. § 2.5.4).

18.4.1 ESPANSORI

A complemento dell'analisi svolta al **Paragrafo 8.2** per gli espansori, e con le stesse ipotesi di lavoro, cioè:

- macchina adiabatica verso l'esterno,
- variazione trascurabile di energia potenziale,
- variazione trascurabile di energia cinetica,

il "prodotto" può essere considerato l'energia meccanica in uscita e il "fuel" la differenza fra l'exergia in ingresso e quella in uscita.

Nelle ipotesi in cui ci si è messi, le quantità di exergia a denominatore sono date dall'exergia fisica del fluido che evolve nell'espansore.

L'efficienza exergetica dell'espansore è data perciò dalla:

$$\varepsilon_{\text{ex,exp}} = \frac{|\dot{L}|}{\dot{m}(ex_1 - ex_2)} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_2) - T_0(s_1 - s_2)} \quad (18.60)$$

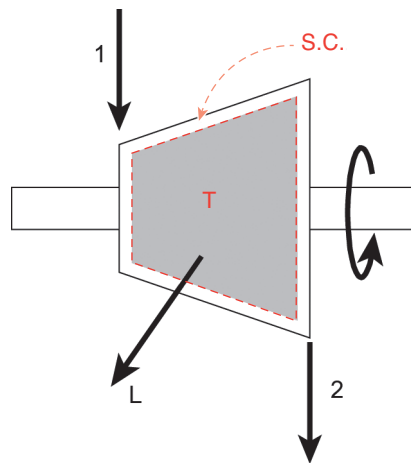


Figura 18.7
(già vista come
Figura 8.1)
Rappresentazione
dei flussi in un
espansore

In questa formulazione l'exergia residua non è stata considerata persa in quanto si è assunto che l'exergia del flusso in uscita dall'espansore possa essere utilizzata e non distrutta.

Nel caso in cui l'espansore scaricasse in ambiente il "fuel" cambierebbe forma e l'espressione dell'efficienza exergetica diventerebbe:

$$\varepsilon_{\text{ex,exp}} = \frac{\dot{I}}{\dot{m} \cdot \text{ex}_1} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_0) - T_0 (s_1 - s_0)} \quad (18.61)$$

Nel caso dall'espansore si spillasse fluido in un punto (3) intermedio tra (1) e (2) si avrebbe:

$$\varepsilon_{\text{ex,exp}} = \frac{\dot{I}}{\dot{m} (\text{ex}_1 - \text{ex}_2 - \text{ex}_3)} \quad (18.62)$$

È interessante valutare la differenza tra il rendimento isentropico (definito con l'eq. 8.8) e l'efficienza exergetica.

$$\eta_{\text{is,exp}} = \frac{(\dot{I}/\dot{m})_{\text{reale}}}{(\dot{I}/\dot{m})_{\text{ideale}}} = \frac{l_{\text{reale}}}{l_{\text{ideale}}} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_{2s})} \quad (8.8)$$

Si può dimostrare⁵ che se la temperatura di scarico del gas dall'espansore è maggiore di quella ambiente l'efficienza exergetica sarà maggiore del rendimento isentropico, in quanto essa contempla la possibilità che l'entalpia posseduta dal gas di scarico possa essere recuperata per produrre ulteriore energia meccanica. L'opposto accade nel caso in cui la temperatura di uscita del fluido dall'espansore sia inferiore a quella dello stato morto.

5 Cfr. Calise F. et al., *Fondamenti di analisi exergetica* (in Bibliografia).

Esempio 18.4

Si riprende l'**Esempio 8.1**, di cui si riporta il testo:

In una turbina a vapore acqueo una portata di 200 kg s^{-1} alla pressione di 60 bar e alla temperatura di 500°C viene espansa fino a 50 kPa. Il rendimento isoentropico della turbina, dichiarato dal costruttore, è pari a 0,88.

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 25^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$, calcolare:

- l'exergia associata al fluido in ingresso nella turbina,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica, confrontandola con il rendimento isentropico.

Analisi

L'exergia associata al fluido in ingresso, nelle ipotesi di lavoro usuali, è l'exergia fisica, pari a:

$$ex_e^{PH} = h_1 - T_0 s_1 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dalla turbina:

$$\dot{m} \cdot ex_e^{PH} = |\dot{L}_{reale}| + \dot{m} \cdot ex_u^{PH} + \dot{EX}_{dis} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_{dis} = \dot{m} (ex_e^{PH} - ex_u^{PH}) - |\dot{L}_{reale}| = \dot{m} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] - |\dot{L}_{reale}| \quad [\text{W}]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad [\text{W}]$$

L'efficienza exergetica si calcola con la:

$$\varepsilon_{ex,exp} = \frac{|\dot{L}_{reale}|}{\dot{m}(ex_1 - ex_2)} = \frac{(h_1 - h_2)}{(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)}$$

Poiché:

$$T_2 > T_0 \quad [\text{K}]$$

deve risultare:

$$ex_{exp} > \eta_{is}$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.1 sono:

$$\begin{aligned} h_1 &= 3422,2 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]} & h_2 &= 2516,5 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]} \\ s_1 &= 6,8803 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]} & s_2 &= 7,2287 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]} \\ \dot{m} &= 200 \text{ [kg s}^{-1}\text{]} \\ \dot{L}_{\text{reale}} &= 181142 \text{ [kW]} \\ \dot{S}_{\text{gen}} &= 69,67 \text{ [kW K}^{-1}\text{]} \end{aligned}$$

da cui:

$$ex_e^{\text{PH}} = 3422,2 - 298 \cdot 6,8803 = 1371,9 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = 200 \left[(3422,2 - 2516,5) - 298 (6,8803 - 7,2287) \right] - |181142| = 20763 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = 298 \cdot 69,67 = 20761 \quad [\text{kW}]$$

$$\varepsilon_{\text{ex,exp}} = \frac{(3422,2 - 2516,5)}{(3422,2 - 2516,5) - 298 (6,8803 - 7,2287)} = 0,90$$

Discussione

La piccola differenza tra i due valori di exergia distrutta calcolati è dovuta al taglio dei decimali.

Il rapporto tra l'efficienza exergetica e il rendimento isentropico risulta verificato.

18.4.2 COMPRESSORI E POMPE

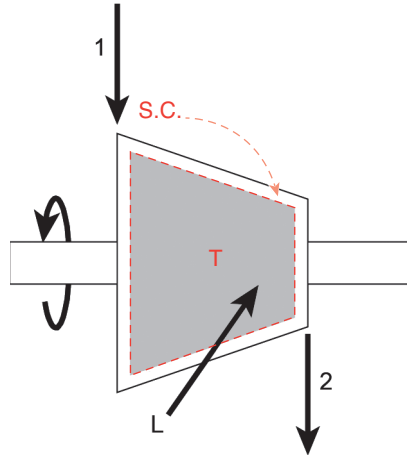
In analogia a quanto visto nel Paragrafo precedente, e con le stesse ipotesi di lavoro, e cioè:

- macchina adiabatica verso l'esterno,
- variazione trascurabile di energia potenziale,
- variazione trascurabile di energia cinetica,

nel caso di compressori e pompe il “prodotto” può essere considerato la differenza fra l'exergia in uscita e quella in ingresso e il “fuel” l'energia meccanica in ingresso.

Anche qui, nelle ipotesi in cui ci si è messi, le quantità di exergia a numeratore sono date dall'exergia fisica del fluido che evolve nel compressore.

Figura 18.8
(già vista come
Figura 8.9)
Rappresentazione
dei flussi in un
compressore



L'efficienza exergetica del compressore è data perciò dalla:

$$\varepsilon_{\text{ex,compr}} = \frac{\dot{m}(ex_2 - ex_1)}{\dot{L}} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (18.63)$$

Anche per i compressori è interessante valutare la differenza tra il rendimento isentropico (definito con l'eq. 8.26) e l'efficienza exergetica.

$$\eta_{\text{is,compr}} = \frac{(\dot{L}/\dot{m})_{\text{ideale}}}{(\dot{L}/\dot{m})_{\text{reale}}} = \frac{l_{\text{ideale}}}{l_{\text{reale}}} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (8.26)$$

Si può dimostrare⁶ che se la temperatura di scarico del gas dal compressore è maggiore di quella ambiente l'efficienza exergetica sarà maggiore del rendimento isentropico, in quanto essa contempla la possibilità che l'entalpia posseduta dal gas di scarico possa essere recuperata per produrre ulteriore energia meccanica. L'opposto accade nel caso in cui la temperatura di uscita del fluido dall'espansore sia inferiore a quella dello stato morto.

L'espressione dell'efficienza exergetica ricavata per i compressori (eq. 18.63) si applica anche alle pompe:

$$\varepsilon_{\text{ex,pompa}} = \frac{\dot{m}(ex_2 - ex_1)}{\dot{L}} = \frac{(h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (18.64)$$

⁶ *Ibidem.*

Esempio 18.5

Si riprende l'**Esempio 8.4**, di cui si riporta il testo:

Un compressore di metano comprime 5 kg s^{-1} di gas da $p_1 = 4 \text{ bar}$ e $T_1 = 20^\circ\text{C}$ fino a una pressione $p_2 = 36 \text{ bar}$. Il rendimento isoentropico del compressore, dichiarato dal costruttore, è $\eta_{is} = 0,80$.

Alle condizioni date, il metano può essere considerato un gas ideale e il calore specifico può essere considerato costante.

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$, calcolare:

- l'exergia associata al fluido in ingresso nel compressore,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica, confrontandola con il rendimento isentropico.

Analisi

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare, nelle ipotesi di lavoro usuali, l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dalla turbina:

$$\dot{m} \cdot ex_e^{PH} + |\dot{L}_{reale}| = \dot{m} \cdot ex_u^{PH} + \dot{EX}_{dis} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis} = \dot{m} (ex_e^{PH} - ex_u^{PH}) + |\dot{L}_{reale}| = \dot{m} \left[c_p (T_1 - T_2) - T_0 \left(c_p \cdot \ln \frac{T_1}{T_2} + R \cdot \ln \frac{p_1}{p_2} \right) \right] + |\dot{L}_{reale}| \quad [W]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad [W]$$

L'efficienza exergetica si calcola con la:

$$\varepsilon_{ex, compr} = \frac{\dot{m} (ex_2 - ex_1)}{\dot{L}_{reale}} = \frac{\dot{m} (ex_2 - ex_1)}{\dot{m} (h_2 - h_1)} = \frac{c_p (T_2 - T_1) - T_0 \left(c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} - R \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \right)}{c_p (T_2 - T_1)}$$

Poiché:

$$T_2 > T_0 \quad [K]$$

deve risultare:

$$ex_{exp} > \eta_{is}$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.1 sono:

$$c_p = 2,25 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}] \quad R_{CH_4} = 0,5182 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}]$$

$$T_2 = 534,5 \text{ [K]}$$

$$\dot{L} = 2715,5 \text{ [kW]}$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = 1,065 \text{ [kW K}^{-1}]$$

da cui:

$$\begin{aligned} \dot{E}X_{\text{dis}} = 5 \left[2,25 (293 - 534,5) - 293 \left(2,25 \cdot \ln \frac{293}{534,5} - 0,5182 \cdot \ln \frac{4}{36} \right) \right] + \\ + |2715,5| = 312,1 \quad \text{[kW]} \end{aligned}$$

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = 293 \cdot 1,065 = 312,0 \quad \text{[kW]}$$

$$\epsilon_{\text{ex,exp}} = \frac{2,25 (534,5 - 293) - 293 \left(2,25 \cdot \ln \frac{534,5}{293} - 0,5182 \cdot \ln \frac{36}{4} \right)}{2,25 (534,5 - 293)} = 0,88$$

Discussione

La piccola differenza tra i due valori di exergia distrutta calcolati risulta dal taglio dei decimali.

Il rapporto tra l'efficienza exergetica e il rendimento isentropico risulta verificato.

18.4.3 CAMBIATORI DI CALORE A SUPERFICIE

Il tema è stato trattato al **Paragrafo 8.3.1**, introducendo le seguenti ipotesi di lavoro (valide anche per il miscelatore adiabatico):

- componente adiabatico verso l'esterno (lo scambio di calore avviene solo tra i fluidi interni al dispositivo),
- trasformazioni isobare, da cui discende che non c'è scambio di lavoro con l'esterno,
- variazione trascurabile di energia potenziale,
- variazione trascurabile di energia cinetica,

Con la schematizzazione di **Figura 18.9** (già vista come **Figura 8.24**) l'equazione di bilancio dell'exergia può essere scritta come:

$$\dot{m}_c \cdot ex_{ec} + \dot{m}_f \cdot ex_{ef} = \dot{m}_c \cdot ex_{uc} + \dot{m}_f \cdot ex_{uf} + \dot{E}X_{\text{dis}} \quad \text{[W]} \quad (18.65)$$

e poi:

$$\dot{EX}_{dis} = (\dot{m}_c \cdot ex_{ec} - \dot{m}_c \cdot ex_{uc}) + (\dot{m}_f \cdot ex_{ef} - \dot{m}_f \cdot ex_{uf}) \quad [W] \quad (18.66)$$

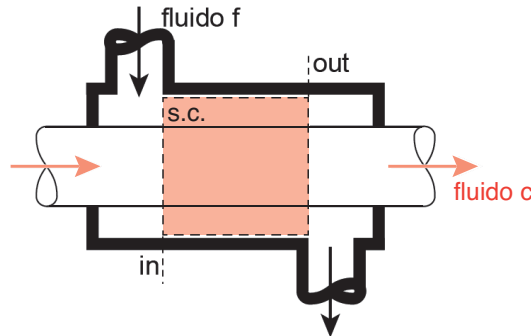


Figura 18.9
(già vista come
Figura 8.24)
Schema di principio
di uno scambiatore
a superficie

Passando alla forma infinitesima:

$$\delta \dot{EX}_{dis} = -\dot{m}_c \cdot dex_c - \dot{m}_f \cdot dex_f \quad [W] \quad (18.67)$$

e ricordando che, nelle ipotesi date, la variazione di exergia riguarda solo la porzione fisica:

$$dex = dh - T_0 ds \quad [Jkg^{-1}] \quad (18.68)$$

si ottiene:

$$\delta \dot{EX}_{dis} = -\dot{m}_c (dh_c - T_0 ds_c) - \dot{m}_f (dh_f - T_0 ds_f) \quad [W] \quad (18.69)$$

che si può anche scrivere nella forma:

$$\delta \dot{EX}_{dis} = -\dot{m}_c dh_c \left(1 - \frac{T_0 ds_c}{dh_c} \right) - \dot{m}_f dh_f \left(1 - \frac{T_0 ds_f}{dh_f} \right) \quad [W] \quad (18.70)$$

In uno scambiatore adiabatico verso l'esterno vale la:

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_c dh_c = \dot{m}_f dh_f \quad [W] \quad (18.71)$$

e la seconda equazione del (TdS) (eq. 6.3) nel caso di trasformazioni isobare come quelle che si ipotizza avvengano all'interno dello scambiatore si può scrivere, per i due fluidi:

$$dh = T \cdot ds + v \cdot dp \quad [Jkg^{-1}] \quad (6.3)$$

$$T_c = \frac{dh_c}{ds_c} \quad [K] \quad (18.72)$$

$$T_f = \frac{dh_f}{ds_f} \quad [K] \quad (18.73)$$

Risulta allora che:

$$\delta \dot{EX}_{dis} = \delta \dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_c} + \frac{T_0}{T_f} - 1 \right) = T_0 \delta \dot{Q} \left(\frac{1}{T_f} - \frac{1}{T_c} \right) \quad [K] \quad (18.74)$$

Se si integra la (eq. 18.74) dopo aver introdotto le temperature medie dei due fluidi all'interno dello scambiatore come:

$$\bar{T}_f = \frac{T_{uf} - T_{ef}}{\ln \frac{T_{uf}}{T_{ef}}} \quad [K] \quad (18.75)$$

$$\bar{T}_c = \frac{T_{ec} - T_{uc}}{\ln \frac{T_{ec}}{T_{uc}}} \quad [K] \quad (18.76)$$

si ottiene l'espressione dell'exergia distrutta nello scambiatore:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \cdot \dot{Q} \left(\frac{1}{\bar{T}_f} - \frac{1}{\bar{T}_c} \right) \quad [W] \quad (18.77)$$

Si vede che l'exergia distrutta nello scambiatore può essere espressa in funzione della potenza termica scambiata e delle temperature medie dei fluidi freddo e caldo.

Ovviamente, l'exergia distrutta risulta essere tanto maggiore quanto maggiore è la potenza termica scambiata e quanto maggiore è la differenza fra le temperature medie del fluido caldo e del fluido freddo. All'aumentare di tale differenza aumenteranno infatti le irreversibilità esterne legate allo scambio termico.

18.4.3.1 EFFICIENZA EXERGETICA DEGLI SCAMBIATORI A SUPERFICIE

Per definire l'efficienza exergetica di uno scambiatore a superficie occorre stabilire preventivamente quale sia il "fuel" e quale sia il "prodotto".

In ogni caso è importante premettere che il parametro efficienza exergetica in uno scambiatore di calore ha senso compiuto solo se entrambi i fluidi hanno temperatura media o sopra la temperatura dell'ambiente esterno (T_0) o sotto di essa. In effetti, se le due correnti fluide che scambiano calore hanno, una la sua temperatura media sopra la (T_0), e l'altra la sua temperatura media sotto la (T_0) si crea un assurdo termodinamico perché sia il raffreddamento sia il riscaldamento fino a (T_0) possono essere ottenuti a costo zero esponendo i fluidi all'ambiente esterno.

A questo proposito è utile ricavare come regola di un corretto approccio termodinamico quella di non attraversare mai, con lo scambio termico, la temperatura dell'ambiente esterno.

Riferendosi alla **Figura 18.9**, nel caso in cui tutti gli scambi di calore avvengano a ($T \geq T_0$), e lo scopo dello scambiatore sia quello di aumentare l'exergia del fluido freddo a spese dell'exergia del fluido caldo, si avrà che:

$$\varepsilon_{\text{ex,hx}} = \frac{\dot{m}_f (\text{ex}_{\text{uf}} - \text{ex}_{\text{ef}})}{\dot{m}_c (\text{ex}_{\text{ec}} - \text{ex}_{\text{uc}})} = \frac{\dot{m}_f [(h_{\text{uf}} - h_{\text{ef}}) - T_0 (s_{\text{uf}} - s_{\text{ef}})]}{\dot{m}_c [(h_{\text{ec}} - h_{\text{uc}}) - T_0 (s_{\text{ec}} - s_{\text{uc}})]} = \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right)}{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right)} = \frac{\tau_f}{\tau_c} \quad (18.78)$$

Se, invece, tutti gli scambi di calore avvengono a ($T \leq T_0$), come nelle applicazioni frigorifere, e lo scopo dello scambiatore sia quello di raffreddare la corrente calda riscaldando la corrente fredda, con l'exergia trasferita dalla corrente fredda a quella calda (in verso opposto al flusso di calore), si avrà che:

$$\varepsilon_{\text{ex,hx}} = \frac{\dot{m}_c (\text{ex}_{\text{ec}} - \text{ex}_{\text{uc}})}{\dot{m}_f (\text{ex}_{\text{uf}} - \text{ex}_{\text{ef}})} = \frac{\dot{m}_c [(h_{\text{ec}} - h_{\text{uc}}) - T_0 (s_{\text{ec}} - s_{\text{uc}})]}{\dot{m}_f [(h_{\text{uf}} - h_{\text{ef}}) - T_0 (s_{\text{uf}} - s_{\text{ef}})]} = \frac{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_c}{T_0}\right)}{\dot{Q} \left(1 - \frac{T_f}{T_0}\right)} = \frac{\tau_c}{\tau_f} \quad (18.79)$$

Esempio 18.6

Si riprende l'**Esempio 8.8**, di cui si riporta il testo:

Uno scambiatore a tubi coassiali (**Figura 18.9**) è utilizzato per raffreddare una portata di $0,65 \text{ kg s}^{-1}$ di olio dalla temperatura $T_{\text{ec}} = 75^\circ\text{C}$ alla temperatura di $T_{\text{uc}} = 50^\circ\text{C}$ per mezzo di una portata di $0,55 \text{ kg s}^{-1}$ di acqua che entra nello scambiatore alla temperatura $T_{\text{ef}} = 20^\circ\text{C}$.

L'acqua scorre nella corona circolare esterna mentre l'olio scorre nel tubo interno. Lo scambiatore è termicamente isolato per cui si può considerare adiabatico verso l'esterno.

Olio e acqua possono essere considerate sostanze pure e il loro calore specifico può essere considerato costante e pari a:

$$c_c = 1,75 [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

$$c_f = 4,186 [\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}]$$

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$, calcolare:

- L'exergia associata con il fluido caldo,
- L'exergia associata con il fluido freddo,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica

Analisi

Considerando valide le ipotesi usuali (regime stazionario, flusso monodimensionale, caduta di pressione nulla dentro lo scambiatore) oltre a quelle già introdotte (scambiatore adiabatico verso l'esterno e calori specifici costanti) il problema si risolve considerando che i due fluidi si trovano allo stato liquido e quindi l'exergia fisica ad essi associata si può calcolare con l'eq. 18.28:

$$\dot{EX}_c = \dot{m}_c \cdot c_c \left[(T_{ec} - T_{uc}) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{ec}}{T_{uc}} \right] \quad [W]$$

$$\dot{EX}_f = \dot{m}_f \cdot c_f \left[(T_{uf} - T_{ef}) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{uf}}{T_{ef}} \right] \quad [W]$$

In alternativa, e a scopo di verifica, l'exergia associata con i due fluidi si può calcolare come l'exergia associata al calore da essi scambiato, attraverso l'eq. 18.29:

$$\dot{EX}_c = \dot{EX}_{Qc} = |\dot{Q}| \cdot \tau = |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) = |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_{ec} - T_{uc}}{\ln \frac{T_{ec}}{T_{uc}}}} \right) \quad [W]$$

$$\dot{EX}_f = \dot{EX}_{Qf} = |\dot{Q}| \cdot \tau = |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) = |\dot{Q}| \left(1 - \frac{T_0}{\frac{T_{uf} - T_{ef}}{\ln \frac{T_{uf}}{T_{ef}}}} \right) \quad [W]$$

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare, nelle ipotesi di lavoro usuali, l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dallo scambiatore nella sua interezza (Figura 18.9):

$$\dot{m}_c \cdot ex_{ec}^{PH} + \dot{m}_f \cdot ex_{ef}^{PH} = \dot{m}_c \cdot ex_{uc}^{PH} + \dot{m}_f \cdot ex_{uf}^{PH} + \dot{EX}_{dis} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis} = \dot{EX}_c - \dot{EX}_f \quad [W]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad [W]$$

Quando il sistema, come in questo caso, lavora a temperature ($> T_0$), per calcolare l'efficienza exergetica il "prodotto" è l'exergia associata al fluido freddo e il

“fuel” l'exergia associata al fluido caldo. L'espressione per calcolare l'efficienza exergetica è:

$$\varepsilon_{\text{ex,SdC}} = \frac{\dot{EX}_f}{\dot{EX}_c} = \frac{\dot{EX}_c - \dot{EX}_{\text{dis}}}{\dot{EX}_c} = 1 - \frac{\dot{EX}_{\text{dis}}}{\dot{EX}_c}$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.8 sono:

$$T_{\text{uf}} = 32,35 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$|\dot{Q}| = 28,44 \text{ [kW]}$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = 0,010256 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

da cui:

$$\dot{EX}_c = 0,65 \cdot 1,75 \left[(25) - 293,15 \cdot \ln \frac{348,15}{323,15} \right] = 3,5893 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{EX}_f = 0,55 \cdot 4,186 \left[(12,35) - 293,15 \cdot \ln \frac{304,75}{293,15} \right] = 0,5828 \quad [\text{kW}]$$

Per la verifica:

$$\dot{EX}_c = \dot{EX}_{Qc} = |28,44| \left(1 - \frac{293,15}{25 \cdot \ln \frac{348,15}{323,15}} \right) = 3,5893 \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_f = \dot{EX}_{Qf} = |28,44| \left(1 - \frac{293,15}{11,6 \cdot \ln \frac{304,75}{293,15}} \right) = 0,5828 \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = 3,5893 - 0,5828 = 3,0065 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = 293,15 \cdot 0,010256 = 3,0065 \quad [\text{kW}]$$

$$\varepsilon_{\text{ex,SdC}} = \frac{0,5828}{3,5893} = 0,16$$

Discussione

L'exergia che il fluido caldo consegna al fluido freddo è pochissima, e la gran parte di essa viene distrutta. Ciò è dovuto alla enorme irreversibilità causata dal rilevante salto di temperatura tra i due fluidi.

Conseguentemente l'efficienza exergetica è piuttosto bassa.

Per ridurre la irreversibilità del processo e quindi l'exergia distrutta occorre ridurre il salto termico tra i due fluidi ma questo, è noto, comporta un aumento della superficie di scambio. Obiettivo delle procedure di ottimizzazione è quello di trovare la migliore combinazione tra salto termico e superficie di scambio che garantisca il minor costo economico al sistema.

18.4.4 CALDAIE

Le caldaie e i generatori di vapore sono componenti i quali utilizzano la combustione di un combustibile fossile o una biomassa per fornire exergia a un fluido che si riscalda o vaporizza.

Con questa premessa risulta evidente che nel bilancio energetico deve intervenire l'exergia chimica rilasciata dal combustibile a favore del fluido.

Una semplificazione del processo, accettabile per gli scopi del presente manuale, è quella di considerare il potere calorifico (PC) o l'energia libera di Gibbs (ΔG^0) come pura exergia specifica posseduta dal combustibile e inserire questo valore nel bilancio exergetico della caldaia:

$$\dot{E}X_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{comb}} \quad (18.80)$$

Se si conosce la temperatura raggiunta dalla combustione e quel valore può essere considerato come appartenente al SET che fornisce calore alla caldaia, allora l'exergia associata al combustibile può essere calcolata anche come prodotto del calore ceduto dalla combustione al fluido moltiplicato per il fattore di Carnot calcolato con la temperatura raggiunta dalla combustione.

Adottando le seguenti ipotesi di lavoro:

- trasformazioni isobare, da cui discende che non c'è scambio di lavoro con l'esterno,
- variazione trascurabile di energia potenziale,
- variazione trascurabile di energia cinetica,

e la schematizzazione presentata in **Figura 18.10** (già vista come **Figura 8.26**) si ottiene che l'equazione di bilancio dell'exergia può essere scritta come:

$$\dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{comb}} + \dot{m}_{\text{fluido}} ex_1 = \dot{m}_{\text{fluido}} ex_2 + \dot{E}X_{\text{dis}} \quad (18.81)$$

Nell'exergia distrutta è inclusa l'exergia posseduta dai fumi di scarico e quella associata col calore disperso in ambiente attraverso l'involucro della caldaia.

Il “prodotto” può essere considerato la differenza fra l'exergia del fluido in uscita e quella in ingresso e il “fuel” l'exergia ceduta dal combustibile. L'efficienza energetica risulta pertanto pari a:

$$\varepsilon_{\text{ex, cald}} = \frac{\dot{m}_{\text{fluido}} (ex_2 - ex_1)}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{comb}}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{\text{dis}}}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{comb}}} \quad (18.82)$$

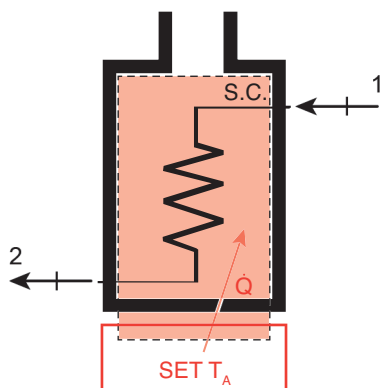


Figura 18.10
(già vista come
Figura 8.26)
Schema di principio
di una caldaia o di
un generatore di
vapore

Esempio 18.7

Si riprende l'**Esempio 8.9**, di cui si riporta il testo:

In un generatore di vapore una portata di 200 kg s^{-1} di acqua allo stato di liquido compresso ($T_1 = 60^\circ\text{C}$, $p_1 = 100 \text{ bar}$) viene vaporizzata fino alla temperatura $T_2 = 500^\circ\text{C}$.

Si può assumere che il calore venga fornito al generatore di vapore da un SET a $T_A = 1400 \text{ K}$ (che rappresenta abbastanza bene la combustione di combustibili fossili).

Si consideri la pressione costante all'interno del generatore.

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$, calcolare:

- l'exergia associata con il calore generato dalla combustione,
- l'exergia associata con il fluido termovettore,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica

Analisi

Considerando valide le ipotesi usuali (regime stazionario, flusso monodimensionale, caduta di pressione nulla dentro la caldaia) oltre a quelle già introdotte (caldaia adiabatica verso l'esterno) il problema si risolve calcolando l'exergia associata al combustibile come exergia associata al calore da esso ceduto al fluido con l'eq. 18.9 e l'exergia fisica del fluido termovettore con l'eq. 18.21:

$$\dot{E}X_A = \dot{E}X_{QA} = |\dot{Q}_A| \cdot \tau = |\dot{Q}_A| \left(1 - \frac{T_0}{T_A} \right) \quad [\text{W}]$$

$$\dot{E}X_{\text{vap}} = \dot{m}_{\text{vap}} \left[(h_2 - h_1) - T_0 (s_2 - s_1) \right] \quad [\text{W}]$$

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare, nelle ipotesi di lavoro usuali, l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dallo scambiatore nella sua interezza (Figura 18.#):

$$\dot{m}_{\text{vap}} \cdot \text{ex}_{\text{e,vap}}^{\text{PH}} + \dot{E}X_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{vap}} \cdot \text{ex}_{\text{u,vap}}^{\text{PH}} + \dot{E}X_{\text{dis}} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = \dot{E}X_{\text{A}} - \dot{E}X_{\text{vap}} \quad [\text{W}]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} \quad [\text{W}]$$

Nel calcolo dell'efficienza exergetica il “prodotto” è l'exergia associata al vapore, mentre il “fuel”, letteralmente, è l'exergia associata alla combustione. L'espressione per calcolare l'efficienza exergetica è:

$$\varepsilon_{\text{ex,SdC}} = \frac{\dot{E}X_{\text{vap}}}{\dot{E}X_{\text{A}}} = \frac{\dot{E}X_{\text{A}} - \dot{E}X_{\text{dis}}}{\dot{E}X_{\text{A}}} = 1 - \frac{\dot{E}X_{\text{dis}}}{\dot{E}X_{\text{A}}}$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.9 sono:

$$\dot{m}_{\text{vap}} = 200 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$$

$$h_1 = 250,91 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$h_2 = 3373,7 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 0,8304 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$s_2 = 6,5906 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$|\dot{Q}_{\text{A}}| = 624558 \text{ [kW]}$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = 707,1 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

da cui:

$$\dot{E}X_{\text{A}} = \dot{E}X_{\text{QA}} = |624558| \left(1 - \frac{298}{1400} \right) = 491549 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{E}X_{\text{vap}} = 200 \left[(3373,7 - 250,91) - 298,15 (6,5906 - 0,8304) \right] = 281077 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = 491549 - 281077 = 210472 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{E}X_{\text{dis}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen}} = 298,15 \cdot 707,1 = 210892 \quad [\text{kW}]$$

$$\varepsilon_{\text{ex,cald}} = \frac{281077}{491549} = 0,57$$

Discussione

Il notevole valore assoluto assunto dall'exergia distrutta dipende dalla irreversibilità introdotta dalla combustione, la quale provoca sempre elevate differenze di temperatura fra i prodotti della combustione e il fluido termovettore.

Questo fatto è testimoniato anche dalla efficienza exergetica, sostanzialmente inferiore al rendimento di 1° principio, che in questi apparecchi è di solito un numero non troppo distante da 1 (si veda l'Esempio successivo).

La differenza tra i valori di exergia distrutta calcolati con i due metodi (pari allo 0,2%) è dovuta agli arrotondamenti.

Esempio 18.8

Si consideri sempre la configurazione dell'**Esempio 8.9**, ma si assuma che il calore necessario a far vaporizzare il fluido termovettore sia fornito dalla combustione di metano, con un rendimento di caldaia (cfr. **Paragrafo 8.3.2.1**) pari a ($\eta_{\text{caldaia}} = 0,90$), calcolato sul Potere Calorifico inferiore (PC_{inf})

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $p_0 = 1,01325$ bar, calcolare:

- L'exergia associata con il combustibile (utilizzando il (PC_{inf}) come valore dell'exergia chimica specifica del combustibile),
- L'exergia associata con il fluido termovettore,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica

Analisi

Si rimuove qui l'ipotesi di caldaia adiabatica verso l'esterno e ci si avvicina alla realtà considerando, attraverso il rendimento di caldaia, le perdite al camino e le perdite per trasmissione del calore attraverso l'involucro della caldaia.

Il calcolo della quantità di calore rilasciata dal combustibile si calcola attraverso il bilancio di energia.

Nelle ipotesi date (**exergia chimica specifica del combustibile pari al suo Potere Calorifico**) l'energia rilasciata dal combustibile nella reazione è pura exergia e con questo valore si procede all'analisi exergetica come nell'Esempio precedente.

Il Potere Calorifico del metano ($PC_{\text{inf,CH}_4} = 50$ MJ) è dato in **Tabella 18.1**.

$$|\dot{Q}_{\text{comb}}| = \frac{|\dot{Q}_A|}{\eta_{\text{caldaia}}} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{inf,CH}_4} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{|\dot{Q}_A|}{\eta_{\text{caldaia}} \cdot PC_{\text{inf,CH}_4}} \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_{\text{comb}} = \dot{m}_{\text{comb}} \cdot PC_{\text{inf,CH}_4} \quad [\text{W}]$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.9 sono:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{vap}} &= 200 \text{ [kg s}^{-1}\text{]} \\ h_1 &= 250,91 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]} \\ h_2 &= 3373,7 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]} \\ s_1 &= 0,8304 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}\text{]} \\ s_2 &= 6,5906 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}\text{]} \\ |\dot{Q}_A| &= 624558 \text{ [kW]}\end{aligned}$$

da cui:

$$\dot{m}_{\text{comb}} = \frac{624558}{0,90 \cdot 50000} = 13,88 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

$$\dot{EX}_{\text{comb}} = 13,88 \cdot 50000 = 693953 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{EX}_{\text{vap}} = 200 \left[(3373,7 - 250,91) - 298,15 (6,5906 - 0,8304) \right] = 281077 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = 693953 - 281077 = 412876 \quad [\text{kW}]$$

$$\varepsilon_{\text{ex,cald}} = \frac{281077}{693953} = 0,405$$

Discussione

La rimozione dell'ipotesi di adiabaticità della caldaia e l'uso dell'exergia chimica del combustibile rende l'analisi exergetica più aderente alla realtà del processo, e più penalizzante in termini di exergia distrutta ed efficienza exergetica.

Se, nell'analisi exergetica, si fossero usati il valore calcolato dell'exergia chimica del combustibile ($\text{ex}^{\text{ch}} = 51,7 \text{ MJ}$) o il valore dell'energia libera di Gibbs ($\Delta G^0 = 51 \text{ MJ}$), disponibili in **Tabella 18.1**, anziché il Potere Calorifico (PC_{inf}), il valore dell'efficienza sarebbe passato da (0,405) a (0,392) a (0,397), rispettivamente, senza cambiare la sostanza delle cose, almeno per la precisione richiesta qui.

18.4.5 MISCELATORI ADIABATICI

Con la schematizzazione di **Figura 18.11** (già vista come **Figura 8.28**) l'espressione dell'efficienza exergetica può essere scritta come:

$$\varepsilon_{\text{ex,ma}} = \frac{(\dot{m}_1 + \dot{m}_2) \text{ex}_3}{\dot{m}_1 \text{ex}_1 + \dot{m}_2 \text{ex}_2} \quad (18.83)$$

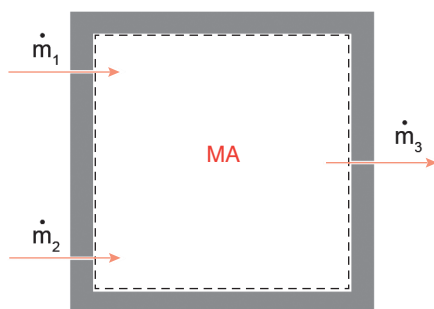


Figura 18.11
(già vista come
Figura 8.28)
Miscelatore
adiabatico

Esempio 18.9

Si riprende l'**Esempio 8.10**, di cui si riporta il testo:

Un miscelatore adiabatico miscela una corrente di acqua liquida in ingresso a $p_1 = 500$ kPa e $T_1 = 15$ °C con una corrente di vapore acqueo in ingresso a $p_2 = 500$ kPa e $T_2 = 200$ °C.

La portata di acqua liquida è pari a $0,6 \text{ kg s}^{-1}$ mentre la portata di vapore è pari a $0,1 \text{ kg s}^{-1}$.

Miscelandosi con l'acqua, il vapore condensa e quindi in uscita dal miscelatore c'è un'unica corrente liquida alla pressione $p_3 = 500$ kPa. Si consideri il miscelatore adiabatico verso l'esterno.

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 15$ °C e $p_0 = 1,01325$ bar, calcolare:

- l'exergia associata con i tre flussi di massa,
- l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato,
- l'efficienza exergetica

Analisi

Considerando valide le ipotesi usuali il problema si risolve calcolando l'exergia fisica delle tre correnti fluide con l'eq. 18.21, dopo aver considerato che, poiché le proprietà dell'acqua liquida (1) sono state calcolate trascurando l'effetto della pressione e poiché la sua temperatura è quella dello stato morto, si può assegnare all'exergia della corrente (1) il valore nullo.

$$\dot{EX}_1 = 0 \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_2 = \dot{m}_2 [h_2 - T_0 s_2] \quad [\text{W}]$$

$$\dot{EX}_3 = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) [h_3 - T_0 s_3] \quad [\text{W}]$$

Poiché le proprietà dell'acqua liquida (1) sono state calcolate trascurando l'effetto della pressione e poiché la sua temperatura è quella dello stato morto, si può assegnare all'exergia della corrente (1) il valore nullo.

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare, nelle ipotesi di lavoro usuali,

l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dallo scambiatore nella sua interezza (Figura 18.11):

$$\dot{EX}_1 + \dot{EX}_2 = \dot{EX}_3 + \dot{EX}_{dis} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis} = \dot{EX}_1 + \dot{EX}_2 - \dot{EX}_3 \quad [W]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad [W]$$

Nel calcolo dell'efficienza exergetica il "prodotto" è l'exergia associata al flusso (3), mentre il "fuel" è l'exergia associata ai flussi (1) e (2). L'espressione per calcolare l'efficienza exergetica è:

$$\varepsilon_{ex,MA} = \frac{\dot{EX}_3}{\dot{EX}_1 + \dot{EX}_2} = \frac{\dot{EX}_1 + \dot{EX}_2 - \dot{EX}_{dis}}{\dot{EX}_1 + \dot{EX}_2} = 1 - \frac{\dot{EX}_{dis}}{\dot{EX}_1 + \dot{EX}_2}$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.9 sono:

$$\dot{m}_1 = 0,6 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{m}_2 = 0,1 \text{ [kg s}^{-1}\text{]}$$

$$h_1 = 62,96 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$h_2 = 2855,4 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$h_3 = 461,9 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 0,2244 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$s_2 = 7,0592 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$s_3 = 1,42 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{S}_{gen} = 0,15 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

da cui:

$$\dot{EX}_1 = 0 \quad [kW]$$

$$\dot{EX}_2 = 0,6 [2855,4 - 288,15 \cdot 7,0592] = 84,56 \quad [kW]$$

$$\dot{EX}_3 = (0,6 + 0,1) [461,9 - 288,15 \cdot 1,42] = 41,88 \quad [kW]$$

$$\dot{EX}_{dis} = 84,56 - 0 - 41,88 = 42,68 \quad [kW]$$

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} = 288,15 \cdot 0,15 = 42,47 \quad [kW]$$

$$\varepsilon_{\text{ex,MA}} = \frac{41,88}{0 + 84,56} = 0,49$$

Discussione

La miscelazione di fluidi con notevoli differenze di temperatura e/o pressione è causa di importante distruzione di exergia, per cui andrebbe evitata, ove possibile.

18.4.6 VALVOLE DI LAMINAZIONE

Le valvole di laminazione sono state già trattate al **Paragrafo 8.4**, introducendo le seguenti ipotesi di lavoro valide anche per l'analisi exergetica, e cioè:

- componente adiabatico verso l'esterno,
- nessuno scambio di lavoro con l'esterno,
- variazione trascurabile di energia potenziale,
- variazione trascurabile di energia cinetica,

Per la valvola di laminazione non c'è un "prodotto" o un "fuel", per cui non ha senso definire un'efficienza exergetica.

L'exergia distrutta si calcola applicando l'equazione di bilancio dell'energia per sistemi aperti, ricordando che ($h_e = h_u$), nella forma:

$$\dot{m} \cdot \text{ex}_e^{\text{PH}} = \dot{m} \cdot \text{ex}_u^{\text{PH}} + \dot{EX}_{\text{dis}} \quad [18.84]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = \dot{m} (\text{ex}_e^{\text{PH}} - \text{ex}_u^{\text{PH}}) = \dot{m} [-T_0 (s_1 - s_2)] \quad [\text{W}] \quad [18.85]$$

Nel caso delle valvole di laminazione è impossibile definire un "prodotto" e un "fuel", per cui l'efficienza exergetica perde di significato.

Poiché usualmente questi componenti sono accoppiati ad altri direttamente serviti (per esempio la valvola di laminazione che alimenta un evaporatore di un sistema frigorifero) diventa consigliabile trattare, nella valutazione dell'efficienza exergetica, valvola di laminazione e scambiatore come un unico componente.

Esempio 18.10

Si riprende l'**Esempio 8.11**, di cui si riporta il testo:

Una macchina frigorifera impiega una valvola di laminazione per ridurre la pressione del fluido di lavoro, il refrigerante R134a. Una portata di fluido pari a $1,0 \text{ kg s}^{-1}$ entra nella valvola in condizioni di liquido saturo a una pressione $p_1 = 14 \text{ bar}$ ed esce dalla valvola a una pressione di 2 bar .

Utilizzando, ove necessario, i dati dell'Esempio citato, e considerando $T_0 = 20^\circ \text{C}$ e $p_0 = 1,01325 \text{ bar}$, calcolare:

- a) l'exergia distrutta, confrontandola con l'entropia generata calcolata all'Esempio citato.

Analisi

Per calcolare l'exergia distrutta occorre applicare, nelle ipotesi di lavoro usuali, l'equazione di bilancio dell'exergia al volume di controllo rappresentato dalla valvola di laminazione:

$$\dot{m} \cdot ex_e^{PH} = \dot{m} \cdot ex_u^{PH} + \dot{EX}_{dis} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis} = \dot{m} (ex_e^{PH} - ex_u^{PH}) = \dot{m} [-T_0 (s_1 - s_2)] \quad [W]$$

Per il Teorema di Gouy-Stodola deve valere la:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} \quad [W]$$

Soluzione

I valori noti dall'Esempio 8.11 sono:

$$h_1 = 125,26 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 0,4453 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$s_2 = 0,4800 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{S}_{gen} = 0,0347 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

da cui:

$$\dot{EX}_{dis} = 1 [-293 (0,4453 - 0,4800)] = 10,17 \quad [kW]$$

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} = 293 \cdot 0,0347 = 10,17 \quad [kW]$$

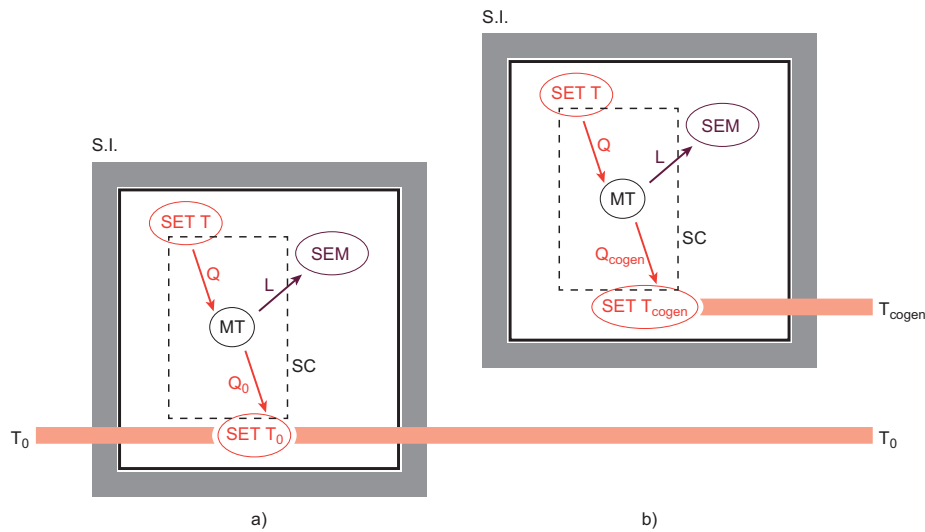
18.5 ANALISI EXERGETICA DEI SISTEMI PER L'OFFERTA DI ENERGIA (SUPPLY SIDE)

18.5.1 CICLI DIRETTI

Questo Paragrafo, nel quale non si entra nel dettaglio dell'analisi exergetica dei cicli diretti, servirà per mostrare come l'analisi exergetica sia in grado di localizzare i punti più penalizzanti dal punto di vista termodinamico, dove, cioè, è possibile ottimizzare l'efficienza.

Si riprende il **Paragrafo 9.1** solo per ribadire le ipotesi di lavoro che si adottano nell'analisi dei cicli termodinamici (diretti e inversi). Ogni sistema è studiato come:

- operante in regime stazionario;
- composto da componenti caratterizzati come:
 - sistemi aperti con un solo ingresso e una sola uscita;
 - con flusso monodimensionale;
 - collegati da condotti e tubazioni ritenuti ideali, cioè adiabatici verso l'esterno e senza attrito, quindi con cadute di pressione nulle.

**Figura 18.12**

Schemi di sistemi operanti secondo cicli diretti

Esempio 18.11

Si riprenda il ciclo diretto di Rankine a surriscaldamento utilizzato per gli **Esempi 9.1, 9.2 e 9.8**.

Il ciclo reale opera tra le pressioni di 15 kPa e 15 Mpa con una portata di vapore d'acqua pari a 100 kg s^{-1} . Il fluido esce dal generatore di vapore ed entra in turbina alla temperatura di 500°C . Riceve calore dalla combustione di un combustibile fossile che può essere rappresentata da un SET a $T_A = 1000^\circ\text{C}$ e cede il calore di condensazione all'ambiente esterno, rappresentato da un SET a $T_0 = 35^\circ\text{C}$.

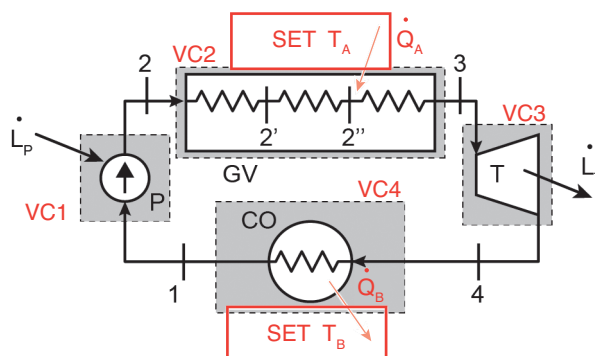
Il rendimento isoentropico della turbina sia pari a 0,85 e il rendimento isoentropico della pompa sia pari a 0,75.

Determinare:

a) L'exergia distrutta nell'intero sistema e in ciascun componente dello stesso

Analisi

Il ciclo in esame è rappresentato dalla **Figura 18.13** (già vista come **Figura 9.11**) e dalla **Figura 18.14** (già vista come **Figura 9.20**)

**Figura 18.13**

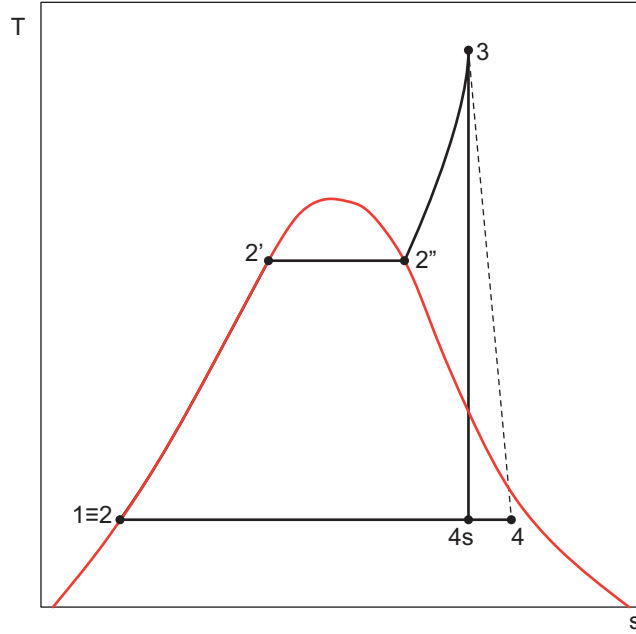
(già vista come **Figura 9.11**)

Schema di un sistema operante secondo il ciclo di Rankine con surriscaldamento, con i 4 componenti analizzati come Volumi di Controllo

Figura 18.14
(già vista come

Figura 9.20)

Cicli di Rankine con
surriscaldamento
reale sul piano (Ts)



Dapprima si determinano le proprietà del sistema nei punti significativi del ciclo (utilizzando quelle già calcolate negli esempi citati del **Capitolo 9**) e poi si pratica il bilancio di exergia ai quattro componenti, utilizzando la formulazione dell'eq.18.9.

Generatore di vapore

$$\dot{m} \cdot ex_{e,GV}^{PH} + \left| \dot{Q}_{GV} \right| \left(1 - \frac{T_0}{T_A} \right) = \dot{m} \cdot ex_{u,GV}^{PH} + \dot{EX}_{dis,GV} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,GV} = \left| \dot{Q}_{GV} \right| \left(1 - \frac{T_0}{T_A} \right) + \dot{m} \left[(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) \right] \quad [W]$$

Turbina

$$\dot{m} \cdot ex_{e,GV}^{PH} = \left| \dot{L}_T \right| + \dot{m} \cdot ex_{u,GV}^{PH} + \dot{EX}_{dis,GV} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,GV} = \dot{m} \left[(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \right] - \left| \dot{L}_T \right| \quad [W]$$

Condensatore

$$\dot{m} \cdot ex_{e,COND}^{PH} = \left| \dot{Q}_{COND} \right| \left(1 - \frac{T_0}{T_0} \right) = \dot{m} \cdot ex_{u,COND}^{PH} + \dot{EX}_{dis,COND} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,COND} = \dot{m} \left[(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1) \right] - \left| \dot{Q}_{COND} \right| \left(1 - \frac{T_0}{T_0} \right) \quad [W]$$

Pompa

$$\dot{m} \cdot ex_{e,p}^{PH} + |\dot{L}_P| = \dot{m} \cdot ex_{u,p}^{PH} + \dot{EX}_{dis,p} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,p} = \dot{m} \left[(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2) \right] + |\dot{L}_P| \quad [W]$$

Si determina così l'exergia distrutta in ciascun componente.

L'exergia distrutta nel sistema è data dalla somma delle exergie distrutte nei vari componenti. A titolo di verifica l'exergia distrutta nel sistema si può calcolare anche impostando l'equazione di bilancio dell'exergia sul sistema nel suo complesso, visto come un sistema chiuso (cfr. **Figura 9.10**).

$$|\dot{Q}_{GV}| \left(1 - \frac{T_0}{T_A} \right) + |\dot{L}_P| = |\dot{Q}_{COND}| \left(1 - \frac{T_0}{T_0} \right) + |\dot{L}_T| + \dot{EX}_{dis,tot} \quad [W]$$

Infine si può verificare la rispondenza al Teorema di Gouy-Stodola attraverso l'eq. 18.52.

L'efficienza exergetica si calcola tenendo conto che il "prodotto" è il lavoro ceduto in turbina, mentre il "fuel" è l'exergia assorbita al generatore di vapore:

$$\varepsilon_{ex,tot} = \frac{\dot{L}_T}{\dot{EX}_{GV}} = \frac{\dot{L}_T}{|\dot{Q}_{GV}| \left(1 - \frac{T_0}{T_A} \right)}$$

Si verifica anche che il rendimento exergetico dell'impianto sia il complemento a 1 della sommatoria dei "difetti di efficienza" dell'impianto (cfr. eq. 18.57 e 18.58).

$$\varepsilon_{ex,tot} = 1 - \sum_{i=1}^n \frac{EX_{dis,i}}{EX_{fuel}} = 1 - \sum_{i=1}^n \delta_i$$

Soluzione

$T_0=35$ [°C]	$p_0=101,325$ [kPa]		
$T_A=1000$ [°C]			
$T_1=54$ [°C]	$p_1=15$ [kPa]	$h_1=225,82$ [kJ kg ⁻¹]	$s_1=0,7545$ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
$T_2=54$ [°C]	$p_2=15$ [kPa]	$h_2=246,1$ [kJ kg ⁻¹]	$s_2=0,7770$ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
$T_3=500$ [°C]	$p_3=15$ [MPa]	$h_3=3308,6$ [kJ kg ⁻¹]	$s_3=6,3443$ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]
$T_4=54$ [°C]	$p_4=15$ [MPa]	$h_4=2242,7$ [kJ kg ⁻¹]	$s_4=6,9192$ [kJ kg ⁻¹ K ⁻¹]

$$|\dot{Q}_{GV}| = 306252 \text{ [kW]}$$

$$|\dot{Q}_{COND}| = 201689 \text{ [kW]}$$

$$|\dot{L}_P| = 2026 \text{ [kW]}$$

$$\dot{S}_{gen} = 413,97 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

Si calcola dapprima il lavoro reale ceduto dalla turbina:

$$|\dot{L}_T| = \dot{m} (h_3 - h_4) = 100 \cdot (3308,6 - 2242,7) = 106590 \quad [\text{kW}]$$

e poi si calcolano le exergie distrutte nei vari componenti:

Generatore di vapore

$$\begin{aligned} \dot{EX}_{\text{dis,GV}} &= 306252 \left(1 - \frac{308}{1273} \right) + \\ &+ 100 \left[(246,1 - 3308,6) - 308(0,770 - 6,3443) \right] = 97648 \end{aligned} \quad [\text{kW}]$$

Turbina

$$\begin{aligned} \dot{EX}_{\text{dis,T}} &= 100 \left[(3308,6 - 2242,7) - 308(6,3443 - 6,9192) \right] - \\ &- 106590 = 17716 \end{aligned} \quad [\text{kW}]$$

Condensatore

$$\begin{aligned} \dot{EX}_{\text{dis,COND}} &= 100 \left[(2242,7 - 225,82) - 308(6,9192 - 0,7545) \right] - \\ &- 201689 \left(1 - \frac{308}{308} \right) = 11723 \end{aligned} \quad [\text{kW}]$$

Pompa

$$\dot{EX}_{\text{dis,P}} = 100 \left[(225,82 - 246,1) - 308(0,7545 - 0,770) \right] + 2026 = 478 \quad [\text{kW}]$$

L'exergia distrutta complessivamente nell'impianto vale:

$$\dot{EX}_{\text{dis,tot}} = 306252 \left(1 - \frac{308}{1273} \right) + 2026 - 201689 \left(1 - \frac{308}{308} \right) - 106590 = 127564 \quad [\text{kW}]$$

Come risulta anche sommando l'exergia distrutta nei singoli componenti. Anche il Teorema di Gout-Stodola è verificato, essendo:

$$\dot{EX}_{\text{dis,tot}} = T_0 \dot{S}_{\text{gen,tot}} = 308,15 \cdot 413,97 = 127564,9 \quad [\text{kW}]$$

L'efficienza exergetica è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex,tot}} = \frac{\dot{L}_T}{\dot{EX}_{\text{GV}}} = \frac{106590}{306252 \left(1 - \frac{308}{1273}\right)} = 0,459$$

confermata dalla verifica con i “difetti di efficienza”:

$$\begin{aligned} \varepsilon_{\text{ex,tot}} &= 1 - \sum_{i=1}^n \frac{EX_{\text{dis},i}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \frac{97648 + 17716 + 11723 + 478}{306252 \left(1 - \frac{308}{1273}\right)} = \\ &= 1 - \frac{127565}{232155} = 0,45 \end{aligned}$$

Discussione

L'analisi exergetica mostra che il componente di impianto più penalizzato termodinamicamente è il generatore di vapore, l'exergia distrutta all'interno del quale è di gran lunga maggiore di quella distrutta negli altri componenti.

Si è già detto, e si ribadisce qui, che la ragione sta nella grande irreversibilità provocata dalla differenza tra la temperatura raggiunta nella combustione e quella finale del fluido di lavoro.

Si noti anche il valore dell'efficienza exergetica il quale, a meno degli errori di troncatura, è lo stesso del rendimento di 2° principio per l'**Esempio 9.8**, il cui calcolo si lascia al lettore per verifica.

18.5.2 SISTEMI DI COGENERAZIONE

Si è già visto al **Paragrafo 9.3.5** che con il termine **cogenerazione** si intende un impianto capace di convertire energia termica ad elevata temperatura, per ottenere (co-generare) energia meccanica, eventualmente convertita in energia elettrica, ed energia termica a temperatura più bassa.

Il 2° principio della Termodinamica impone che da qualsiasi sistema di conversione dell'energia termica in energia meccanica risulti da scartare una quantità di energia termica a bassa temperatura, normalmente ceduta all'ambiente esterno senza poter essere adoperata in modo utile.

Se però si pensa che nelle applicazioni tecnologiche assai spesso emergono richieste di energia termica a temperatura bassa o medio-bassa allora si è portati a riflettere sulla possibilità di impiegare almeno in parte, per quegli usi, l'energia termica di scarto degli impianti di conversione operanti su cicli diretti.

Le richieste di energia termica a bassa temperatura riguardano campi di applicazione assai vasti. Molte applicazioni industriali moderne richiedono elevate quantità di energia termica a temperature basse o medio-basse (non superiori a 100÷200 °C); si parla in questi casi di “calore di processo” per indicare che l'energia termica è richiesta per lo svolgimento di processi industriali.

Grandi quantità di energia termica sono poi richieste dai riscaldamenti ambientali, nei quali il calore viene impiegato per mantenere l'ambiente costruito a livelli compatibili con il benessere termoigrometrico degli occupanti.

Sia per necessità di “processo” che di “benessere” il calore viene generalmente prodotto convertendo energia chimica attraverso la combustione di combustibili fossili la quale, si è visto, ha luogo a temperature superiori ai (1000 °C). È ormai chiaro al lettore che utilizzare calore disponibile a (1000 °C) per impieghi a temperature di (200 °C) o inferiori comporti una enorme distruzione di exergia e, quindi, spreco di energia di elevata qualità e diminuzione di efficienza.

Una possibile soluzione al problema è quella di calibrare la temperatura a cui viene ceduto il calore di scarto di una Macchina Termica sulle necessità di “processo” o di “benessere”: in questo modo si produce energia meccanica di elevata qualità con la Macchina Termica e il calore di scarto, prima di essere ceduto all'ambiente esterno, viene utilizzato al meglio (caso b) di **Figura 18.12**).

In sintesi, un impianto cogenerativo è un impianto motore che scarica il calore (Q_{cogen}) a un SET a temperatura più alta di quella dell'ambiente esterno. In queste condizioni il bilancio energetico diventa:

$$|Q| = |L| + |Q_{\text{cogen}}| \quad (18.86)$$

Il bilancio di exergia assume la forma:

$$|Q| \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = |L| + |Q_{\text{cogen}}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{cogen}}} \right) + |EX_{\text{dis}}| \quad (18.87)$$

Considerando che nel calcolo dei rendimenti sia (L) che (Q_{cogen}) sono “prodotti” del processo, si avrà:

$$\eta = \frac{|L| + |Q_{\text{cogen}}|}{|Q|} \quad (18.88)$$

$$\varepsilon_{\text{ex,cogen}} = \frac{|L| + |Q_{\text{cogen}}| \tau_{\text{cogen}}}{|Q| \tau} = 1 - \frac{|EX_{\text{dis}}|}{|Q| \tau} \quad (18.89)$$

In generale, questi impianti hanno rendimenti di 1° principio (circa 80%) più alti di quelli degli impianti per la sola produzione di energia elettrica.

L'efficienza exergetica, invece, nei due casi è confrontabile, ma l'impianto di cogenerazione è sicuramente preferibile in tutti quei casi in cui ci sia richiesta contemporanea di energia elettrica e termica.

È utile a questo punto aggiungere un ulteriore parametro di valutazione degli impianti di cogenerazione, l'IRE, Indice di Risparmio Energetico, definito come:

$$\text{IRE} = \frac{E_s - E_{\text{cogen}}}{E_s} = 1 - \frac{E_{\text{cogen}}}{E_{\text{Es}} + E_{\text{Ts}}} = 1 - \frac{E_{\text{cogen}}}{\frac{E_{\text{Es}}}{\eta_{\text{Es}}} + \frac{E_{\text{Ts}}}{\eta_{\text{Ts}}}} \quad (18.90)$$

dove:

- E_{cogen} è l'energia primaria necessaria per alimentare l'impianto di cogenerazione;
- E_s è l'energia primaria necessaria a produrre, in un impianto solo elettrico, la stessa quantità di energia elettrica e, in un impianto solo termico, la stessa quantità di energia termica ($E_s = E_{\text{Es}} + E_{\text{Ts}}$);
- E_{Es} è l'energia primaria necessaria a produrre in un impianto solo elettrico la stessa quantità di energia elettrica;
- E_{Ts} è l'energia primaria necessaria a produrre in un impianto solo termico la stessa quantità di energia termica;
- η_{Es} è il rendimento di 1° principio dell'impianto solo elettrico;
- η_{Ts} è il rendimento di 1° principio dell'impianto solo termico.

L'IRE serve a confrontare l'energia primaria richiesta da un impianto di cogenerazione con quella che servirebbe per ottenere gli stessi prodotti con impianti separati.

- se $\text{IRE}=0$, le due soluzioni risultano equivalenti;
- se $\text{IRE}>0$, la soluzione cogenerativa è migliore;
- se $\text{IRE}<0$, è meglio ricorrere agli impianti separati.

L'IRE, pur se più significativo del solo rendimento di 1° principio, in quanto può essere di ausilio anche per analisi economiche, è comunque carente nel non tener conto del livello termico, e cioè della qualità, del calore prodotto. In uesto senso, è ormai chiaro al lettore che produrre calore a bassa temperatura per riscaldamento ambientale ha ricadute diverse dal produrre calore a temperatura di 100-200 °C per alimentare un processo tecnologico).

In linea di principio la cogenerazione, utilizzando meglio il contenuto energetico del combustibile, può portare una serie di vantaggi:

- risparmio di combustibile con conseguente risparmio economico;
- riduzione dell'impatto ambientale, dovuta sia alle minori emissioni al camino che al minor rilascio di calore in ambiente;
- riduzione delle perdite sulla rete elettrica, derivante dalla produzione di energia elettrica in prossimità dell'utilizzo (generazione distribuita);
- riduzione delle perdite nella generazione di energia termica.

Questi vantaggi, però, non sono né automatici né scontati e dipendono in maniera sostanziale dalla particolare applicazione. Va pertanto individuato un metodo per valutare, caso per caso, se la produzione combinata di energia elettrica e termica è vantaggiosa rispetto alla produzione separata.

Gli aspetti da valutare quando si prenda in esame l'opzione cogenerazione si possono così riassumere:

- il calore non può essere trasportato su lunghe distanze, se non a costi e perdite energetiche eccessive, quindi va, di norma, prodotto nelle vicinanze del luogo di utilizzo; il calore è difficile da trasportare, ma più facile da accumulare e conservare, pur non senza difficoltà tecnologiche.
- l'energia elettrica può essere, invece, trasportata su lunghe distanza con perdite relativamente ridotte, ma non può essere facilmente immagazzinata e conservata per usi dilazionati nel tempo. Essa va, di norma, consumata nello stesso istante in cui viene prodotta;
- la disponibilità di una rete elettrica capillare ed efficiente, ormai consolidata nei

paesi avanzati, rende l'impiego di energia elettrica esterna all'impianto di cogenerazione molto più fattibile di quanto non possa essere il ricorso a quantità di calore esterne all'impianto;

- in molte applicazioni in cui c'è fabbisogno di calore, questo fabbisogno è di tipo stagionale, come negli impianti di riscaldamento ambientale. Il fabbisogno di energia elettrica è invece, di regola, più uniforme nel corso dell'anno. La disuniformità può essere un fattore assai sfavorevole nella valutazione della economicità di un impianto di cogenerazione, cui si può far fronte, in situazioni particolari, con gli impianti di trigenerazione, in cui il calore viene utilizzato in estate per produrre freddo per gli impianti di condizionamento dell'aria, laddove siano necessari, mediante macchine frigorifere ad assorbimento;
- anche il costo di investimento dell'impianto di cogenerazione può essere un fattore critico in quanto esso è di solito più alto rispetto all'opzione tradizionale di impianti separati. Questo extra-costi deve essere necessariamente bilanciato dal risparmio nei costi operativi che l'impianto di cogenerazione deve garantire per diventare conveniente.

Sulla base di questi aspetti è necessario che ogni singola applicazione vada studiata singolarmente, in termini termodinamici e in termini economici, tenendo adeguato conto di:

- profili spaziali e temporali di utilizzo dell'energia prodotta, analizzandone la concomitanza e la variabilità nel tempo del loro rapporto (il cosiddetto indice elettrico);
- convenienza acclarata, sulla base dei vincoli tecnologici visti più sopra, della configurazione in cui l'impianto funzioni in maniera che l'energia termica prodotta sia tutta e solo quella richiesta dall'utenza mentre l'energia elettrica viene venduta alla rete se prodotta in eccesso e acquistata dalla rete se prodotta in difetto rispetto al fabbisogno.

In questo contesto l'analisi exergetica diventa strumento indispensabile per garantire una effettiva comprensione dei processi, dei loro punti critici e delle occasioni di vantaggio.

Esempio 18.12⁷

Un sistema cogenerativo derivato da un motore automobilistico di piccola cilindrata, in condizioni di funzionamento nominale, produce una potenza elettrica ($L=15$ kW) e una potenza termica ($\dot{Q}_u=39$ kW), sotto forma di acqua riscaldata da 70 a 85 °C.

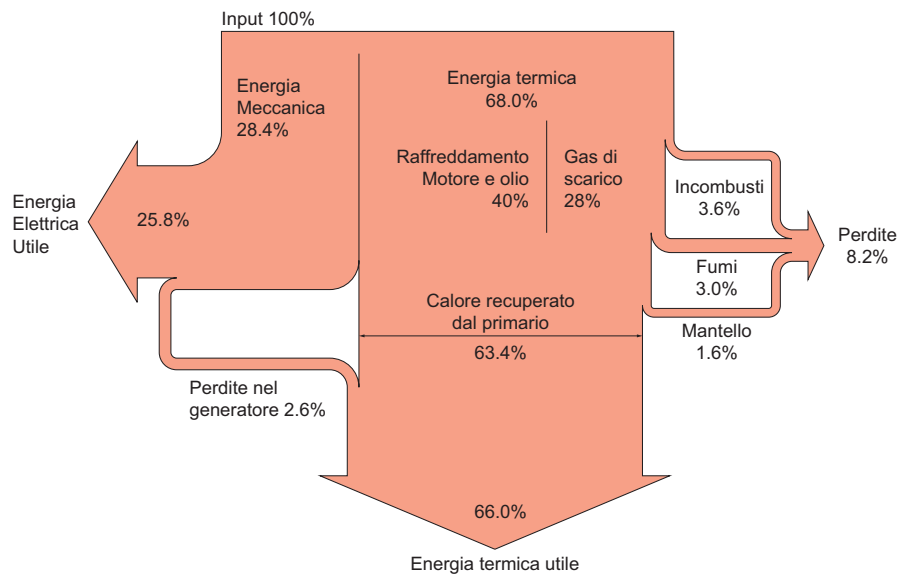
La potenza dispersa è pari a ($\dot{Q}_{disp}=4,7$ kW).

Il bilancio energetico è rappresentato in Figura 18.15.

Considerando ($T_0=273$ K), calcolare:

- il rendimento di primo principio
- l'exergia "prodotto",
- l'exergia "fuel",
- l'exergia distrutta,
- il rendimento exergetico.

⁷ Cfr. Galliani A., Pedrocchi E., *Analisi exergetica* (in Bibliografia).

**Figura 18.15**

Bilancio energetico del sistema cogenerativo derivato da motore automobilistico

Analisi

La potenza in input è

$$\dot{Q}_{\text{input}} = \dot{L} + \dot{Q}_u + \dot{Q}_{\text{disp}} \quad [\text{W}]$$

e il rendimento di 1° principio è:

$$\eta = \frac{\dot{L} + \dot{Q}_u}{\dot{Q}_{\text{tot}}}$$

L'analisi exergetica dà i seguenti risultati; per l'exergia "prodotto" è:

$$\dot{EX}_P = |\dot{L}| + |\dot{Q}_u| \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{acqua}}} \right) \quad [\text{W}]$$

E l'exergia "fuel" può essere considerata il calore in ingresso come pura exergia associata al combustibile usato dal motore a combustione interna:

$$\dot{EX}_F = |\dot{Q}_{\text{input}}| \quad [\text{W}]$$

Il bilancio exergetico si scrive con la:

$$|\dot{Q}_{\text{input}}| = |\dot{Q}_u| \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{acqua}}} \right) + |\dot{L}| + \dot{EX}_{\text{dis}} \quad [\text{W}]$$

e l'espressione per l'efficienza exergetica è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{|\dot{Q}_u| \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_{\text{acqua}}} \right) + |\dot{L}|}{|\dot{Q}_{\text{input}}|} \quad [\text{W}]$$

Soluzione

$$\dot{Q}_{\text{input}} = 15 + 39 + 4,7 = 58,7 \quad [\text{W}]$$

e il rendimento di 1° principio è:

$$\eta = \frac{15 + 39}{58,7} = 0,92$$

La temperatura media dell'acqua si calcola con la:

$$\bar{T}_{\text{acqua}} = \frac{85 - 70}{\ln \frac{85}{70}} = 77,25 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Per cui l'exergia "prodotto" vale:

$$\dot{EX}_p = 15 + 39 \left(1 - \frac{273}{350,4} \right) = 23,6 \quad [\text{kW}]$$

e l'exergia "fuel":

$$\dot{EX}_f = 58,7 \quad [\text{W}]$$

L'exergia distrutta si calcola con la:

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = 58,7 - 23,6 = 35,1 \quad [\text{W}]$$

e l'efficienza exergetica è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{23,6}{58,7} = 0,40 \quad [\text{W}]$$

Discussione

Si noti la differenza, attesa, tra rendimento di 1° principio ed efficienza exergetica.

18.5.3 CELLE A COMBUSTIBILE

L'**Esempio 18.11** ha mostrato che la combustione è responsabile delle maggiori quote di exergia distrutta in tutti i processi in cui essa è presente.

La conversione dell'energia chimica posseduta dal combustibile in energia termica (da convertire ulteriormente in energia meccanica o elettrica) è un processo intrinsecamente ad elevata irreversibilità cui corrisponde una efficienza exergetica assai bassa.

Per superare il collo di bottiglia rappresentato dalla irreversibilità della combustione si può ricorrere ai cosiddetti sistemi di conversione diretta (Direct Energy Conversion, DEC) in cui la conversione di energia chimica in energia elettrica avviene direttamente, senza passare per l'intermediario rappresentato dall'energia termica.

Poiché non utilizzano il disequilibrio nella temperatura dei sistemi come causa della produzione di energia meccanica, questi processi non sottostanno al Teorema di Carnot (**Paragrafo 7.3**) e possono, teoricamente, conseguire rendimenti di 1° principio ed efficienze exergetiche anche molto elevati.

Uno dei sistemi di conversione diretta al momento disponibili commercialmente sono le celle a combustibile, in cui un combustibile e un ossidante (tipicamente idrogeno e aria) reagiscono chimicamente (di solito in presenza di un catalizzatore) per produrre acqua ed energia elettrica.

Senza entrare nel dettaglio delle diverse tipologie di celle a combustibile presenti sul mercato e delle loro caratteristiche specifiche⁸ si possono elencare alcune caratteristiche generali, alcune vantaggiose, altre meno:

- rendimento elevato nella conversione di energia elettrica, indipendente dalla taglia;
- flessibilità di esercizio;
- elevata affidabilità, dovuta alla assenza di parti in movimento;
- costi elevati, soprattutto dovuti alla necessità di utilizzare materiali pregiati;
- necessità di utilizzo di combustibili pregiati e a basso contenuto di impurezze con conseguente ridotto impatto ambientale ma costo elevato e difficoltà di approvvigionamento.

Ancora in generale, si può dire che il rendimento elettrico (di 1° principio) è dato da:

$$\eta = \frac{E_E}{-\Delta H^0} \quad (18.91)$$

dove:

E_E è l'energia elettrica prodotta dalla cella per mole di fuel [kJ kmol^{-1}]
 ΔH^0 è l'entalpia molare della reazione [kJ kmol^{-1}], in pratica il suo potere calorifico (PC),

⁸ Cfr. Galliani A., Pedrocchi E., *Analisi exergetica*, e Michaelides E., *Exergy Analysis*, (in Bibliografia).

mentre l'efficienza exergetica è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{E_E}{-\Delta G^0} \quad (18.92)$$

dove:

ΔG^0 è l'energia libera di Gibbs molare della reazione [kJ kmol^{-1}].

Poiché per la gran parte delle reazioni impiegate nelle celle a combustibile si ha ($\Delta H^0 \approx \Delta G^0$), per gli scopi pratici si può sempre dire che ($\eta = \varepsilon_{\text{ex}}$).

I rendimenti elettrici delle celle a combustibile attualmente in commercio si situano nell'intervallo 50-60%, con picchi del 75% per i dispositivi sperimentali.

La frazione di energia chimica del combustibile che non viene convertita in energia elettrica è dissipata come calore nel corpo della cella.

Questo impone la necessità di prevedere sistemi di raffreddamento della cella, di solito ad acqua, che viene riscaldata nel processo.

Diventa interessante allora pensare alla possibilità di usare le celle a combustibile come sistemi di cogenerazione.

Questi sistemi di cogenerazione possono raggiungere efficienze exergetiche dell'85%, assai più alte di quelle di analoghi sistemi in cui l'elettricità e il calore sono prodotti attraverso la combustione.

18.5.4 ENERGIE RINNOVABILI⁹

Quando si opera un'analisi exergetica su un sistema alimentato da una qualsiasi delle energie rinnovabili è bene premettere che l'exergia ad esse associata è:

- gratuita;
- praticamente infinita, almeno per le applicazioni qui trattate;
- perduta se non viene utilizzata;
- caratterizzata da impatti ambientali del tutto trascurabili se confrontati con quelli delle altre fonti di energia.

Confrontare termodinamicamente le prestazioni di un sistema alimentato ad energia rinnovabile con uno alimentato con combustibili fossili non ha quindi senso, in quanto questi ultimi sono presenti sulla Terra in quantità finita e a costi economici e ambientali sempre più elevati, mentre l'energia rinnovabile disponibile è, in pratica, infinita, priva di impatti ambientali e gratuita.

Molto spesso, infatti, le efficienze riscontrabili in sistemi che sfruttano combustibili fossili sono più alte di quelle dei sistemi che sfruttano energie rinnovabili. Ma questo dice ben poco, se si considerano le sostanziali differenze esistenti fra i tipi di exergia in ingresso nei due casi.

L'analisi exergetica sviluppa quindi la sua utilità nel confronto fra sistemi che utilizzano lo stesso tipo di exergia (rinnovabile o no) ma sfruttano tecnologie diverse o fonti diverse, per scoprire il sistema che fa un uso migliore della risorsa, con conseguente, probabile, vantaggio economico.

Al riguardo si consideri che tutti i processi biologici sono alimentati in ultima istanza da energia solare ma con efficienze bassissime, in quanto l'evoluzione

⁹ Le considerazioni sulle varie forme di energie rinnovabili sono in larga parte tratte da Michaelides E., *Exergy Analysis* (in Bibliografia).

dei sistemi biologici si è sviluppata con l'obiettivo di preservarli e di sostenere la vita sul pianeta piuttosto che renderli dispositivi efficienti di conversione energetica.

In questo senso i sistemi artificiali di sfruttamento dell'energia solare (per esempio i sistemi fotovoltaici) sono molto più efficienti dei sistemi biologici (per esempio le biomasse).

Vale sempre e comunque, come criterio fondamentale nelle scelte progettuali, quello che ogni volta che sia tecnicamente fattibile lo sfruttamento di energie rinnovabili questo va seriamente perseguito e di gran lunga preferito allo sfruttamento di energie fossili.

18.5.5 ENERGIA SOLARE

Ai fini dell'energia emessa sotto forma di radiazione termica, il sole può essere considerato un corpo nero la cui superficie si trovi alla temperatura ($T_{\text{sole}} = 5800$ [K]) (cfr. **Paragrafo 15.4.4**).

Lo schema termodinamico che consente di valutare l'effetto della radiazione incidente su un dispositivo di captazione presente sulla Terra è quello di due SET, uno alla temperatura del sole e l'altro alla temperatura dell'ambiente esterno. In questo caso l'energia meccanica massima ottenibile da due sistemi in disequilibrio è data dal prodotto della radiazione incidente per il fattore di Carnot (τ) calcolato tra le temperature dei due SET, vale a dire:

$$\tau_{\text{sole}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{sole}}} \right) \approx 0.95 \quad (18.93)$$

La porzione di radiazione totale emessa dal sole che raggiunge la Terra è detta **costante solare**, e, misurata al bordo esterno della atmosfera terrestre per unità di tempo e per unità di superficie perpendicolare ai raggi solari, ha un valore medio di circa 1360 [W m^{-2}], valore il quale, per effetto della variazione della distanza Terra-Sole, può assumere valori che nell'arco dell'anno differiscono di circa il 7%.

Nella interazione con l'atmosfera la radiazione solare subisce modificazioni sia dal punto di vista quantitativo sia nella sua composizione spettrale, per effetto di fenomeni di diffusione, di riflessione e di assorbimento selettivo.

Ne consegue che lo spettro di radiazione ricevuta (irradianza) dai dispositivi di conversione energetica sulla superficie terrestre non è continua ma mostra diverse regioni vuote dovute proprio all'assorbimento selettivo dei gas presenti in atmosfera.

Il valore di irradianza dipende anche dallo spessore della massa d'aria (m , air mass) attraversata in atmosfera dalla radiazione prima di raggiungere il dispositivo di captazione. Il valore ($m = 1$) rappresenta il percorso che la radiazione deve compiere quando è ortogonale alla superficie captante. In ogni specifica località sulla superficie della terra e in ogni specifico giorno dell'anno, il parametro (m) raggiunge il suo valore minimo al mezzogiorno solare.

Nella pratica, l'irradianza di ogni specifica località è determinata sperimentalmente per ogni ora dell'anno. Sulla base di queste misure e di adeguati modelli di simulazione sono state compilate estese banche dati che forniscono i valori orari di irradianza solare per la gran parte delle località presenti sulla superficie terrestre.

18.5.5.1 ENERGIA FOTOVOLTAICA

Le prestazioni dei sistemi fotovoltaici (PV) vengono valutate sulla base di un valore standard dell'irradianza solare, stabilito dall'IEC (International Electrotechnical Commission) alle cosiddette *Standard Terrestrial Conditions* (STC)

Tale irradianza vale:

$$\dot{G}_{STC} = 1000 \quad [W m^{-2}] \quad (18.94)$$

e le STC sono date da:

- Temperatura della cella PV $T_{cella} = 25 \text{ }^{\circ}C$
- Massa d'aria $m = 1,5$

Il rendimento di 1° principio di una cella PV è pertanto dato da:

$$\eta = \frac{\dot{L}_{reale}}{\dot{G}_{STC}} \quad (18.95)$$

che a numeratore porta la potenza elettrica effettivamente fornita dalla cella fotovoltaica.

In termini exergetici, all'irradianza solare, che è una forma di energia termica, va associato un valore di exergia, moltiplicando il suo valore per il fattore di Carnot dell'energia solare, già introdotto con l'eq. 18.93:

$$\varepsilon_{ex,PV} = \frac{\dot{L}_{reale}}{\dot{G}_{STC} \cdot \tau_{sole}} \quad (18.96)$$

Considerando che il valore di (τ_{sole}) è molto vicino a 1, il rendimento di primo principio e l'efficienza exergetica di un sistema fotovoltaico hanno un valore numerico molto prossimo.

Le cause che allontanano il rendimento dei sistemi fotovoltaici dall'unità e quindi contribuiscono alla distruzione di exergia sono:

- le dimensioni dell'airmass (m);
- la configurazione dei pannelli: a inseguimento o fissi. In questo ultimo caso l'efficienza dipende dall'orientamento e dall'inclinazione sull'orizzontale del pannello stesso;
- la temperatura della cella (l'efficienza cala tipicamente del 4-6% per ogni grado di temperatura superiore a 25 °C);
- le perdite dovute al sistema di raccolta, convogliamento e trattamento dell'energia elettrica prodotta da ogni singola cella del sistema;
- il "band gap" del materiale costituente la cella, che non consente di sfruttare utilmente tutta l'energia portata da ogni singolo fotone, in quanto si perde il surplus di energia (rispetto a quella necessaria a portare l'elettrone dalla banda di valenza alla banda di conduzione) garantito dalla radiazione di lunghezza d'onda inferiore a quella del band gap e tutta l'energia portata dalla radiazione di lunghezza d'onda superiore a quella del band gap (in quanto insufficiente per far saltare l'elettrone dalla banda di valenza a quella di conduzione).

L'ultima è la causa di gran lunga prevalente tra quelle che provocano la distruzione di exergia. Essa è intrinseca al materiale di cui è costituita la cella e non è influenzata dal valore della radiazione incidente.

Il sistema più recentemente adottato per superare questa limitazione è quello delle celle "multi-giunzione", con la cella costituita da più strati, ciascuno di materiale fotovoltaico diverso, caratterizzato da una propria "band gap", così da intercettare una porzione più ampia dello spettro della radiazione solare.

18.5.5.2 ENERGIA SOLARE TERMICA

Una maniera tipica di sfruttamento dell'energia solare per fabbisogni termici è quella di captarla con pannelli solari piani che producono un fluido caldo da utilizzare per riscaldare ambienti o acqua calda sanitaria.

I due esempi seguenti mostrano il calcolo della efficienza exergetica di un sistema a pannelli solari piani utilizzati per riscaldare acqua sanitaria e poi il calcolo dell'efficienza exergetica di un impianto fotovoltaico che alimenta una pompa di calore che abbia lo stesso compito del sistema precedente, in modo da confrontare le due opzioni.

Esempio 18.13

In una villetta l'acqua calda sanitaria (ACS) è prodotta tramite un sistema di collettori solari piani.

Il fabbisogno di acqua calda è pari a 500 [litri giorno⁻¹] a 45 [°C] con acqua fredda in ingresso al sistema a 15 [°C].

L'irradianza solare media sulle 24 ore della regione è di $g=200$ [W m⁻²] e il collettore solare ha un rendimento di 1° principio pari a $\eta_{\text{coll}}=0,50$.

La temperatura dell'ambiente sia pari a $T_0=20$ [°C].

Calcolare:

- La superficie di collettori solari necessaria,
- L'efficienza exergetica.

Analisi

Si calcola dapprima il fabbisogno energetico giornaliero con la:

$$Q = V_{\text{acqua}} \rho_{\text{acqua}} c_{\text{acqua}} (T_u - T_e) \quad [\text{kJ}]$$

Utilizzando per il calore specifico dell'acqua il valore $c_{\text{acqua}}=4,186$ [kJ kg⁻¹ K⁻¹]

Si valuta poi la radiazione raccolta giornalmente dal collettore solare per unità di area, con la:

$$q_{\text{coll}} = \eta_{\text{coll}} \cdot g \cdot \frac{\text{ore}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{minuti}}{\text{ore}} \cdot \frac{\text{secondi}}{\text{minuti}} \quad [\text{kJ m}^{-2}]$$

Dove (g) è l'irradianza media giornaliera.

La superficie di collettori necessaria (A) è dunque data da:

$$A = \frac{Q}{q_{\text{coll}}} \quad [\text{m}^2]$$

L'efficienza exergetica si calcola dividendo l'exergia fisica assorbita dall'acqua e l'exergia ricevuta dal sole con la:

$$\epsilon_{\text{ex,impianto}} = \frac{c_{\text{acqua}} (T_u - T_e) - T_0 c_{\text{acqua}} \ln \frac{T_u}{T_e}}{A \cdot g \cdot \frac{\text{ore}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{minuti}}{\text{ore}} \cdot \frac{\text{secondi}}{\text{minuti}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{sole}}}\right)}$$

Soluzione

$$Q = 0,5 \cdot 1000 \cdot 4,186 (45 - 15) = 62790 \quad [\text{kJ}]$$

$$q_{\text{coll}} = 0,5 \cdot \frac{200}{1000} \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 = 8640 \quad [\text{kJ m}^{-2}]$$

$$A = \frac{62790}{8640} = 7,27 \quad [\text{m}^2]$$

$$\epsilon_{\text{ex,impianto}} = \frac{0,5 \cdot 1000 \left[4,186 (45 - 15) - 293 \cdot 4,186 \cdot \ln \frac{318}{288} \right]}{7,27 \cdot \frac{200}{1000} \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \left(1 - \frac{298}{5800}\right)} = \frac{2023}{119171} = 0,017$$

Discussione

L'esempio mostra che il sistema ha un'efficienza exergetica inferiore al 2%, cioè esso provoca una significativa distruzione di exergia. Ciononostante, un impiego come quello in esame è da consigliare fortemente tutte le volte che sia tecnicamente fattibile, in quanto l'energia e l'exergia disponibili dal sole sono gratuite per l'utilizzatore e inoltre, ove non fossero intercettate, andrebbero dissipate in ambiente e la loro utilità persa.

Esempio 18.14

Il servizio di produzione di ACS dell'esercizio precedente può essere assolto da una pompa di calore aria /acqua alimentata da un impianto fotovoltaico.

Se il COP annuale della pompa di calore è pari a $\text{COP}_{\text{annuale}} = 5$ e il rendimento medio del sistema PV è pari a $h_{\text{PV}} = 0,20$, si calcolino:

- La superficie di pannelli PV necessaria,
- La quantità di exergia distrutta,
- L'efficienza exergetica del sistema.

Analisi

Noto, dall'esercizio precedente, il fabbisogno energetico (Q) necessario per produrre l'ACS su base giornaliera, si calcola l'energia elettrica che deve esser fornita alla pompa di calore dal sistema fotovoltaico, con la:

$$q_{PdC} = \frac{Q}{COP_{giorn}} \quad [kJ]$$

La superficie di collettori necessaria (A_{PV}) è dunque data dal fabbisogno elettrico della pompa di calore diviso per la produzione giornaliera dell'unità di superficie del sistema fotovoltaico:

$$A_{PV} = \frac{q_{PdC}}{\eta_{PV} \cdot g \cdot \frac{\text{ore}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{minuti}}{\text{ore}} \cdot \frac{\text{secondi}}{\text{minuti}}} \quad [m^2]$$

L'efficienza exergetica si calcola dividendo l'exergia fisica assorbita dall'acqua per l'exergia ricevuta dal sole con la:

$$\varepsilon_{ex,PV+PdC} = \frac{EX_{ACS}}{EX_{PV}} = \frac{c_{acqua}(T_u - T_e) - T_0 c_{acqua} \ln \frac{T_u}{T_e}}{A_{PV} \cdot g \cdot \frac{\text{ore}}{\text{giorno}} \cdot \frac{\text{minuti}}{\text{ore}} \cdot \frac{\text{secondi}}{\text{minuti}} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_{sole}}\right)}$$

L'exergia distrutta si calcola dal bilancio di exergia del sistema, con la:

$$EX_{PV} = EX_{ACS} + EX_{dis} \quad [kJ]$$

Soluzione

$$q_{PdC} = \frac{62790}{5} = 12558 \quad [kJ]$$

$$A_{PV} = \frac{12558}{0,2 \cdot \frac{200}{1000} \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60} = 3,64 \quad [m^2]$$

$$\varepsilon_{ex,PV+PdC} = \frac{0,5 \cdot 1000 \left[4,186(45 - 15) - 293 \cdot 4,186 \cdot \ln \frac{318}{288} \right]}{3,64 \cdot \frac{200}{1000} \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot \left(1 - \frac{293}{5800}\right)} = \frac{2023}{59721} = 0,034$$

$$EX_{dis} = 59721 - 2023 = 57698 \quad [kJ]$$

Discussione

Il risultato di questo esempio, se confrontato con quello dell'esempio precedente, mostra che l'efficienza exergetica del sistema PV+PdC è, a parità di impiego, più alta di quella del sistema solare termico, seppur sempre piuttosto bassa.

In questi casi però, nelle considerazioni di scelta progettuale dovrebbe avere priorità il fatto che l'impianto solare termico è molto più semplice e, probabilmente, molto meno costoso. Inoltre richiede meno manutenzione.

Questo calcolo è altamente approssimato, perché non tiene conto alcuno della variabilità stagionale degli impianti solari. È utile solo come confronto tra le due opzioni.

18.5.6 ENERGIA EOLICA

L'energia proveniente dal vento è pura energia cinetica, la quale, essendo una forma di energia meccanica, può essere totalmente convertita in lavoro e può quindi essere considerata pura exergia.

La massima quantità di energia meccanica ottenibile da una turbina eolica reversibile è pertanto:

$$\dot{L}_{\max} = \dot{E}X_{\text{vento}} = \frac{1}{2} \dot{m} w_i^2 = \frac{\pi}{8} \rho D^2 w_i^3 \quad [\text{kW}] \quad (18.97)$$

dove:

- ρ è la densità dell'aria (all'incirca $1,2 \text{ [kg m}^{-3}\text{]}$);
- D è il diametro dell'elica della macchina [m];
- \dot{m} è la portata massica d'aria [kg s^{-1}];
- w_i è la velocità del vento [m s^{-1}].

Questo valore può essere raggiunto solo se la velocità del vento in uscita dalla macchina si annulla.

Ciò però non è possibile ove si desideri che la macchina eolica operi con continuità.

Infatti, se l'aria si fermasse a valle della turbina si accumulerebbe lì, creando una sovrappressione capace di far cessare il flusso d'aria.

Condizione necessaria affinché la turbina eolica operi con continuità è dunque quella di mantenere il flusso d'aria a valle della turbina, cioè garantire al flusso d'aria a valle della turbina una velocità finita. Ciò però comporta che l'aria porti con sé una porzione dell'energia cinetica posseduta a monte.

Questa continuità nella portata d'aria è richiesta dalla necessità che la pressione a valle della turbina si mantenga uguale a quella dell'ambiente nell'intorno della turbina stessa, e cioè (p_0).

È stato dimostrato¹⁰ che, nel caso di turbine eoliche ad asse orizzontale, la massima potenza meccanica si ottiene quando la velocità dell'aria a valle della turbina si mantiene a ($w_i/3$). In questo caso tale potenza meccanica massima vale:

$$\dot{L}_{\max}^{\text{tur}} = \frac{8}{27} \rho A w_i^2 = \frac{2\pi}{27} \rho D^2 w_i^3 \quad [\text{kW}] \quad (18.98)$$

10 Michaelides E., *Exergy Analysis* (in Bibliografia).

Confrontando le due equazioni (18.97) e (18.98) si vede che solo i 16/27 dell'energia cinetica a disposizione dal vento può essere convertita con continuità in una macchina eolica. Questo risultato è noto come “Legge di Betz”.

Se queste sono le condizioni ideali, in condizioni reali una macchina reale ha una velocità minima del vento (cut-in velocity) al di sotto della quale non è in grado di produrre potenza.

Dalla velocità di cut-in alla velocità nominale di progetto la potenza prodotta cresce con una legge proporzionale al cubo della velocità, del tipo:

$$\dot{L} = \frac{1}{2} \eta_T \rho A w^3 = \frac{\pi}{8} \eta_T \rho D^2 w^3 \quad [\text{kW}] \quad (18.99)$$

Dalla velocità nominale di progetto a una certa velocità massima (*cut-out velocity*) l'energia prodotta è praticamente costante, ad un valore cosiddetto nominale.

Se la velocità del vento supera il valore di cut-out la turbina deve essere fermata perché una velocità troppo alta potrebbe danneggiarla.

Questa strategia operativa, oltre alla grande variabilità e aleatorietà dei regimi di vento, fa sì che mediamente le efficienze exergetiche delle macchine eoliche (calcolate come rapporto tra la potenza effettivamente raccolta e quella massima disponibile rappresentata dalla eq. 18.98) non raggiungano il 20%.

Si ribadisce ancora che il parametro efficienza exergetica non può essere usato per confrontare una tecnologia rinnovabile con una tecnologia fossile, perché la tecnologia rinnovabile è sempre da preferire su una fossile, a prescindere dall'efficienza exergetica, in base alle considerazioni ambientali, in primis, e al fatto che il costo del “combustibile” è zero.

18.5.7 BIOMASSE

Senza entrare nel dettaglio dello sfruttamento energetico delle biomasse, recuperabile da una amplissima letteratura specialistica, si riporta qui un elenco sommario e qualitativo delle tipologie in uso:

- biomasse solide:
 - legname,
 - colture agricole dedicate e scarti delle colture agricole a fini alimentari,
 - RSU (rifiuti solidi urbani),
- biomasse liquide:
 - etanolo proveniente dalla fermentazione, per esempio, di mais e canna da zucchero,
 - biodiesel proveniente dalla transesterificazione di acidi grassi presenti in colture dedicate (per esempio girasole alto oleico),
 - biodiesel proveniente dalla transesterificazione di acidi grassi presenti in colture acquatiche (per esempio microalghe),
- biomasse gassose
 - biogas (composizione media: 50% CH₄, 50% CO₂ e altri gas tra cui CO e H₂) proveniente dalla digestione anaerobica di biomasse dedicate, scarti agricoli, reflui animali e frazione organica dei rifiuti solidi urbani (FORSU),
 - syngas (composto essenzialmente da CO e H₂ con presenza in composizione variabile di CH₄ e CO₂) proveniente da gassificazione e/o pirolisi di colture dedicate e/o scarti dell'agricoltura a fini alimentari.

In termini di impatto ambientale, la CO_2 emessa in atmosfera durante la combustione per lo sfruttamento energetico è la stessa CO_2 di origine atmosferica fissata durante la crescita nel processo di fotosintesi clorofilliana. Il bilancio netto di breve periodo tra CO_2 fissata e CO_2 emessa è perciò nullo, almeno in prima approssimazione.

Si ribadisce però che i processi biologici da cui le biomasse derivano hanno tutti una scarsissima efficienza nella conversione dell'energia solare, che ne costituisce l'input comune. A questo primo difetto se ne sommano parecchi altri:

- la produzione di biomassa da agricoltura è stagionale e le rese per territorio occupato sono incerte, in funzione delle condizioni atmosferiche;
- la biomassa è una risorsa che richiede ampie superficie di territorio per la crescita, sottraendole ad altri usi importanti;
- data la scarsa densità energetica della materia prima, il trasporto della biomassa alle centrali di sfruttamento energetico richiede consumi di energia non trascurabili rispetto all'energia ottenibile dalla biomassa;
- per produrre il vettore energetico finale (per esempio il biodiesel) a partire dalla materia prima sono necessari ulteriori consumi exergetici non trascurabili;
- la coltivazione di biomassa dedicata per fini energetici è in diretta competizione con l'agricoltura per fini alimentari, col rischio di sottrarre importanti quote di terreno agricolo alla produzione di cibo.

Il contenuto energetico delle biomasse è di solito espresso attraverso il $(\text{PC}_{\text{inf}})^{11}$ e, pur nella variabilità di valori che contraddistinguono le diverse tipologie di biomassa e la dipendenza di essi dal contenuto di umidità della materia prima, si tratta di valori sempre diverse volte più piccoli di quelli dei corrispondenti combustibili fossili che potrebbero sostituire.

Per quanto riguarda la determinazione dell'exergia associata alla biomassa, a causa delle estrema variabilità di composizione chimica delle diverse tipologie di biomassa e anche delle incertezze connesse con una generalizzazione di tali composizioni, si può accettare l'ipotesi, verificata con un'approssimazione inferiore all'incertezza sulla determinazione degli stessi valori, che:

$$\text{PC}_{\text{inf}} \approx -\Delta G^0 \quad [\text{KJkg}^{-1}] \quad (18.100)$$

Ciò implica che quando la biomassa è usata per la produzione di energia meccanica, l'efficienza exergetica e il rendimento di 1° principio coincidono.

Nell'**Esempio 18.14** si valuta l'efficienza exergetica di una biomassa dedicata per la produzione di energia elettrica e si confronta anche l'energia ricavabile da un impianto fotovoltaico che insiste sullo stesso territorio utilizzato per la coltivazione della biomassa.

¹¹ Si usa il (PC_{inf}) e non il (PC_{sup}) perché i dispositivi di combustione delle biomasse di solito non consentono il recupero del calore latente di condensazione del vapor acqueo contenuto nei fumi.

Esempio 18.15

Un'azienda agricola ha una superficie $\text{sup}=10$ [ha] coltivata a granoturco da cui ricava due raccolti all'anno.

La resa, per ogni ettaro e per ogni raccolto, è pari a $\text{resa}_{\text{mais}}=10500$ [kg] per il mais e a $\text{resa}_{\text{residui}}=12300$ [kg] per la biomassa residua. Il potere calorifico del mais è $\text{PC}_{\text{mais}}=12$ [MJ kg⁻¹] e quello del residuo è $\text{PC}_{\text{residuo}}=17,5$ [MJ kg⁻¹]. Tutta la produzione è utilizzata come biomassa per fini energetici in un impianto termoelettrico il cui rendimento è $\eta_{\text{BM}}=0,36$. Si assuma che tutte le altre interazioni siano trascurabili.

In alternativa alla coltivazione di biomassa il terreno potrebbe essere utilizzato per installare un impianto fotovoltaico a terra. Sulla superficie disponibile è previsto un impianto da 6 [MW] di picco, costituito da 25000 [m²] di pannelli fotovoltaici con rendimento $\eta_{\text{PV}}=0,18$ che in un anno producono 7000 [MWh] di energia elettrica.

Si consideri per la località una radiazione solare globale annua $Q_{\text{SOL}}=5000$ [MJ m⁻²] e la temperatura dell'ambiente esterno $T_0=293$ [K]

Per le due alternative si calcolino:

- la produzione annua di energia elettrica,
- il rendimento di 1° principio della trasformazione di energia solare in energia elettrica,
- l'efficienza exergetica della trasformazione di energia solare in energia elettrica.

Analisi

Nel caso della biomassa si calcolerà dapprima l'energia messa disposizione annualmente dalla biomassa con la:

$$E_{\text{BM}} = \text{sup} \cdot 2 \cdot (\text{resa}_{\text{mais}} \cdot \text{PC}_{\text{mais}} + \text{resa}_{\text{residui}} \cdot \text{PC}_{\text{residui}}) \cdot \frac{[\text{MWh}]}{[\text{MJ}]} \quad [\text{MWh}]$$

e poi la quantità convertita in energia elettrica:

$$E_{\text{EL,BM}} = \eta_{\text{BM}} \cdot E_{\text{BM}} \quad [\text{MWh}]$$

Il rendimento di 1° principio della conversione di energia solare in energia elettrica è:

$$\eta_{\text{SOL_PV}} = \frac{E_{\text{EL,PV}}}{Q_{\text{SOL}} \cdot 10 \cdot \frac{[\text{m}^2]}{[\text{ha}]} \cdot \frac{[\text{MWh}]}{[\text{MJ}]}}$$

Mentre il rendimento exergetico è:

$$\varepsilon_{\text{ex,SOL_BM}} = \frac{E_{\text{EL,BM}}}{Q_{\text{SOL}} \cdot 10 \cdot \frac{[\text{m}^2]}{[\text{ha}]} \cdot \left(1 - \frac{293}{5800}\right) \cdot \frac{[\text{MWh}]}{[\text{MJ}]}}$$

Nel caso dell'impianto fotovoltaico la quantità di energia elettrica è nota:

$$E_{EL,PV} = 7000 \quad [\text{MWh}]$$

Il rendimento di 1° principio della conversione di energia solare in energia elettrica è:

$$\eta_{SOL_PV} = \frac{E_{EL,PV}}{Q_{SOL} \cdot 10 \cdot \frac{[m^2]}{[ha]} \cdot \frac{[MWh]}{[MJ]}}$$

Mentre il rendimento exergetico è:

$$\varepsilon_{ex,SOL_PV} = \frac{E_{EL,PV}}{Q_{SOL} \cdot 10 \cdot \frac{[m^2]}{[ha]} \cdot \left(1 - \frac{293}{5800}\right) \cdot \frac{[MWh]}{[MJ]}}$$

Soluzione

Biomasse:

$$E_{BM} = 10 \cdot 2 \cdot (10500 \cdot 12 + 12300 \cdot 17,5) \cdot \frac{1}{3600} = 1896 \quad [\text{MWh}]$$

$$E_{EL,BM} = 0,36 \cdot 1896 = 683 \quad [\text{MWh}]$$

$$\eta_{SOL_BM} = \frac{683}{5000 \cdot 10 \cdot 10000 \cdot \frac{1}{3600}} = 0,0050$$

$$\varepsilon_{ex,SOL_BM} = \frac{683}{5000 \cdot 10 \cdot 10000 \cdot \left(1 - \frac{293}{5800}\right) \cdot \frac{1}{3600}} = 0,0052$$

Fotovoltaico:

$$E_{EL,PV} = 7000 \quad [\text{MWh}]$$

Il rendimento di 1° principio della conversione di energia solare in energia elettrica è:

$$\eta_{SOL_PV} = \frac{7000}{5000 \cdot 10 \cdot 10000 \cdot \frac{1}{3600}} = 0,050$$

Mentre il rendimento exergetico è:

$$\epsilon_{\text{ex,SOL_PV}} = \frac{7000}{5000 \cdot 10 \cdot 10000 \cdot \left(1 - \frac{293}{5800}\right) \cdot \frac{1}{3600}} = 0,053$$

Discussione

L'esempio dimostra che l'uso della biomassa per la produzione di energia elettrica è caratterizzato da efficienze molto basse, le quali sono anche più piccole quando si tengano in considerazione gli innumerevoli consumi energetici, qui trascurati, legati al processo agricolo di coltivazione.

L'energia elettrica ottenibile con un impianto fotovoltaico anziché con biomassa dedicata, a parità di territorio agricolo occupato, è di un ordine di grandezza più grande. La convenienza numero può crescere ulteriormente ove si adotti un sistema cosiddetto "agrivoltaico", in cui i pannelli fotovoltaici sono installati ad una altezza dal suolo (fino a 3 m) che consenta la pratica agricola al di sotto di essi.

Va anche detto che la centrale termoelettrica a biomasse può lavorare con continuità mentre la produzione dell'impianto fotovoltaico è soggetta all'aleatorietà della radiazione solare.

In sintesi, considerando le caratteristiche intrinseche dello sfruttamento delle biomasse per fini energetici, questo può essere suggerito solo nei casi seguenti:

- con scarti dell'agricoltura a fini alimentari, a supplemento del reddito dell'azienda agricola;
- per il trattamento della FORSU, attraverso la produzione di biogas.

18.5.8 ACCUMULO DI ENERGIA

Si utilizzerà un esempio numerico per mostrare come l'analisi exergetica possa essere di aiuto nella valutazione di diverse strategie di impiego degli accumuli, in particolare di quelli termici.

Esempio 18.16¹²

Si consideri un sistema di accumulo sensibile di acqua calda, in ambiente esterno a $T_0 = 25^\circ\text{C}$. Il sistema è rappresentato in **Figura 18.16**.

Il carico avviene con una massa di 500 kg di acqua, portata da 80°C a 30°C .

Lo scarico può avvenire secondo due diverse strategie:

- a) Lo scarico avviene dopo 1 giorno, con una portata di 4500 kg di acqua, riscaldata da 30°C a 35°C ,
- b) Lo scarico avviene dopo 90 giorni, con una portata di acqua di 500 kg, riscaldata da 30°C a 75°C .

12 Dincer I., Rosen M.A., *Exergy* (in Bibliografia).

Analizzare le due strategie sia dal punto di vista energetico che exergetico e confrontare i risultati.

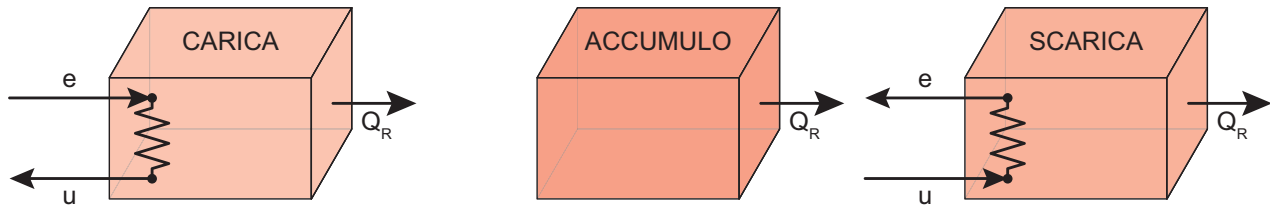


Figura 18.16
Rappresentazione
delle fasi di
carico e scarico
del sistema di
accumulo

Analisi

In entrambi i casi l'energia caricata nel sistema è pari a:

$$Q_e = m \cdot c \cdot (T_e - T_u) \quad [J]$$

e l'exergia caricata, considerando che il fluido è un liquido incompressibile (cfr. eq. 18.28), è:

$$EX_e = Q_e \left[(T_e - T_u) - T_0 \ln \frac{T_e}{T_u} \right] \quad [J]$$

Riguardo alle strategie di scarico, l'analisi energetica dà:

$$Q_u = m \cdot c \cdot \Delta T \quad [J]$$

L'efficienza di 1° principio di calcolo con la:

$$\eta = \frac{Q_u}{Q_e}$$

Mentre l'energia rigettata in ambiente è:

$$Q_R = Q_e - Q_u \quad [J]$$

L'exergia in uscita vale:

$$EX_u = Q_u \left[(T_u - T_e) - T_0 \ln \frac{T_u}{T_e} \right] \quad [J]$$

e l'efficienza exergetica:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{EX_u}{EX_e}$$

Soluzione

In entrambi i casi l'energia caricata nel sistema è pari a:

$$Q_e = 500 \cdot 4,186 \cdot (80 - 30) = 104650 \quad [\text{kJ}]$$

e l'exergia caricata, considerando che il fluido è un liquido incompressibile (cfr. eq. 9.18.28), è:

$$EX_e = 104650 \left[(80 - 30) - 298 \ln \frac{353}{303} \right] = 9317 \quad [\text{kJ}]$$

Riguardo alle strategie di scarico, l'analisi energetica dà:

$$Q_{u_A} = 4500 \cdot 4,185 \cdot (35 - 30) = 94185 \quad [\text{kJ}]$$

$$Q_{u_B} = 500 \cdot 4,186 \cdot (75 - 30) = 94185 \quad [\text{kJ}]$$

L'efficienza di 1° principio si calcola con la:

$$\eta = \frac{94185}{104650} = 0,90$$

Mentre l'energia rigettata in ambiente è:

$$Q_R = 104650 - 94105 = 10545 \quad [\text{kJ}]$$

L'exergia in uscita vale:

$$EX_{u_A} = 4500 \cdot 4,186 \left[(35 - 30) - 298 \ln \frac{308}{303} \right] = 2310 \quad [\text{J}]$$

$$EX_{u_B} = 500 \cdot 4,186 \left[(75 - 30) - 298 \ln \frac{343}{303} \right] = 7186 \quad [\text{J}]$$

e l'efficienza exergetica:

$$\varepsilon_{ex_A} = \frac{2310}{9387} = 0,25$$

$$\varepsilon_{ex_B} = \frac{7186}{9387} = 0,83$$

Discussione

I due casi sono identici in termini energetici, nonostante siano assai diversi i tempi di mantenimento dell'accumulo e le temperature di scarico.

Le differenze si possono apprezzare solo con l'analisi exergetica. Questa, infatti, dà un valore più grande al caso B), in quanto lo scarico avviene a temperatura più alta nonostante i tempi di accumulo siano più lunghi. Naturalmente ciò avviene a discapito della massa di fluido elaborabile.

18.5.9 IDROGENO

Un'attenzione particolare merita l'idrogeno, se non altro perché considerato da più parti l'attore principale della transizione energetica prossima ventura. Questo ruolo è forse sovrastimato.

L'idrogeno (massa molare = $2,016 \text{ kg mol}^{-1}$) è l'elemento più abbondante dell'universo ma, come elemento allo stato libero, è praticamente assente dalla crosta terrestre in quanto la sua leggerezza impedisce alla forza di gravità terrestre di trattenerlo. Ciò non accade in corpi celesti di maggiori dimensioni rispetto a quelle della Terra.

L'idrogeno è però presente sulla Terra in enormi quantità combinato con altri elementi a dare composti da cui, volendo, può essere estratto.

L'estrazione dell'idrogeno dai composti in cui è combinato con altri elementi comporta l'impiego di energia, fatto di cui occorre tener conto quando se ne valutino le prestazioni energetiche.

Per queste motivazioni l'idrogeno non può essere considerato una fonte di energia, ma semplicemente un **vettore energetico**.

Il lato positivo dell'idrogeno è che, quando sia stato portato allo stato libero e si possa sfruttare il suo contenuto di energia, il processo avviene praticamente senza impatto ambientale in quanto la conversione in energia termica dell'energia chimica a disposizione dell'idrogeno, sia che avvenga per combustione sia che avvenga in un dispositivo di conversione diretta come le celle a combustibile, ha come conseguenza solo la produzione di vapor acqueo e non c'è alcuna emissione di gas serra come l'anidride carbonica.

In questo senso l'impiego dell'idrogeno può contribuire pesantemente alla decarbonizzazione della società, che è l'obiettivo principale della transizione energetica.

Il problema risiede quindi nella estrazione dell'idrogeno dai composti in cui è contenuto. Partendo dai combustibili fossili, con processi come la gassificazione del carbone o lo steam reforming del metano, si ottiene idrogeno il cui processo di estrazione è caratterizzato da grandi emissioni di gas serra in atmosfera (black hydrogen). Con queste premesse, l'impiego di "black hydrogen" non è certo utile alla decarbonizzazione del sistema energetico.

Diversa è la situazione se l'idrogeno viene estratto dall'acqua per elettrolisi e l'energia elettrica impiegata nel processo è di origine rinnovabile (green hydrogen). Il "green hydrogen" è, a pieno titolo, un possibile importante attore della decarbonizzazione.

A questo punto entra però in gioco la valutazione delle prestazioni energetiche del processo di estrazione e utilizzazione dell'idrogeno con spesa di energia elettrica.

L'analisi exergetica permette, in questi casi, di valutare se l'energia elettrica rinnovabile è ben spesa per la produzione di "green hydrogen" o non sia preferibile utilizzarla per altri scopi.

In termini exergetici, l'idrogeno si trova in natura, allo stato morto, sotto la forma di acqua liquida. Con il processo di elettrolisi si libera idrogeno, che può essere considerato in condizioni di stato morto ristretto (T_0, p_0) allo stato gassoso. In

questo stato l'idrogeno è in grado di liberare la sua exergia chimica con produzione di acqua e ritorno allo stato morto in condizioni di gas prima e poi, se è il caso, in condizioni di liquido.

Per completezza di informazione si riportano i parametri in gioco relativi all'idrogeno, già mostrati in **Tabella 18.1**:

Tabella 18.2

Exergia chimica, Energia libera di Gibbs e poteri calorifici dell'idrogeno ($T_0 = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $p_0 = 1.01325\text{ kPa}$).

combustibile	formula	massa mol kg kmol^{-1}	ex_{chim}	$-\Delta g^0$	PC_{inf}	PC_{sup}	ex_{chim}	$-\Delta g^0$	PC_{inf}	PC_{sup}
			MJ kmol^{-1}				MJ kg^{-1}			
Idrogeno (g)	H_2	2,016	236,2	237,0	241,9	285,8	117,2	117,6	120,0	141,8

In termini del tutto generali si può dire che, nel caso virtuoso di produzione di "green hydrogen", il processo di elettrolisi dell'acqua è caratterizzato da efficienze exergetiche dell'ordine del 70-80% mentre il miglior sfruttamento dell'idrogeno, attraverso le celle a combustibile, garantisce efficienze exergetiche dell'ordine del 50-70%. L'intero processo di sfruttamento dell'idrogeno, in condizioni ottimali a tecnologia corrente, comporta dunque un'efficienza exergetica che varia tra il 35 e il 56%.

Questo genere di prestazioni fa sì che in alcuni impieghi diffusi l'energia elettrica di origine rinnovabile possa essere utilizzata con migliore efficienza impiegando altre tecnologie (due esempi importanti sono rappresentati dalle automobili e dalle pompe di calore per il riscaldamento ambientale. Il caso del trasporto automobilistico verrà valutato numericamente in un esempio dedicato (**Esempio 18.9**). In questi casi l'impiego dell'idrogeno, anche nella sua forma green, è perdente e non è consigliabile.

Dove l'idrogeno può dispiegare tutta la sua potenzialità è in quegli usi per i quali non esistono alternative con prestazioni migliori.

Nell'industria pesante (siderurgia, industria chimica) che fa già uso dell'idrogeno come fluido di processo, il passaggio dal "black hydrogen" al "green hydrogen", al di là delle efficienze termodinamiche, è un importante passo avanti in termini ambientali.

Per l'accumulo di energia, l'idrogeno è preferibile alle alternative attualmente presenti qualora sia disponibile energia elettrica di origine rinnovabile in surplus rispetto ai fabbisogni immediati (che vanno sempre soddisfatti prioritariamente). Questo surplus di energia elettrica rinnovabile può essere utile per la produzione di idrogeno, il cui uso è sicuramente avvantaggiato dalla sua stabilità chimica che ne permette l'accumulo anche per lunghi periodi e l'uso per accumuli stagionali, contrariamente a quello che accade, per esempio, per le batterie elettriche, caratterizzate da perdite di energia e soggette a scarica se lasciate inattive per lunghi periodi.

18.6 ANALISI EXERGETICA DEI SISTEMI PER GLI USI FINALI DELL'ENERGIA (DEMAND SIDE)

18.6.1 CICLI INVERSI

Un ciclo termodinamico inverso ha come obiettivo quello di trasferire calore da una sorgente a una temperatura più bassa verso una sorgente a temperatura più

alta. Il processo non avviene spontaneamente in natura perché ciò andrebbe contro il 2° principio della Termodinamica.

Affinché il processo si realizzi rispettando il 2° principio, occorre fornire energia dall'esterno, usualmente sotto forma di lavoro.

Dal punto di vista dell'analisi exergetica gli obiettivi dell'applicazione dei cicli inversi possono essere di 4 tipi, come rappresentato in **Figura 18.17**.

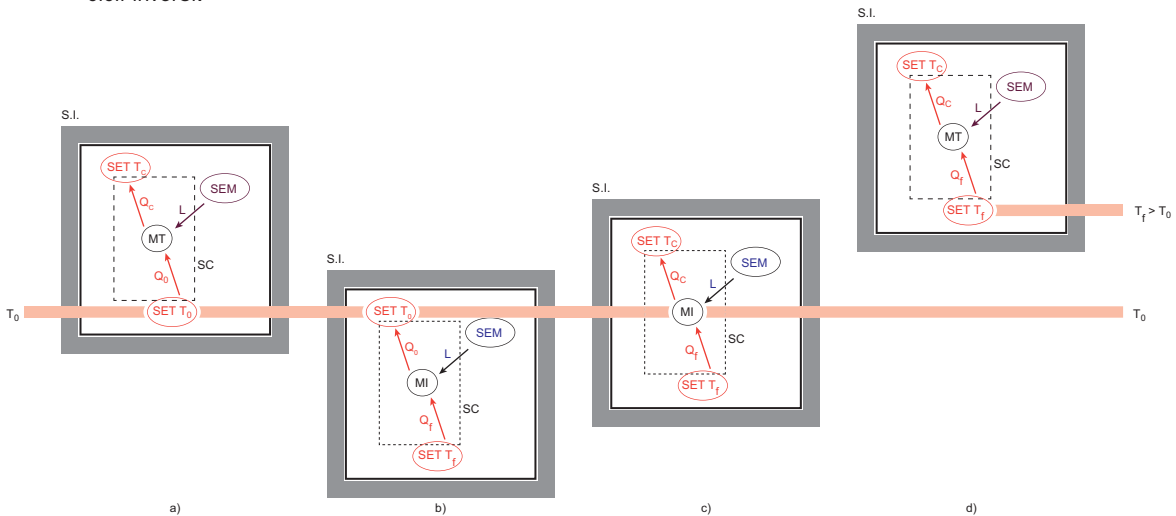
Il **caso a)** di **Figura 18.17** è quello tipico delle pompe di calore, in cui il SET a temperatura più bassa si trova a (T_0) e il SET a temperatura più alta si trova a ($T > T_0$). Obiettivo dell'applicazione è quello di fornire calore a una temperatura più alta di quella dell'ambiente.

Il **caso b)** è quello tipico dei sistemi frigoriferi, in cui il SET a temperatura più alta si trova a (T_0) e quello a temperatura più bassa si trova a ($T < T_0$). Obiettivo dell'applicazione è quello di sottrarre calore a ($T < T_0$), normalmente per mantenere un corpo o uno spazio a temperatura più bassa di quella dell'ambiente.

Il **caso c)** è quello di una macchina operante secondo un ciclo inverso che persegue contemporaneamente gli obiettivi della pompa di calore e della macchina frigorifera. In questi casi il SET a temperatura più bassa si trova a ($T_f < T_0$), mentre quello a temperatura più alta si trova a ($T_c > T_0$).

Un ultimo caso, **caso d)**, è quello in cui tutta la macchina si trovi a temperature ($T > T_0$) e l'applicazione venga di solito usata per nobilitare cascami di calore a (T_f) per portarli ad una temperatura più alta ($T_c > T_f > T_0$) e quindi renderli di maggiore qualità e versatilità.

Figura 18.17
Schemi di sistemi operanti secondo cicli inversi.



18.6.1.1 MACCHINE FRIGORIFERE

Il **caso b)** di **Figura 18.17** è quello in cui l'exergia è definita come il lavoro minimo da compiere per assorbire il calore (Q) a temperatura ($T < T_0$).

È importante notare che si assorbe calore dal SET a temperatura ($T_f < T_0$) ma si fornisce exergia al SET a temperatura ($T_c > T_0$) per ottenere l'effetto utile. Il SET a

(T_f) cede calore ma assorbe exergia (che quindi è in uscita dal volume di controllo e va messa a secondo membro nell'equazione di bilancio). Exergia e calore hanno in questo caso segno opposto (cfr. **Paragrafo 18.2.3**).

Il lavoro minimo dipende dal COP di Carnot della macchina frigorifera secondo l'eq. 7.47 al **Paragrafo 7.4.2**:

$$L_{\min} = EX_{Qf} = \frac{|Q_f|}{COP_{f,rev}} = \frac{|Q_f|}{\frac{T}{T_0 - T}} \quad [J] \quad (18.101)$$

Il bilancio exergetico, scritto nelle usuali ipotesi, è dunque:

$$|L| = EX_{dis} + EX_{Qf} = EX_{dis} + \frac{|Q_f|}{\frac{T}{T_0 - T}} \quad [J] \quad (18.102)$$

In termini di potenze:

$$|\dot{L}| = \frac{|\dot{Q}_f|}{\frac{T}{T_0 - T}} + \dot{EX}_{dis} = |\dot{L}_{rev}| + \dot{EX}_{dis} \quad [W] \quad (18.103)$$

Se il processo è reversibile:

$$|\dot{L}| = |\dot{L}_{rev}| = |\dot{EX}_{Qf}| \quad [W] \quad (18.104)$$

Dal paragrafo 7.4.2 ci si ricorda che:

$$COP_f = \frac{|\dot{Q}_f|}{|\dot{L}|} \quad (18.105)$$

e che:

$$COP_{f,rev} = \frac{T_f}{T_0 - T_f} \quad (18.106)$$

con il COP che può variare da 0 fino a ∞ , è molto utilizzato e può essere interessante per certi calcoli, ma è certamente inadeguato per caratterizzare il grado di bontà termodinamica del processo. Per questo risulta invece molto utile il rendimento exergetico, che vale:

$$\varepsilon_{\text{ex},f} = \frac{\left| \dot{EX}_{Qf} \right|}{\left| \dot{L} \right|} = \frac{\left(\frac{\left| \dot{Q}_f \right|}{T_0 - T} \right)}{\left(\frac{\left| \dot{L} \right|}{T_0 - T} \right)} \quad (18.107)$$

e che si identifica con l'espressione del COP di 2° principio, già introdotto con l'eq. 10.31:

$$\xi_f = \frac{\text{COP}_f}{\text{COP}_{\text{rev},f}} = \frac{\left(\frac{\left| \dot{Q}_f \right|}{T} \right)}{\left(\frac{\left| \dot{L} \right|}{T_0 - T} \right)} \quad (18.108)$$

Esempio 18.17

Si riprenda il ciclo inverso a compressione di vapore reale utilizzato per gli **Esempi 10.2, 10.3 e 10.4**.

Una portata di 10 kg s^{-1} di fluido R134a percorre un ciclo inverso a compressione di vapore standard assorbendo calore da un SET a $T_B = -5^\circ\text{C}$ e cedendo calore a un SET a $T_0 = 35^\circ\text{C}$ (ambiente esterno).

La differenza di temperatura tra il fluido di lavoro e i SET è pari a $\Delta T = 5^\circ\text{C}$.

Il rendimento isoentropico del compressore sia pari a $\eta_{\text{is},c} = 0,80$.

Determinare:

- l'exergia distrutta nell'intero sistema e in ciascun componente dello stesso,
- l'efficienza exergetica del sistema.

Analisi

Il ciclo in esame è rappresentato dalla **Figura 18.18** (già vista come **Figura 10.9**) e dalla **Figura 18.19** (già vista come **Figura 10.11**).

Ci sono due aspetti importanti da valutare quando si analizzi un ciclo inverso:

- all'evaporatore l'exergia è uscente per la macchina frigorifera (la macchina inversa fornisce exergia al SET) e pertanto va a secondo membro nell'equazione di bilancio dell'exergia;
- affinché il condensatore possa scaricare calore in ambiente, il fluido di lavoro deve essere a temperatura superiore a quella ambiente e quindi è necessario che riceva dal compressore una certa quantità di exergia, poi scaricata in ambiente. Questa exergia va messa in conto nell'equazione di bilancio come exergia entrante al condensatore.

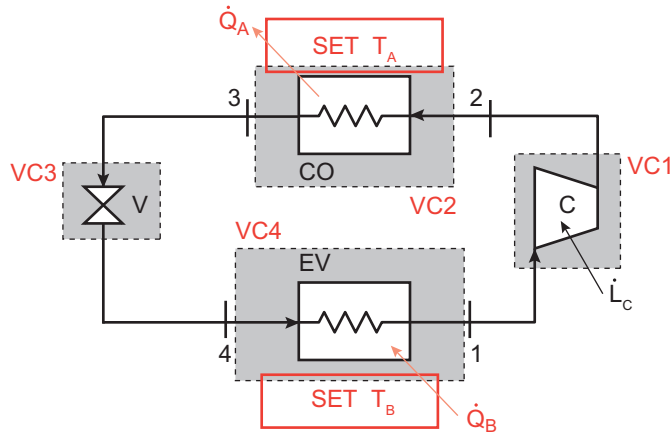


Figura 18.18
(già vista come
Figura 10.9)
Schema di un
sistema operante
secondo il
ciclo inverso a
compressione
di vapore, con
i 4 componenti
analizzati come
Volumi di Controllo

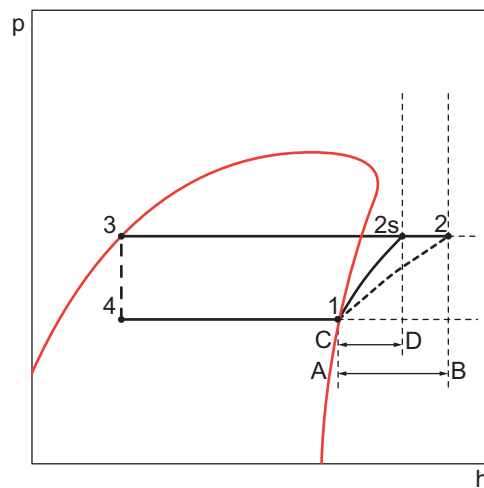


Figura 18.19
(già vista come
Figura 10.11)
Cicli di inverso a
compressione di
vapore sul piano
(ph)

Dapprima si determinano le proprietà del sistema nei punti significativi del ciclo (utilizzando quelle già calcolate negli esempi citati del **Capitolo 10**) e poi si pratica il bilancio di exergia ai quattro componenti.

Si determina così l'exergia distrutta in ciascun componente.

Compressore

$$\dot{m} \cdot ex_{e,C}^{PH} + |\dot{L}_C| = +\dot{m} \cdot ex_{u,C}^{PH} + EX_{dis,C} \quad [W]$$

$$EX_{dis,C} = \dot{m} [(h_1 - h_2) - T_0 (s_1 - s_2)] + |\dot{L}_C| \quad [W]$$

Condensatore

$$\dot{m} \cdot ex_{e,CO}^{PH} + |\dot{Q}_{CO}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{CO}} \right) = \dot{m} \cdot ex_{u,CO}^{PH} + \dot{EX}_{dis,CO} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,CO} = \dot{m} \left[(h_2 - h_3) - T_0 (s_2 - s_3) \right] + |\dot{Q}_{CO}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{CO}} \right) \quad [W]$$

Valvola di laminazione

$$\dot{m} \cdot ex_{e,VDL}^{PH} = \dot{m} \cdot ex_{u,VDL}^{PH} + \dot{EX}_{dis,VDL} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,VDL} = \dot{m} \left[(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4) \right] \quad [W]$$

Evaporatore

$$\dot{m} \cdot ex_{e,EV}^{PH} = \frac{|\dot{Q}_{EV}|}{\left(\frac{T_{EV}}{T_0 - T_{EV}} \right)} + \dot{m} \cdot ex_{u,EV}^{PH} + \dot{EX}_{dis,EV} \quad [W]$$

$$\dot{EX}_{dis,EV} = \dot{m} \left[(h_4 - h_1) - T_0 (s_4 - s_1) \right] - \frac{|\dot{Q}_{EV}|}{\left(\frac{T_{EV}}{T_0 - T_{EV}} \right)} \quad [W]$$

L'exergia distrutta nel sistema è data dalla somma delle exergie distrutte nei vari componenti. A titolo di verifica l'exergia distrutta nel sistema si può calcolare anche impostando l'equazione di bilancio dell'exergia sul sistema nel suo complesso, visto come un sistema chiuso (cfr. **Figura 10.8**).

$$\frac{|\dot{Q}_{EV}|}{\left(\frac{T_{EV}}{T_0 - T_{EV}} \right)} + |\dot{I}_C| = |\dot{Q}_{CO}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{CO}} \right) + \dot{EX}_{dis,tot} \quad [W]$$

Infine si può verificare la rispondenza al Teorema di Gouy-Stodola attraverso l'eq. 18.52.

L'efficienza exergetica si calcola tenendo conto che il "prodotto" è l'exergia associata al calore sottratto all'evaporatore, mentre il "fuel" è il lavoro ceduto al compressore:

$$\varepsilon_{\text{ex,tot}} = \frac{\dot{E}X_{\text{GV}}}{|\dot{L}_C|} = \frac{\frac{|\dot{Q}_{\text{EV}}|}{\left(\frac{T_{\text{EV}}}{T_0 - T_{\text{EV}}}\right)}}{|\dot{L}_C|}$$

Soluzione

$$T_0 = 35 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad p_0 = 101,325 \text{ [kPa]}$$

$$T_{\text{CO}} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{EV}} = -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_1 = -10 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_1 = 201 \text{ [kPa]}$$

$$h_1 = 241,3 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 0,93 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$p_2 = 1016 \text{ [kPa]}$$

$$h_2 = 282,9 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_2 = 0,95 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$T_3 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_3 = 1016 \text{ [kPa]}$$

$$h_3 = 106,2 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_3 = 0,387 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$T_4 = 40 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_4 = 201 \text{ [kPa]}$$

$$h_4 = 106,2 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_4 = 0,41 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{Q}_{\text{EV}} = 1352 \text{ [kW]}$$

$$\dot{Q}_{\text{CO}} = 1768 \text{ [kW]}$$

$$\dot{S}_{\text{gen}} = 0,696 \text{ [kW K}^{-1}\text{]}$$

$$|\dot{L}_C| = \dot{m}(h_2 - h_1) = 10(282,9 - 241,3) = 416 \text{ [kW]}$$

Compressore

$$\dot{E}X_{\text{dis,C}} = 10[(241,3 - 282,9) - 308(0,93 - 0,95)] + 416 = 80,1 \text{ [kW]}$$

Condensatore

$$\dot{E}X_{\text{dis,CO}} = 10[(282,9 - 106,2) - 308(0,95 - 0,387)] + 1768 \left(1 - \frac{308}{313}\right) = 41,8 \text{ [kW]}$$

Valvola di laminazione

$$\dot{E}X_{\text{dis,VDL}} = 10[(106,2 - 106,2) - 308(0,387 - 0,41)] = 70,9 \text{ [kW]}$$

Evaporatore

$$\dot{E}X_{\text{dis,EV}} = 10[(106,2 - 241,3) - 308(0,41 - 0,93)] + \frac{1352}{\left(\frac{263}{308 - 263}\right)} = 20,2 \text{ [kW]}$$

L'exergia distrutta nell'intero sistema (pari a $\dot{EX}_{dis}=213,0$ [kW]) risulta pari a quella calcolata col Teorema di Gouy-Stodola:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} = 308,15 \cdot 0,696 = 214,5 \quad [\text{kW}]$$

con le solite differenze dovute agli arrotondamenti.

L'efficienza exergetica, che corrisponde anche al rendimento di 2° principio, è data da:

$$\varepsilon_{ex,f} = \xi_f = \frac{\frac{|\dot{Q}_{EV}|}{T_B}}{\frac{|\dot{L}_C|}{T_0 - T_B}} = \frac{\frac{1352}{268}}{\frac{308 - 268}{416}} = 0,48$$

Discussione

Contrariamente a quello che accade nel ciclo diretto, dove la combustione concentra la maggior parte dell'exergia distrutta, nel ciclo inverso l'exergia distrutta è distribuita tra i 4 componenti principali.

18.6.2 POMPE DI CALORE

Nel sistema del **caso a)** di **Figura 18.17** è manifestamente:

$$EX_{Q0} = |Q_0| \left(1 - \frac{T_0}{T_0} \right) = 0 \quad [\text{J}] \quad (18.109)$$

Per il cui il bilancio exergetico si scrive:

$$|L| = EX_{Qc} + EX_{dis} = |Q_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) + EX_{dis} \quad [\text{J}] \quad (18.110)$$

In termini di potenza:

$$|\dot{L}| = |\dot{Q}_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) + \dot{EX}_{dis} \quad [\text{W}] \quad (18.111)$$

che equivale a:

$$|\dot{L}| = |\dot{L}_{rev}| + \dot{EX}_{dis} \quad [\text{W}] \quad (18.112)$$

Se il processo è reversibile:

$$|\dot{L}| = |\dot{L}_{\text{rev}}| = \dot{EX}_{Q_c} \quad [\text{W}] \quad (18.113)$$

Dal paragrafo 7.4.2 ci si ricorda che:

$$\text{COP}_p = \frac{|\dot{Q}_c|}{|\dot{L}|} \quad (18.114)$$

e che, se il processo è reversibile, risulta:

$$\text{COP}_{p,\text{rev}} = \frac{T_c}{T_c - T_0} \quad (18.115)$$

Il COP può variare da 1 fino a ∞ , è molto utilizzato e può essere interessante per certi calcoli, ma è certamente inadeguato per caratterizzare il grado di bontà termodinamica dl processo. Per questo risulta invece molto proficuo il rendimento exergetico, che vale:

$$\varepsilon_{\text{ex},p} = \frac{\dot{EX}_{Q_c}}{|\dot{L}|} = \frac{|\dot{Q}_c| \left(1 - \frac{T_c}{T_0} \right)}{|\dot{L}|} = \frac{\text{COP}_{p,\text{rev}}}{\text{COP}_p} \quad (18.116)$$

che si può scrivere anche come:

$$\varepsilon_{\text{ex},p} = \frac{|\dot{Q}_c| \left(\frac{T_0}{T_f} - 1 \right)}{|\dot{L}|} = \frac{|\dot{L}_{\text{rev}}|}{|\dot{L}|} \quad (18.117)$$

che, a pari (Q_c), si identifica con il COP di 2° principio, già introdotto con l'eq. 10.31.

Esempio 18.18

Una pompa di calore acqua-acqua ad ammoniaca (NH_3 , R717) deve alimentare, con una potenza termica resa di 10 MW, un processo industriale sottraendo calore ad acqua di fiume.

L'acqua del processo industriale abbia le seguenti temperature: $T_{\text{acqua, mandata}} = 54^\circ\text{C}$, $T_{\text{acqua, ritorno}} = 40^\circ\text{C}$.

L'acqua del fiume abbia una temperatura costante, che sia anche la temperatura dell'ambiente esterno, pari a $T_{\text{fiume}} = T_0 = 10^\circ\text{C}$.

Gli scambiatori della pompa di calore lavorano con un $\Delta T_{\text{min}} = 4^\circ\text{C}$.

Il compressore di ammoniaca abbia un rendimento isentropico pari a $\eta_{is,NH_3}=0,85$. Si adotti un ciclo con vapore saturo secco all'aspirazione del compressore e senza sottoraffreddamento all'uscita dal condensatore.

Per il calore specifico dell'acqua si adotti il valore $c_{acqua}=4,186 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Nelle ipotesi usuali, si calcolino:

- il COP della pompa di calore,
- la potenza meccanica assorbita dal compressore,
- la portata di fluido refrigerante,
- la portata d'acqua dell'impianto di processo,
- l'exergia distrutta,
- il rendimento exergetico della pompa di calore.

Analisi

Il ciclo in esame è rappresentato dalla **Figura 18.18** (già vista come **Figura 10.9**) e dalla **Figura 18.19** (già vista come **Figura 10.20**)

Dapprima si determinano le proprietà del sistema nei punti significativi del ciclo (utilizzando le Tabelle in appendice al testo) e poi si eseguono i bilanci di energia e di exergia necessari a risolvere il problema.

Nel calcolo delle proprietà l'entalpia in uscita dal compressore (h_2) si calcola, con l'eq. 8.20, partendo dall'entalpia della compressione isentropica (h_{2s}) considerando il rendimento isentropico, attraverso la:

$$\eta_{is,C} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)}$$

Nel dettaglio, si parte dal COP della pompa di calore per ottenere poi la potenza meccanica assorbita dal compressore:

$$\text{COP}_p = \frac{|\dot{Q}_{CO}|}{|\dot{L}|} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad [\text{W}]$$

$$|\dot{L}_C| = \frac{|\dot{Q}_{CO}|}{\text{COP}_p} \quad [\text{W}]$$

La portata di refrigerante vale:

$$\dot{m}_{\text{refr}} = \frac{|\dot{Q}_{CO}|}{(h_2 - h_3)} \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

mentre la portata d'acqua dell'impianto di teleriscaldamento vale:

$$\dot{m}_{\text{acqua,telerisc}} = \frac{|\dot{Q}_{CO}|}{c_{\text{acqua}}(\Delta T_{\text{acqua}})} \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Per calcolare l'exergia distrutta si parte dal bilancio di exergia eseguito sulla pompa di calore considerata come un sistema chiuso (cfr. Figura 10.#)

$$|\dot{L}_C| = |\dot{Q}_{CO}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{acqua,CO}}} \right) + \dot{EX}_{\text{dis,C}} \quad [\text{W}]$$

Mentre l'efficienza exergetica si calcola tenendo conto che il "prodotto" è l'exergia associata al calore ceduto al condensatore, mentre il "fuel" è il lavoro meccanico assorbito dal compressore:

$$\varepsilon_{\text{ex,p}} = \frac{|\dot{Q}_{CO}| \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{acqua,CO}}} \right)}{|\dot{L}_C|}$$

Soluzione

$$T_0 = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}, p_0 = 101,325 \text{ [kPa]}$$

$$T_{CO} = 58 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{EV} = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_1 = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_1 = 534 \text{ [kPa]}$$

$$h_1 = 1611,5 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_1 = 6,016 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$T_2 = 123 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_2 = 2490 \text{ [kPa]}$$

$$h_{2s} = 1845 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_{2s} = 6,016 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$T_3 = 58 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_3 = 2490 \text{ [kPa]}$$

$$h_3 = 624,7 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$s_3 = 2,393 \text{ [kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}\text{]}$$

$$T_4 = 6 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$p_4 = 534 \text{ [kPa]}$$

$$h_4 = 624,7 \text{ [kJ kg}^{-1}\text{]}$$

$$\dot{Q}_{CO} = 10000 \text{ [kW]} \quad [\text{kW}]$$

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2s} - h_1)}{\eta_{\text{is,C}}} = 1886,2 \quad [\text{kJ kg}^{-1}]$$

$$\text{COP}_p = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} = \frac{1886,2 - 624,7}{1886,2 - 1611,5} = 5,23$$

$$|\dot{L}_C| = \frac{|\dot{Q}_{CO}|}{\text{COP}_p} = \frac{10000}{5,23} = 1913 \quad [\text{kW}]$$

$$\dot{m}_{\text{refr}} = \frac{10000}{(1845 - 624,7)} = 8,19 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_{\text{acqua,CO}} = \frac{10000}{4,186(54 - 34)} = 119,45 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

Per il calcolo dell'exergia distrutta e dell'efficienza exergetica si usa la temperatura media dell'acqua dell'impianto industriale:

$$\bar{T}_{\text{acqua,CO}} = \frac{54 - 34}{\ln \frac{327}{307}} = 317,04 \quad [\text{K}]$$

$$\dot{EX}_{\text{dis,C}} = 1913 - 1000 \left(1 - \frac{283}{317} \right) = 844,4 \quad [\text{kW}]$$

$$\epsilon_{\text{ex,p}} = \xi_p = \frac{10000 \left(1 - \frac{283}{317} \right)}{1913} = 0,559$$

18.6.2.1 MACCHINA FRIGORIFERA E POMPA DI CALORE ACCOPPIATE

Si consideri ora il **caso c)** di **Figura 18.17** in cui ($T_c > T_0$) e ($T_f < T_0$).

È questo il caso in cui si sfruttano due effetti utili: uno come frigorifero con l'estrazione di calore dal SET a (T_f) e uno come pompa di calore con la fornitura di calore al SET a (T_c).

Il bilancio exergetico di tale processo è:

$$L = EX_{Q_f} + EX_{Q_c} + EX_{\text{dis}} \quad (18.118)$$

$$|L| = \frac{|Q_f|}{\left(\frac{T_0}{T_f} - 1 \right)} + |Q_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) + EX_{\text{dis}} \quad (18.119)$$

Si osservi che l'exergia associata al calore (Q_f) sottratto all'evaporatore al SET a (T_f), (EX_{Q_f}), essendo ($T_f < T_0$), ha verso opposto rispetto al calore ed è pertanto uscente dal volume di controllo.

In questo caso vi sono due effetti utili (calore sottratto al serbatoio freddo e calore ceduto al serbatoio caldi, a cui corrispondono due exergie uscenti) e un solo ingresso necessario (energia meccanica entrante, a cui corrisponde una exergia entrante).

Il rendimento exergetico è definito dalla seguente espressione:

$$\epsilon_{\text{ex}} = \frac{\dot{EX}_{Q_f} + \dot{EX}_{Q_c}}{|\dot{L}|} = \frac{\left(\frac{|Q_f|}{\left(\frac{T_0}{T_f} - 1 \right)} + |Q_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) \right)}{|\dot{L}|} \quad (18.120)$$

In questo caso i COP non hanno più significato. L'analisi exergetica è l'unica in grado di fornire una valutazione globale del processo termodinamico completo.

18.6.2.2 POMPA DI CALORE CON $T_c > T_f > T_0$

È questo il caso di una pompa di calore che operi fra due SET entrambi a temperatura superiore a (T_0) (**caso d**) di **Figura 18.17**.

Il bilancio exergetico di tale processo ciclico è:

$$L + EX_{Qf} = EX_{Qc} + EX_{dis} \quad [J] \quad (18.121)$$

$$|L| + |Q_f| \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right) = |Q_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right) + EX_{dis} \quad [J] \quad (18.122)$$

Si osserva che l'exergia associata al calore (EX_{Qr}), essendo ($T_r > T_0$), ha lo stesso verso del calore ed è pertanto entrante nel volume di controllo, a differenza del caso precedente.

In questo caso vi è un solo effetto utile (calore ceduto al serbatoio caldo, a cui corrisponde una exergia uscente dal volume di controllo) e due ingressi (energia meccanica assorbita dal compressore e calore assorbito dal serbatoio freddo, che ha una temperatura superiore a quella dell'ambiente, a cui corrispondono due exergie entranti).

Il rendimento exergetico è definito dalla seguente espressione:

$$\varepsilon_{ex} = \frac{\dot{EX}_{Qc}}{|\dot{L}| + \dot{EX}_{Qf}} = \frac{|Q_c| \left(1 - \frac{T_0}{T_c} \right)}{|\dot{L}| + |Q_f| \left(1 - \frac{T_0}{T_f} \right)} \quad (18.123)$$

Questi casi possono essere trattati utilizzando l'exergia fisica dei fluidi che evolvono negli scambiatori, anziché l'exergia associata al calore scambiato.

Esempio 18.19

Una macchina a ciclo inverso è utilizzata, sfruttando sia la potenza termica ceduta al condensatore che quella assorbita all'evaporatore, per raffreddare una salamoia ($c_{salamoia} = 3,0 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) da -5°C a -10°C e, contemporaneamente, per riscaldare una portata di acqua pari a 5 kg s^{-1} ($c_{acqua} = 4,186 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) da 40°C a 50°C .

Assumendo un rendimento exergetico pari a $\varepsilon_{ex} = 0,45$ e $T_0 = 293 \text{ K}$, calcolare:

- la potenza termica fornita all'acqua,
- la potenza termica sottratta alla salamoia,
- la portata di salamoia,
- la potenza meccanica da fornire al compressore,
- la potenza exergetica distrutta.

Analisi

Combinando analisi energetica e l'espressione dell'efficienza exergetica si ottiene il seguente sistema:

$$|\dot{Q}_c| = \dot{m}_{\text{acqua}} \cdot c_{\text{acqua}} (T_{u,\text{acqua}} - T_{e,\text{acqua}}) \quad [\text{W}]$$

$$|\dot{Q}_f| + |\dot{L}| = |\dot{Q}_c| \quad [\text{W}]$$

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{|\dot{Q}_c| \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_c} \right) + \left(\frac{|\dot{Q}_f|}{\bar{T}_f} \right) (T_0 - \bar{T}_f)}{|\dot{L}|}$$

Si tratta di un sistema di 3 equazioni nelle 3 incognite $|\dot{Q}_c|$, $|\dot{Q}_f|$ e $|\dot{L}|$, in cui le temperature medie dei fluidi termovettori, $|\bar{T}_c|$ e $|\bar{T}_f|$, essendo vicine tra loro possono essere calcolate come media aritmetica:

$$|\bar{T}_c| = \frac{T_{ec} + T_{uc}}{2} \quad [\text{K}]$$

$$|\bar{T}_f| = \frac{T_{uf} + T_{ef}}{2} \quad [\text{K}]$$

A questo punto la portata di salamoia si calcola con la:

$$\dot{m}_{\text{salamoia}} = \frac{|\dot{Q}_f|}{c_{\text{salamoia}} (T_{ef} - T_{uf})} \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

e l'exergia distrutta con l'equazione di bilancio dell'exergia:

$$|\dot{L}| = |\dot{Q}_c| \left(1 - \frac{T_0}{\bar{T}_c} \right) - \left(\frac{|\dot{Q}_f|}{\bar{T}_f} \right) (T_0 - \bar{T}_f) + \dot{E}X_{\text{dis}} \quad [\text{W}]$$

Soluzione

Le temperature medie dei fluidi termovettori sono:

$$|\bar{T}_c| = \frac{313 + 323}{2} = 318 \quad [\text{K}]$$

$$|\bar{T}_f| = \frac{263,15 + 268,15}{2} = 265,65 \quad [\text{K}]$$

Risolvendo il sistema di 3 equazioni in 3 incognite si ottiene:

$$|\dot{Q}_c| = 5 \cdot 4,186(50 - 40) = 209,3 \quad [\text{kW}]$$

$$|\dot{L}| = 68,9 \quad [\text{kW}]$$

$$|\dot{Q}_f| = 140,4 \quad [\text{kW}]$$

La portata di salamoia vale:

$$\dot{m}_{\text{salamoia}} = \frac{104,4}{3,0(-5 + 10)} = 9,36 \quad [\text{kg s}^{-1}]$$

e l'exergia distrutta:

$$\dot{EX}_{\text{dis}} = 68,9 - 209,3 \left(1 - \frac{293}{318} \right) - \frac{140,4}{\left(\frac{265,65}{283 - 265,65} \right)} = 37,89 \quad [\text{kW}]$$

18.6.3 MEZZI DI TRASPORTO

Tra i numeri mezzi di trasporto quello che, percentualmente, è responsabile della maggior quota di consumi energetici è di sicuro l'automobile.

Può essere pertanto utile confrontare in termini exergetici le diverse tecnologie attualmente a disposizione del parco automobilistico.

L'energia meccanica necessaria a muovere un autoveicolo serve a contrastare l'attrito volvente delle ruote e la resistenza aerodinamica dell'aria all'avanzamento.

Queste forze resistenti possono essere modellate usando due coefficienti, peculiari di ciascun veicolo, in questo modo¹³:

$$F = F_{\text{attr}} + F_{\text{aerodin}} = C_{\text{attr}} mg + \frac{1}{2} C_{\text{aerodin}} \rho A w^2 \quad [\text{N}] \quad (18.124)$$

dove:

C_{attr} è il coefficiente di attrito volvente peculiare dello specifico veicolo;

C_{aerodin} è il coefficiente di resistenza aerodinamica peculiare dello specifico veicolo;

m è la massa del veicolo [kg]

g è l'accelerazione di gravità [m s^{-2}]

A è l'area frontale del veicolo [m^2]

ρ è la densità dell'aria [kg m^{-3}]

w è la velocità del veicolo [m s^{-1}]

13 Cfr. Michaelides E., *Exergy Analysis*, (in Bibliografia).

Il (C_{attr}) dipende dalla pavimentazione stradale e dal tipo di pneumatico adottato, mentre ($C_{aerodin}$) è una funzione dell'aerodinamica del veicolo in movimento e del numero di Reynolds.

Poiché si tratta di forze resistenti che, per muoversi, il veicolo deve superare a spese dell'energia fornita dal motore, tutta l'energia consumata viene dissipata in ambiente e può essere considerata come exergia distrutta:

$$\dot{EX}_{dis} = T_0 \dot{S}_{gen} = w \left(C_{attr} m g + C_{aerodin} \rho A w^2 \right) \quad [W] \quad (18.125)$$

Il motore dell'automobile deve poi essere in grado di soddisfare altri fabbisogni di energia necessari a consentire le accelerazioni del veicolo (energia dissipata quando il veicolo si ferma), agli strumenti di bordo e all'illuminazione, nonché alla climatizzazione dell'abitacolo.

Nell'esempio che segue, in cui verranno confrontate diverse tecnologie attualmente disponibile per motorizzare le autovetture, si assumerà un fabbisogno energetico del veicolo pari a (15 kWh/100 km).

Esempio 18.20

Si vogliono confrontare le prestazioni exergetiche di un veicolo il cui fabbisogno energetico è pari a (15 kWh/100 km) quando sia equipaggiato con una delle seguenti motorizzazioni:

ICV Internal Combustion Vehicle, veicolo con motore a combustione interna,
 HEV Hybrid Electric Vehicle, veicolo elettrico con motore elettrico azionato da motore a combustione interna,
 PEV Plug-in Electric Vehicle, veicolo elettrico alimentato con batteria ricaricabile,
 FCV Fuel Cell Vehicle, veicolo azionato da cella a combustibile.

Analisi

Per ciascuna delle 4 opzioni si valuterà il fabbisogno exergetico necessario a soddisfare il consumo, tenendo conto di valori medi delle efficienze associate a ciascun processo necessario, per ciascuna delle 4 opzioni, a produrre l'energia utile richiesta.

Si utilizzeranno i rendimenti di 1° principio per pervenire al consumo di energia primaria del veicolo, corrispondente anche al consumo di exergia.

Per il veicolo (ICV) il fabbisogno energetico è soddisfatto da un motore alternativo ad accensione comandata. L'energia primaria necessaria ad eseguire il compito è data dal fabbisogno diviso per il rendimento di 1° principio del motore a combustione interna:

$$\eta_{ICV} = \eta_{IC}$$

dove:

η_{IC} è il rendimento del motore a combustione interna (25-30%, cfr. **Paragrafo 9.3.3**),

Per il veicolo ibrido (HEV) si può ipotizzare un rendimento di 1° principio complessivo pari al 40-45%.

Per il veicolo elettrico a batteria (PEV) si può ipotizzare che il rendimento di 1° principio possa essere calcolato come segue:

$$\eta_{PEV} = \eta_{EL} \eta_{tr} \eta_{BATT} \eta_{MOT}$$

dove:

η_{MOT} è il rendimento del motore elettrico (90-95%),

η_{BATT} è l'efficienza del ciclo di carica/scarica della batteria elettrica (80-90%),

η_{tr} è il rendimento del sistema di trasmissione e distribuzione dell'energia elettrica (90-95%),

η_{EL} è il rendimento di conversione in una centrale termoelettrica a ciclo combinato (50%).

Per il veicolo a celle a combustibile si può ipotizzare che il rendimento di 1° principio possa essere calcolato con la:

$$\eta_{FCV} = \eta_{EL} \eta_{FC} \eta_{MOT}$$

dove:

η_{FC} è il rendimento elettrico delle celle a combustibile, già discusso al **Paragrafo 18.6.2** (50-60%),

η_{MOT} è il rendimento del motore elettrico (90-95%),

η_{EL} è il rendimento di conversione in una centrale termoelettrica a ciclo combinato (50%).

Soluzione

Utilizzando i valori medi tra quelli dati come intervallo, si ottengono i seguenti risultati:

Veicolo	Rendimento complessivo	Consumo di energia primaria
ICV	$\eta_{ICV} = 27,5\%$	54,5 [kWh]
HEV	$\eta_{HEV} = 42,5\%$	35,3 [kWh]
PEV	$\eta_{PEV} = 36,4\%$	41,2 [kWh]
FCV	$\eta_{FCV} = 25,4\%$	59,1 [kWh]

Discussione

Questi risultati, ottenuti considerando una produzione elettrica da centrali termoelettriche a ciclo combinato, danno come veicolo più efficiente quello dotato di motorizzazione ibrida.

È chiaro che ove la produzione elettrica fosse di origine rinnovabile (PV, eolico) il veicolo elettrico a batteria sarebbe di certo quello con le migliori prestazioni, seguito dal veicolo a celle a combustibile.

18.7 CONFRONTO FRA SISTEMI TRADIZIONALI/COGENERAZIONE/ POMPE DI CALORE¹⁴

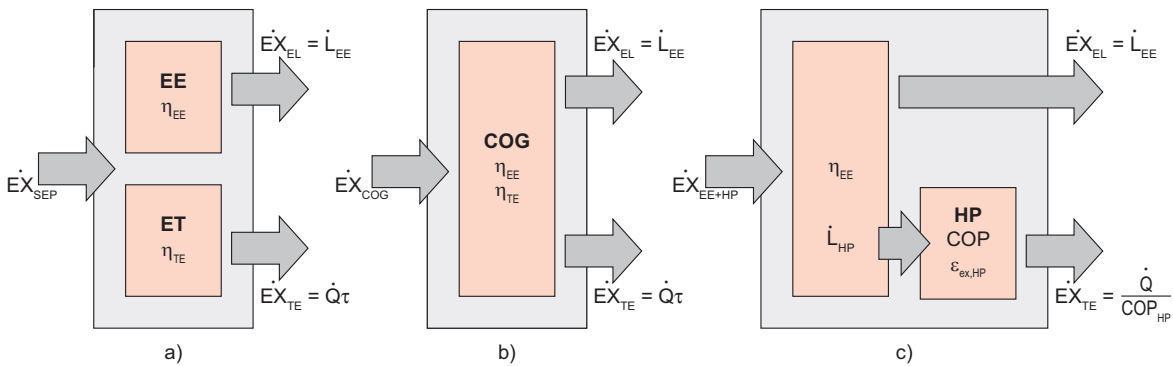
Si vogliono confrontare tre possibili opzioni di produzione contestuale di energia elettrica ed energia termica, per valutare quale sia più conveniente dal punto di vista energetico ed exergetico.

Le tre opzioni sul tappeto sono:

- produzioni separate (SEP): energia elettrica assorbita dalla rete ed energia termica prodotta con caldaia a combustibili fossili (Schema a) in **Figura 18.20**);
- cogenerazione (COG): energia elettrica ed energia termica prodotte da un sistema di cogenerazione alimentato con combustibile fossile (Schema b) in **Figura 18.20**);
- sistema elettrico con pompa di calore: energia elettrica assorbita dalla rete ed energia termica prodotta con pompa di calore alimentata con energia elettrica da rete (Schema c) in **Figura 18.20**).

Figura 18.20

Schema
delle tre opzioni
da confrontare.



Nei tre casi l'energia in ingresso (sia essa energia elettrica o un combustibile fossile) è considerata pura exergia (nel caso del combustibile fossile approssimata attraverso l'uso del potere calorifico, (PC_{inf})).

Si definiscono dapprima le grandezze comuni alle tre opzioni:

\dot{L}_{EE} è la potenza elettrica richiesta dall'utente finale [kW];

\dot{Q} è la potenza termica richiesta dall'utente finale [kW];

$\dot{E}X_{EE} = \dot{L}_{EE}$ è l'exergia associata alla potenza elettrica richiesta dall'utente finale, [kW];

$\dot{E}X_{TE} = \dot{Q}\tau$ è l'exergia associata alla potenza termica richiesta dall'utente finale, [kW];

τ è il fattore di Carnot che permette di convertire la potenza termica in exergia associata ad essa.

E poi si definiscono dapprima i parametri di merito relativi alle 3 opzioni.

¹⁴ Cfr Galliani A., Pedrocchi E., *Analisi exergetica*, (in Bibliografia).

a) Caso di produzioni separate (SEP)

L'efficienza exergetica di questa opzione è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex,SEP}} = \frac{\dot{E}X_{\text{EE}} + \dot{E}X_{\text{ET}}}{\dot{E}X_{\text{SEP}}} = \frac{\dot{L}_{\text{EE}} + \dot{Q}\tau}{\frac{\dot{L}_{\text{EE}}}{\eta_{\text{EE}}} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{\text{TE}}}} \quad (18.126)$$

dove:

η_{EE} è il rendimento di 1° principio della produzione (separata) di energia elettrica;

η_{TE} è il rendimento di 1° principio della produzione (separata) di energia termica (da combustibile il cui (PC) è considerato exergia pura).

b) Cogenerazione (COG)

L'efficienza exergetica di questa opzione è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex,COG}} = \frac{\dot{E}X_{\text{EE}} + \dot{E}X_{\text{ET}}}{\dot{E}X_{\text{COG}}} = \frac{\dot{L}_{\text{EE}} + \dot{Q}\tau}{\dot{m}_{\text{comb}} \text{PC}_{\text{comb}}} \quad (18.127)$$

dove:

\dot{m}_{comb} è la portata massica di combustibile utilizzato dal cogeneratore, $[\text{kg s}^{-1}]$;

PC_{comb} è il potere calorifico del combustibile usato dal cogeneratore, $[\text{kJ kg}^{-1}]$.

c) Sistema tutto elettrico con pompa di calore (EE+HP)

L'efficienza exergetica di questa opzione è data da:

$$\varepsilon_{\text{ex,EE+HP}} = \frac{\dot{E}X_{\text{EE}} + \dot{E}X_{\text{ET}}}{\dot{E}X_{\text{EE+HP}}} = \frac{\dot{L}_{\text{EE}} + \dot{Q}\tau}{\frac{\dot{L}_{\text{EE}}}{\eta_{\text{EE}}} + \frac{\dot{L}_{\text{HP}}}{\eta_{\text{EE}}}} \quad (18.128)$$

dove:

\dot{L}_{HP} è la potenza elettrica richiesta dalla pompa di calore per fornire all'utente finale il calore richiesto, $[\text{kW}]$.

Poiché l'efficienza exergetica di una pompa di calore può essere espressa come:

$$\varepsilon_{\text{ex,HP}} = \frac{\dot{E}X_{\text{P}}}{\dot{E}X_{\text{F}}} = \frac{\dot{Q} \cdot \tau}{\frac{\dot{Q}}{\text{COP}_{\text{HP}}}} = \text{COP}_{\text{HP}} \cdot \tau \quad (18.129)$$

cioè:

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\varepsilon_{\text{ex,HP}}}{\tau} \quad (18.130)$$

e vale la:

$$\frac{\dot{L}_{HP}}{\eta_{EE}} = \frac{\dot{Q}}{COP_{HP} \eta_{EE}} \quad (18.131)$$

allora l'espressione della efficienza exergetica della opzione c) può essere così manipolata:

$$\varepsilon_{ex,EE+HP} = \frac{\dot{E}X_{EE} + \dot{E}X_{ET}}{\dot{E}X_{EE+HP}} = \frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{L}_{HP}}{\eta_{EE}}}{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{COP_{HP} \eta_{EE}}} = \frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}\tau}{\varepsilon_{ex,HP} \eta_{EE}}}{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{COP_{HP} \eta_{EE}}} \quad (18.132)$$

Se si esaminano le espressioni delle efficienze exergetiche nei tre casi in esame, si vede che, a parità di prodotto, l'efficienza exergetica è più grande se è minore il denominatore, cioè il “fuel” del processo. In altre parole, l'energia primaria di alimento del processo.

Quindi l'analisi exergetica porta a confrontare, a parità di effetto utile per le tre opzioni, il consumo di energia primaria attinente a ciascuna opzione.

1) Confronto tra caso a) SEP e caso b) COG

L'opzione b) COG è migliore della opzione a) SEP se:

$$\varepsilon_{ex,COG} > \varepsilon_{ex,SEP} \quad (18.133)$$

cioè se:

$$\frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\dot{m}_{comb} PC_{comb}}}{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{TE}}}} > \frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE}}}{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{TE}}}} \quad (18.134)$$

o anche se:

$$\dot{m}_{comb} PC_{comb} < \frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{TE}} \quad (18.135)$$

Se ora si riprende il parametro IRE (Indice di Risparmio Energetico) definito con la (eq.18.90) al **Paragrafo 18.5.2**:

$$IRE = \frac{E_s - E_{cogen}}{E_s} = 1 - \frac{E_{cogen}}{E_{Es} + E_{Ts}} = 1 - \frac{E_{cogen}}{\frac{E_E}{\eta_{Es}} + \frac{E_T}{\eta_{Ts}}} \quad (18.90)$$

si vede che:

$$E_{cogen} \quad \text{di (18.90)} \quad \text{corrisponde a} \quad \dot{m}_{comb} PC_{comb} \quad \text{di (18.135)}$$

e che:

$$\frac{E_E}{\eta_{Es}} + \frac{E_T}{\eta_{Ts}} \quad \text{di (18.90)} \quad \text{corrisponde a} \quad \frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{TE}} \quad \text{di (18.135)}$$

Per cui risulta che:

- il sistema di COGenerazione è preferibile se (IRE>0)
- il sistema SEParato è preferibile se (IRE<0)
- i due sistemi sono equivalenti se (IRE=0)

2) Confronto tra caso a) SEP e caso c) EE+HP

L'opzione c) EE+HP è migliore della opzione a) SEP se:

$$\varepsilon_{ex,EE+HP} > \varepsilon_{ex,SEP} \quad (18.136)$$

cioè se:

$$\frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\dot{L}_{EE} + \frac{\dot{Q}\tau}{\varepsilon_{HP}\eta_{EE}}}}{\eta_{EE}} > \frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\dot{L}_{EE} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{EE}}\tau}}{\eta_{EE}} \quad (18.137)$$

e se:

$$\frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{\eta_{TE}} \frac{\tau}{\tau} > \frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}\tau}{\varepsilon_{ex,HP}\eta_{TE}} \quad (18.138)$$

che è come dire:

$$\eta_{TE} \cdot \tau < \varepsilon_{ex,HP} \cdot \eta_{EE} \quad (18.139)$$

ovvero:

$$\varepsilon_{ex,HP} > \frac{\eta_{TE} \cdot \tau}{\eta_{EE}} \quad (18.140)$$

Il fatto che l'opzione con pompa di calore possa essere migliore dell'opzione con sorgenti separate non dipende dai carichi elettrici o termici, ma dalle efficienze di conversione e dal fattore di Carnot.

Nell'Esempio 18.19 questo caso è trattato assegnando valori numerici plausibili ai vari parametri in gioco.

3) Confronto tra caso b) COG e caso c) EE+HP

L'opzione c) EE+HP è migliore della opzione b) COG se:

$$\varepsilon_{ex,EE+HP} > \varepsilon_{ex,COG} \quad (18.141)$$

cioè se:

$$\frac{\frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\eta_{EE} + \frac{\dot{Q}\tau}{\varepsilon_{HP}\eta_{EE}}}}{\dot{m}_{comb}PC_{comb}} > \frac{\dot{L}_{EE} + \dot{Q}\tau}{\dot{m}_{comb}PC_{comb}} \quad (18.142)$$

il che è come dire:

$$\dot{m}_{comb}PC_{comb} > \frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}\tau}{\varepsilon_{HP}\eta_{EE}} = \frac{\dot{L}_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{\dot{Q}}{COP_{HP}\eta_{EE}} \quad (18.143)$$

Esempio 18.21

Si confronti il caso c) EE+HP con il caso a) SEP e si calcoli quale è il minimo COP della pompa di calore che ne determina la convenienza quando i rendimenti di 1° principio per la conversione di energia elettrica sia pari a $\eta_{EE}=0,5$ e il rendimento di 1° principio della caldaia sia $\eta_{ET}=0,9$.

Si calcolino anche i valori massimi di temperatura della pompa di calore che ne determinano la convenienza quando l'efficienza exergetica della pompa di calore stessa valga $\varepsilon_{ex,HP}=0,55$ e $\varepsilon_{ex,HP}=0,40$, per $T_0=0^\circ\text{C}$.

Analisi

Si è visto con la eq. 18.140 che:

$$\varepsilon_{ex,HP} > \frac{\eta_{TE} \cdot \tau}{\eta_{EE}}$$

Poiché, per la eq. 18.130, è anche:

$$\varepsilon_{ex,HP} = COP_{HP} \cdot \tau$$

Risulta che la pompa di calore è preferibile alla generazione separata se:

$$COP_{HP} > \frac{\eta_{TE}}{\eta_{EE}}$$

Quanto alla massima temperatura che può essere raggiunta dalla pompa di calore, essa può essere legata al fattore di Carnot, partendo dalla eq. 18.140, in questo modo:

$$\tau_{max} = 1 - \frac{T_0}{T_{max}} = \varepsilon_{ex,HP} \frac{\eta_{EE}}{\eta_{TE}}$$

Soluzione

Se:

$$\eta_{EE} = 0,5$$

$$\eta_{TE} = 0,9$$

allora:

$$\text{COP}_{\text{HP}} > \frac{0,9}{0,5} = 1,8$$

Se poi è:

$$\varepsilon_{\text{ex,HP}} = 0,55$$

$$\tau_{\text{max}} = 0,55 \frac{0,5}{0,9} = 0,306$$

$$T_{\text{max}} = \frac{273}{1 - 0,306} = 393 \quad [\text{K}]$$

In queste condizioni, la pompa di calore ha prestazioni migliori dei sistemi separati se la sua temperatura massima non supera i 120 °C.

Se, invece:

$$\varepsilon_{\text{ex,HP}} = 0,40$$

$$\tau_{\text{max}} = 0,40 \frac{0,5}{0,9} = 0,222$$

$$T_{\text{max}} = \frac{273}{1 - 0,222} = 351 \quad [\text{K}]$$

In queste condizioni, la pompa di calore ha prestazioni migliori dei sistemi separati se non raggiunge temperature superiori a 78 °C.

Discussione

Siccome le pompe di calore disponibili in commercio hanno efficienze tipicamente superiori a $\text{COP}=1,8$ nel campo di temperature normalmente utilizzate per il riscaldamento ambientale si può dire che per tali applicazioni la pompa di calore è una valida alternativa ai sistemi separati.

Esempio 18.22

Confrontare le tre opzioni di generazioni di energia elettrica e termica esaminate precedentemente nel caso di un impianto industriale il cui fabbisogno annuale di energia termica ed elettrica, necessarie in contemporanea, sia pari a:

$$L_{EE} = 9 \text{ [GWh]}$$

$$Q_{ET} = 11,5 \text{ [GWh]} \text{ di acqua calda da portare da } 40^\circ\text{C a } 60^\circ\text{C}$$

con una temperatura dell'ambiente esterno, $T_0 = 10^\circ\text{C}$.

Per le prestazioni dei sistemi si adottino i seguenti parametri:

$$\eta_{EE} = 0,40$$

$$\eta_{ET} = 0,85$$

$$\eta_{COG} = 0,80$$

$$\varepsilon_{ex,HP} = 0,35$$

Analisi

Il confronto si può condurre valutando il "fuel" di exergia, cioè l'energia primaria, necessaria con i tre sistemi per realizzare il "prodotto" desiderato.

Per il caso a) SEP, il "fuel" è dato dal denominatore dell'eq. 18.126:

$$EX_{SEP} = E_{SEP,prim} = \frac{L_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{Q}{\eta_{TE}} \quad [W]$$

$$\varepsilon_{ex,SEP} = \frac{EX_{EE} + EX_{ET}}{EX_{SEP}} = \frac{L_{EE} + Q\tau}{\frac{L_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{Q}{\eta_{TE}}}$$

Per il caso b) COG, il "fuel" è dato dal denominatore dell'eq. 18.127:

$$EX_{COG} = E_{COG,prim} = m_{comb} PC_{comb} = \frac{L_{EE} + Q_{ET}}{\eta_{COG}} \quad [W]$$

$$\varepsilon_{ex,COG} = \frac{EX_{EE} + EX_{ET}}{EX_{COG}} = \frac{L_{EE} + Q_{ET}\tau}{m_{comb} PC_{comb}}$$

Per il caso c) EE+HP, il "fuel" è dato dal denominatore dell'eq. 18.132:

$$EX_{EE+HP} = E_{EE+HP,prim} = \frac{L_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{Q\tau}{\varepsilon_{ex,HP}\eta_{EE}} \quad [W]$$

$$\varepsilon_{ex,EE+HP} = \frac{EX_{EE} + EX_{ET}}{EX_{EE+HP}} = \frac{L_{EE} + Q\tau}{\frac{L_{EE}}{\eta_{EE}} + \frac{Q\tau}{\varepsilon_{ex,HP}\eta_{EE}}}$$

Soluzione:

Per il caso a) SEP:

$$EX_{SEP} = E_{SEP,prim} = \frac{9}{0,4} + \frac{11,5}{0,85} = 36,03 \quad [GWh]$$

$$\epsilon_{\text{ex,SEP}} = \frac{EX_{\text{EE}} + EX_{\text{ET}}}{EX_{\text{SEP}}} = \frac{9 + 11,5 \left(1 - \frac{283}{323} \right)}{36,03} = 0,29$$

Per il caso b) COG:

$$EX_{\text{COG}} = E_{\text{COG,prim}} = m_{\text{comb}} PC_{\text{comb}} = \frac{9 + 11,5}{0,8} = 25,63 \quad [\text{GWh}]$$

$$\epsilon_{\text{ex,COG}} = \frac{EX_{\text{EE}} + EX_{\text{ET}}}{EX_{\text{COG}}} = \frac{9 + 11,5 \left(1 - \frac{283}{323} \right)}{25,63} = 0,41$$

Per il caso c) EE+HP:

$$EX_{\text{EE+HP}} = E_{\text{EE+HP,prim}} = \frac{9}{0,4} + \frac{11,5 \left(1 - \frac{283}{323} \right)}{0,35 \cdot 0,4} = 32,67 \quad [\text{GWh}]$$

$$\epsilon_{\text{ex,EE+HP}} = \frac{EX_{\text{EE}} + EX_{\text{ET}}}{EX_{\text{EE+HP}}} = \frac{11,5 \left(1 - \frac{283}{323} \right)}{32,67} = 0,32$$

Discussione

Nelle condizioni date, il sistema b) COG è da preferire.

Il confronto tra i casi a) e b) poteva essere fatto anche utilizzando il parametro IRE (eq. 18.190):

$$\text{IRE} = \frac{E_s - E_{\text{cogen}}}{E_s} = \frac{36,03 - 25,63}{36,03} = 0,29$$

il quale, fornendo un risultato $\text{IRE} > 0$, dave il sistema cogenerativa da preperire rispetto al sistema a generazione separata.

18.8 SUGGERIMENTI PER MIGLIORARE L'EFFICIENZA EXERGETICA¹⁵

Il messaggio della analisi exergetica è che le inefficienze termodinamiche sono localizzate laddove avviene distruzione di exergia. La cause principali di distruzione di exergia sono state identificate in:

¹⁵ Cfr. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal Design & Optimization*, (in Bibliografia).

- reazioni chimiche;
- scambio di calore;
- miscelazioni;
- attriti, incluse le espansioni libere di gas e liquidi.

Per migliorare l'efficienza dei processi termodinamici i contributi portati da tali cause vanno identificati, in maniera qualitativa ma anche quantitativamente, tenendo conto che in questo tipo di valutazioni non è necessaria una estrema precisione e sono ammesse tutte le semplificazioni che velocizzano le analisi anche se portano a risultati approssimati.

A prescindere dalle loro dimensioni, non è possibile operare alla stessa maniera su tutte le cause di perdita di efficienza per ridurne la consistenza. Una prima operazione risulta pertanto quella di suddividere le cause di irreversibilità tra quelle su cui è possibile operare e quelle su cui operare non è possibile, in modo da concentrare l'attenzione e gli interventi migliorativi solo sulla prima categoria.

Essendo le **reazioni chimiche** una causa molto significativa di distruzione di exergia, è sempre una buona pratica **minimizzare l'uso della combustione**.

Se il ricorso alla combustione è però, per un dato processo, inevitabile non ci si può aspettare la possibilità di ridurre la gran parte delle perdite ad essa connesse.

Espedienti per cercare di ridurre la distruzione di exergia nei processi di combustione sono:

- la massimizzazione dell'uso della cogenerazione,
- la minimizzazione degli eccessi d'aria,
- il preriscaldamento dei reagenti.

Anche lo **scambio termico** è una causa importante di inefficienza, pertanto ogni scambio di calore non necessario o economicamente poco sostenibile va evitato.

- Il primo e fondamentale requisito è quello di evitare scambi termici che attraversino la temperatura dell'ambiente esterno (T_0).
- Se lo scambio termico avviene a ($T > T_0$), più alta è la temperatura dei fluidi, maggiore è la loro qualità, per cui va accuratamente evitato il trasferimento diretto all'ambiente, all'acqua di raffreddamento o a correnti refrigerate.
- Se lo scambio termico avviene a ($T < T_0$), più bassa è la temperatura dei fluidi, maggiore è la loro qualità, per cui va accuratamente evitato il trasferimento diretto all'ambiente o a una corrente calda.
- Più bassa è la temperatura dei fluidi, maggiore è la necessità di evitare grossi salti di temperatura quando si scambia calore.
- L'impiego di fluidi termovettori intermediari è sconsigliato e andrebbero evitati, ove possibile, in quanto introducono una doppia fonte di inefficienza.
- Nel progetto di reti di scambiatori è sempre consigliabile:
 - accoppiare nello scambio termico correnti fluide che abbiano la temperatura finale di una prossima alla iniziale dell'altra;
 - se c'è una significativa differenza nelle capacità termiche orarie ($\dot{m} \cdot c_p$) dei correnti fluide che scambiano calore, valutare sempre la possibilità di suddividere la corrente con la capacità termica oraria più elevata;
 - usare metodi di ottimizzazione delle reti, come il metodo *pinch*.

Le irreversibilità dovute agli **attriti** sono di solito meno importanti di quelle dovute alla combustione e allo scambio di calore. In ogni caso è utile:

- prestare particolare attenzione nella scelta degli stadi di bassa pressione di espansori e turbine perché in questi le perdite termodinamiche hanno un impatto maggiore;
- ridurre al minimo l'uso di valvole di laminazione, sostituendole, ove possibile e sia tecnicamente ed economicamente fattibile, con espansori in grado di recuperare il lavoro di espansione;
- evitare processi che usano potenziali termodinamici troppo elevati (differenze di temperatura, pressione, composizione chimica), minimizzando, in particolare, la miscelazione di correnti fluide caratterizzate da significative differenze di temperatura, pressione o composizione chimica.

Anche se l'obiettivo della progettazione di sistemi termici è, in definitiva, quello di proporre la soluzione più efficace dal punto di vista economico, utilizzando metodi di ottimizzazione come quelli presentati al **Paragrafo** successivo, è sempre utile che il progetto di partenza sul quale si basa l'ottimizzazione economica sia il migliore possibile dal punto di vista della efficienza termodinamica.

18.9 CENNI DI TERMEOCONOMIA

L'analisi exergetica si è dimostrata molto utile per rintracciare e quantificare le inefficienze dei sistemi termodinamici, e per pianificare strategie di riduzione delle irreversibilità dei processi.

Spesso però queste prerogative non sono sufficienti per un progettista o per l'operatore di un sistema i quali devono anche dimostrare la fattibilità economica di certi interventi caratterizzati da innegabili qualità termodinamiche.

È questa la ragione che ha portato a sviluppare metodi come la **termoeconomia** (o anche la **exergeconomia**, metodo assai simile a quello descritto qui).

La **termoeconomia** è un metodo di analisi dei sistemi che combina l'analisi exergetica e i principi dell'economia per ottimizzare sistemi e processi sia dal punto di vista termodinamico che economico.

Si vuole cioè associare un costo alle inefficienze termodinamiche così da ricavare informazioni sulla efficacia economica degli interventi migliorativi, con l'obiettivo di ridurre il costo economico finale del prodotto dell'impianto o del sistema in esame.

Gli obiettivi dell'analisi termoeconomica si possono riassumere così:

- calcolare separatamente il costo di ciascun prodotto generato da un sistema che ne ha più di uno (per esempio in un impianto di cogenerazione o in un impianto chimico dove vengono prodotti energia elettrica, acqua refrigerata, aria compressa e vapore, poi utilizzati in unità diverse del processo);
- comprendere il processo di formazione dei costi e il flusso dei costi nel sistema;
- ottimizzare variabili specifiche dei singoli componenti;
- ottimizzare il sistema nel suo complesso.

La valutazione dei costi di un sistema o impianto la cui vita utile può durare anche alcune decine di anni, con alcuni dei costi posticipati di conseguenza, implica che tali costi vadano attualizzati. Un metodo di attualizzazione è quello dei "**costi livellati**", molto usato in energetica, i quali rappresentano i costi attuali netti di spese che andranno eseguite nel futuro, per stimare le quali occorre ipotizzare tassi di interesse e di inflazione.

Usando i costi livellati delle varie voci che propagano la propria esistenza a tutti gli anni di vita utile dell'impianto si può costruire l'equazione di bilancio dei costi la quale costituisce il primo passo dell'applicazione del metodo termoeconomico.

Con l'equazione di bilancio dei costi, impostata prevedendo che l'impianto funzioni in regime stazionario, si intende:

- determinare i costi effettivi dei prodotti e dei servizi collegati;
- provvedere una base razionale per la determinazione dei costi di prodotti e servizi;
- provvedere un metodo per allocare e controllare le spese;
- fornire informazioni su quali decisioni operative prendere e valutare.

L'equazione di bilancio dei costi in termoeconomia è di solito data in termini di potenze, con i costi di cui si conosce il valore annuale che vengono suddivisi per l'unità di tempo usata (ore o secondi), e ha la seguente forma generale:

$$\dot{C}_{P,tot} = \dot{C}_{F,tot} + \dot{Z}_{tot}^{CI} + \dot{Z}_{tot}^{OM} \quad (18.144)$$

dove:

- \dot{C} identifica un costo associato a un flusso di exergia (energia meccanica o elettrica, energia termica, flusso di massa);
- \dot{Z}^{CI} identifica un costo (per unità di tempo) associato agli investimenti di capitali;
- \dot{Z}^{OM} identifica un costo (per unità di tempo) associato alle spese operative e di manutenzione;
- P identifica un "prodotto", con lo stesso significato attribuito al termine durante l'analisi exergetica;
- F identifica un "fuel", con lo stesso significato di risorsa attribuito al termine durante l'analisi exergetica;

Si noti che la variabile (\dot{Z}) si distingue dalla variabile (\dot{C}) perché denota tutti i costi non associati a flussi di exergia.

È evidente dalla formulazione dell'equazione di bilancio dei costi che **la termoeconomia è fondata sul concetto che l'exergia è il solo parametro su cui assegnare i costi associati alle interazioni stabilite tra il sistema termodinamico e l'ambiente esterno (flussi di massa, di calore e di lavoro) e alle inefficienze che si verificano all'interno di queste.**

I costi associati ai flussi di exergia si possono disaggregare come segue:

$$\dot{C}_e = c_e \dot{E}X_e = c_e (\dot{m}_e ex_e) \quad [€ s^{-1}] \quad (18.145)$$

$$\dot{C}_u = c_u \dot{E}X_u = c_u (\dot{m}_u ex_u) \quad [€ s^{-1}] \quad (18.146)$$

$$\dot{C}_L = c_L \dot{L} \quad [€ s^{-1}] \quad (18.147)$$

$$\dot{C}_Q = c_Q \dot{E}X_Q \quad [€ s^{-1}] \quad (18.148)$$

dove (c_e), (c_u), (c_L), (c_Q) sono i costi medi per unità di exergia, espressi in [$€ GJ^{-1}$].

In un sistema costituito da più componenti l'equazione di bilancio dei costi va applicata, a ogni componente (k), in regime stazionario, con la seguente struttura:

$$\sum_e \left(c_e \dot{EX}_e \right)_k + c_{Q,k} \left| \dot{EX}_{Q,e,k} \right| + c_{L,k} \left| \dot{L}_{e,k} \right| + \dot{Z}_k = \sum_u \left(c_u \dot{EX}_u \right)_k + c_{Q,k} \left| \dot{EX}_{Q,u,k} \right| + c_{L,k} \left| \dot{L}_{u,k} \right|$$

[€ s⁻¹] (18.149)

dove:

- le exergie associate ai flussi in entrata e in uscita sono calcolate come dettato dai metodi dell'analisi exergetica;
- i costi associati al calore e al lavoro stanno a primo membro se calore e lavoro sono in entrata e a secondo membro se sono in uscita;
- il termine (\dot{Z}_k) che mette in conto tutti i costi di capitale e quelli relativi a operazioni e manutenzione sono calcolati per il componente (k) e quindi livellati e suddivisi per unità di tempo (anno, ora o secondo);
- le variabili di questa equazione sono i costi livellati per unità di exergia associati col componente (k), vale a dire (c_e), (c_u), (c_L), (c_Q);

Atteso che i costi unitari dovrebbero essere noti per tutte le correnti in entrata, le incognite del problema sono i costi delle correnti in uscita e, se presenti, i costi associati col trasferimento di calore o di lavoro.

I dettagli necessari all'implementazione dell'equazione di bilancio dei costi sui sistemi reali possono esser recuperati sui testi specialistici elencati in calce, per esempio qui¹⁶, così come i dettagli relativi alle finalità dell'analisi termoeconomica, che vengono riassunti in sintesi.

L'analisi termoeconomica può essere usata:

- per valutare il progetto di un nuovo sistema;
- per valutare le prestazioni di un sistema esistente.

Nel caso della valutazione ai fini del **progetto** di un nuovo sistema, occorrerà determinare il valore, per ogni componente del sistema, delle seguenti variabili:

- efficienza exergetica,
- exergia distrutta per unità di tempo,
- costi necessari per l'investimento e costi operativi (non exergetici) e di manutenzione,
- costo per unità di tempo dell'exergia distrutta.

Una volta implementata l'equazione di bilancio dei costi, attraverso l'uso dei metodi di ottimizzazione si è in grado di pervenire alla configurazione ottimale del sistema in progetto, sia in termini economici che termodinamici.

Nel caso della valutazione delle **prestazioni** di un sistema esistente la differenza metodologica fondamentale è che non si considerano i costi di investimento e, per semplicità, anche quelli operativi (non exergetici) e di manutenzione. Si considerano quindi solo i costi legati alle correnti exergetiche.

16 Cfr. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal Design & Optimization*, (in Bibliografia).

Bibliografia

- Bejan A., *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2016.
- Bejan A., *Entropy Generation Minimization*, CRC Press, Boca Raton, FL, 1996.
- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., *Thermal Design & Optimization*, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 1996.
- Borgnakke C., Sonntag R.E., *Fundamentals of Thermodynamics*, 8th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2013.
- Calise F., Dentice d'Accadia M., Vanoli L., Vanoli R., *Analisi exergetica*, Giapeto Editore, Napoli, 2016.
- Cavallini A., Mattarolo L., *Termodinamica Applicata*, Cleup Editore, Padova, 1988.
- Cengel Y.A., Boles M.A., *Thermodynamics: an Engineering Approach*, 8th edition, Mc Graw-Hill, New York, NY, 2015.
- Dincer I., Rosen M.A., *Exergy*, Elsevier, Oxford, UK, 2013.
- Galliani A., Pedrocchi E., *Analisi exergetica*, Polipress, Milano, 2006.
- Kotas T.J., *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*, Kieger Publishing Company, Malabar, FL, 1995.
- Michaelides E., *Exergy Analysis for Energy Conversion Systems*, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2021.
- Moran M.J., Shapiro H.N., Boettner D.D., Bailey M.B., *Fundamentals of Thermodynamics*, 8th edition, John Wiley & Sons, Hoboken, NJ, 2014.
- Szargut J., *Exergy Method. Technical and Ecological Applications*, WIT Press, Southampton, UK, 2005.
- Verda V., Guelpa E., *Metodi Termodinamici per l'Uso efficiente delle Risorse Termodinamiche*, Esculapio, Bologna, 2015.

SOMMARIO

- Nei Capitoli 4 e 5 si è visto che l'analisi dei sistemi termodinamici comporta il rispetto contestuale sia del 1° che del 2° principio della Termodinamica.

Il 1° principio stabilisce l'equivalenza metrologica delle diverse forme di energia. Il 2° principio, invece, stabilisce la non equivalenza qualitativa delle diverse forme di energia. Dal punto di vista formale il rispetto dei due principi si può garantire risolvendo contestualmente le equazioni di bilancio dell'**energia** e dell'**entropia**, le due proprietà che contraddistinguono, rispettivamente, 1° e 2° principio. Questo approccio risente però della estrema astrattezza della proprietà entropia, il che la rende assai difficile da maneggiare. Per le applicazioni ingegneristiche si è cercato allora uno strumento più efficace che permettesse di formalizzare il rispetto di entrambe le leggi della Termodinamica e al tempo stesso mettesse in risalto le limitazioni imposte dal 2° principio ed evidenziasse dove sia possibile intervenire per ridurre i vincoli che allontanano i processi reali dall'idealità.

- Lo strumento capace di mettere in conto questi aspetti è la funzione **exergia**, definita come **“la massima quantità di energia meccanica che può essere ottenuta da una certa quantità di energia, disponibile in un dato stato di equilibrio diverso da quello dell'ambiente esterno, per mezzo di un dispositivo ideale che interagisce solo con l'ambiente esterno”**. Per come è definita, l'exergia associata a una quantità di energia è dunque una misura della sua utilità e della sua qualità. Tanto maggiore è il suo valore tanto maggiore è la qualità e la versatilità dell'energia a cui essa è associata. L'exergia, definita in uno stato di equilibrio diverso da quello dell'ambiente esterno, non è una grandezza di stato in senso stretto, in quanto, misurando la distanza che esiste tra lo stato di equilibrio di partenza e quello dell'ambiente esterno, è anche legata alla definizione dell'ambiente esterno stesso. **È quindi una proprietà congiunta dello stato di partenza e di quello dell'ambiente esterno.**
- Per gli scopi dell'analisi exergetica, l'ambiente esterno di riferimento è la porzione di pianeta (atmosfera, idrosfera e litosfera) interessata dal-

le attività tecnologiche, anche nota come biosfera, modellata come un sistema comprimibile semplice di massa sufficientemente grande, in cui sono costanti e invariabili:

- la temperatura, (T_0),
- la pressione, (p_0),
- la composizione chimica.

- Con lo stesso approccio metodologico già utilizzato per l'**energia** (Capitolo 4) e per l'**entropia** (Capitolo 5) si è introdotta dapprima la grandezza **exergia** con le sue definizioni e poi si è passati al postulato che la caratterizza e quindi all'equazione di bilancio nelle sue varie formulazioni, utili per la risoluzione dei problemi.

L'**exergia**, contrariamente all'energia, **non è conservativa ma caratterizzata da distruzione. Durante i processi viene distrutta exergia, che non è possibile generare.** Per poter sviluppare l'equazione di bilancio dell'exergia e risolverla nelle situazioni applicative di interesse sono state introdotte le modalità di variazione del suo contenuto nel sistema.

- Il contenuto di exergia di un sistema può essere variato con le seguenti modalità:
 - a) per mezzo del trasferimento di massa tra il sistema e l'ambiente, cui è legato anche il trasferimento di exergia, attraverso le seguenti interazioni:
 - exergia fisica,
 - exergia potenziale,
 - exergia cinetica,
 - b) exergia associata a interazioni secondo la modalità calore,
 - c) exergia associata a interazioni secondo la modalità lavoro,
 - d) exergia chimica (combustibili)
- Dalla definizione stessa di exergia risulta immediatamente che il lavoro è pura exergia. Lavoro ed exergia hanno dunque lo stesso valore assoluto e lo stesso segno. L'energia potenziale e l'energia cinetica possono essere completamente convertiti in lavoro, per cui si tratta anch'esse di forme di pura exergia:
- Per ciò che attiene l'exergia associata a una quantità di calore, quando un sistema termodinamico si trovi in equilibrio ad una temperatura

($T > T_0$) è facile pensare che il massimo lavoro teorico ottenibile dal quel sistema sia quello ricavabile da una macchina di Carnot operante tra (T) e (T_0).

Poiché il rendimento della macchina di Carnot è noto e dato dall'eq. 7.18, il massimo lavoro teorico recuperabile dalla quantità di calore (Q), che è anche l'exergia associata a quella quantità di calore, vale:

$$L_{\max} = EX_Q = Q \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) = Q \cdot \tau \quad [J] \quad [18.9]$$

Il termine:

$$\tau = \left(1 - \frac{T_0}{T} \right) \quad [J] \quad [18.10]$$

è noto in analisi exergetica come **fattore di Carnot**.

Se ($T < T_0$) l'exergia è definita come il lavoro minimo da compiere per assorbire il calore (Q) a temperatura ($T < T_0$).

Si assorbe calore dal SET a temperatura ($T < T_0$) ma si fornisce exergia per ottenere l'effetto utile. Il SET cede calore ma assorbe exergia. Exergia e calore hanno in questo caso segno opposto.

L'exergia fornita al SET a ($T < T_0$), associata al calore (Q) che il SET cede alla macchina di Carnot, può essere interpretata come il lavoro minimo necessario a una macchina frigorifera reversibile, operante secondo un ciclo di Carnot, per sottrarre (Q) al SET a (T).

Il $COP_{f,rev}$ di una macchina frigorifera reversibile di Carnot è dato dall'eq. 7.47 al Paragrafo 7.4.2:

$$L_{\min} = EX_Q = \frac{|Q|}{COP_{f,rev}} = \frac{|Q|}{\frac{T}{T_0 - T}} \quad [J] \quad [18.14]$$

- L'**exergia fisica** associata al flusso di massa che percorre un volume di controllo è data da:

$$ex_{cv}^{PH} = (h - h_0) - T_0 (s - s_0) \quad [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.21]$$

- L'**exergia chimica** può essere definita come l'**exergia associata al disequilibrio in termini di composizione chimica tra il sistema termodinamico oggetto di studio e l'ambiente esterno di riferimento**.

Nelle analisi exergetiche di interesse per il presente manuale il contributo dell'exergia chimica diventa importante quando l'energia necessaria al processo venga fornito attraverso la combustione di un combustibile, di solito fossile oppure una biomassa.

In sintesi, quando nel processo compare la combustione, il suo contributo nell'equazione di bilancio dell'exergia può essere messo in conto inserendo, a primo membro, l'espressione:

$$\dot{EX}^{CH} = \dot{m}_{comb} ex^{CH} \approx \dot{m}_{comb} (-\Delta g^0) \approx \dot{m}_{comb} PC_{comb} \quad [W] \quad [18.32]$$

L'uso di uno o degli altri termini a secondo membro è accettabile alla luce della precisione richiesta dalle analisi exergetiche.

- A questo punto il bilancio di exergia in termini di **potenze**, per un volume di controllo (CV) che costituisce il sistema aperto in esame, può essere scritto così:

$$\begin{aligned} \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e + \sum |\dot{L}|_e + \sum (ex^{PH} \dot{m})_e + \dot{EX}^{CH} = \\ = \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u + \sum |\dot{L}|_u + \sum (ex^{PH} \dot{m})_u + \dot{EX}_{dis} + \frac{\partial}{\partial t} EX_{CV} \end{aligned} \quad [W] \quad [18.37]$$

Se si applicano poi tutte le ipotesi generalmente utilizzate nel presente testo, e cioè:

- regime stazionario,
- flusso monodimensionale;
- un solo ingresso e una sola uscita;

$$\sum |\dot{L}|_u - \sum |\dot{L}|_e = \dot{L}$$

si ottiene:

$$\left[\sum |\dot{Q} \cdot \tau|_e - \sum |\dot{Q} \cdot \tau|_u \right] - \dot{L} - \dot{m} \cdot \Delta ex^{PH} + \dot{EX}^{CH} = \dot{EX}_{dis} \quad [W] \quad [18.38]$$

Si rammenta che per i sistemi aperti il simbolo (Δ) denota la differenza tra le condizioni del sistema all'uscita e quelle all'entrata.

Il bilancio relativo alle **grandezze specifiche** è:

$$\left[\sum |q \cdot \tau|_e - \sum |q \cdot \tau|_u \right] - \ell - \Delta ex^{PH} + \frac{\dot{EX}^{CH}}{\dot{m}} = ex_{dis} \quad [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.39]$$

e poi, quando ci si riferisce ad un volume di controllo di **estensione infinitesima** nella direzione del moto:

$$\left[\sum |\delta q \cdot \tau|_e - \sum |\delta q \cdot \tau|_u \right] - \delta \ell - dex^{PH} + dex^{CH} = \delta ex_{dis} \quad [J \text{ kg}^{-1}] \quad [18.40]$$

- Si indica col simbolo (EX_{prodotto}) il risultato, in termini exergetici, che si desidera sia prodotto dal sistema; (EX_{fuel}) è la risorsa, sempre in termini exergetici, che si deve spendere per ottenere il prodotto desiderato. (EX_{residua}) è l'exergia residua dal processo e non utilizzata. (EX_{dis}) è l'exergia distrutta. Facendo riferimento, ad esempio, a una macchina termica, il "prodotto" desiderato è rappresentato dalla energia meccanica ottenuta, il "fuel" dal combustibile consumato e il "residuo" dall'exergia posseduta dai gas di scarico. Nell'identificare la risorsa utilizzata per ottenere il prodotto desiderato si preferisce mantenere la notazione inglese ("fuel", letteralmente, significa combustibile) perché si ritiene raffigurare me-

glio il concetto di spesa exergetica necessaria. Naturalmente il "fuel" di un'analisi exergetica non è necessariamente un combustibile reale, e può tranquillamente essere una qualsiasi quantità di energia elettrica o termica.

Con queste premesse il bilancio exergetico del sistema in esame è:

$$EX_{\text{fuel}} = EX_{\text{prodotto}} + EX_{\text{residua}} + EX_{\text{dis}} \quad [J] \quad (18.53)$$

L'**efficienza exergetica**, e_{ex} , è definita come il rapporto fra il prodotto desiderato e la risorsa spesa per ottenerlo:

$$e_{\text{ex}} = \frac{EX_{\text{prodotto}}}{EX_{\text{fuel}}} = 1 - \frac{EX_{\text{residua}} + EX_{\text{dis}}}{EX_{\text{fuel}}} \quad (18.54)$$

- La valutazione dei componenti completata al **Capitolo 8** è stata arricchita con l'analisi exergetica degli stessi.

È bene ricapitolare le ipotesi generali sulla base delle quali è condotta l'analisi. Il componente in esame viene modellato come un:

- sistema aperto con un solo ingresso e una sola uscita (cfr. § 2.5.5);
- operante in regime stazionario (cfr. § 2.5.3);
- con flusso monodimensionale (cfr. § 2.5.4).

Sono stati analizzati: espansori, compressori e pompe, scambiatori a superficie, caldaia, scambiatori a miscela, valvole di laminazione.

- Sono stati forniti i criteri per completare l'analisi exergetica dei sistemi che offrono energia agli utilizzatori finali, in particolare. cicli diretti, sistemi di cogenerazione, celle a combustibile, energie rinnovabili, accumulo di energia, idrogeno.
- Sono stati forniti i criteri per completare l'analisi exergetica dei sistemi per l'uso finale dell'energia: cicli inversi, pompe di calore, mezzi di trasporto.
- L'analisi exergetica si è dimostrata molto utile per rintracciare e quantificare le inefficienze dei siste-

mi termodinamici, e per pianificare strategie di riduzione delle irreversibilità dei processi. Spesso però queste prerogative non sono sufficienti per un progettista o per l'operatore di un sistema i quali devono anche dimostrare la fattibilità economica di certi interventi caratterizzati da innegabili qualità termodinamiche. È questa la ragione che ha portato a sviluppare metodi come la **termoeconomia**. La **termoeconomia** è un metodo di

analisi dei sistemi che combina l'analisi exergetica e i principi dell'economia per ottimizzare sistemi e processi sia dal punto di vista termodinamico che economico. Si vuole cioè associare un costo alle inefficienze termodinamiche così da ricavare informazioni sulla efficacia economica degli interventi migliorativi, con l'obiettivo di ridurre il costo economico finale del prodotto dell'impianto o del sistema in esame.