

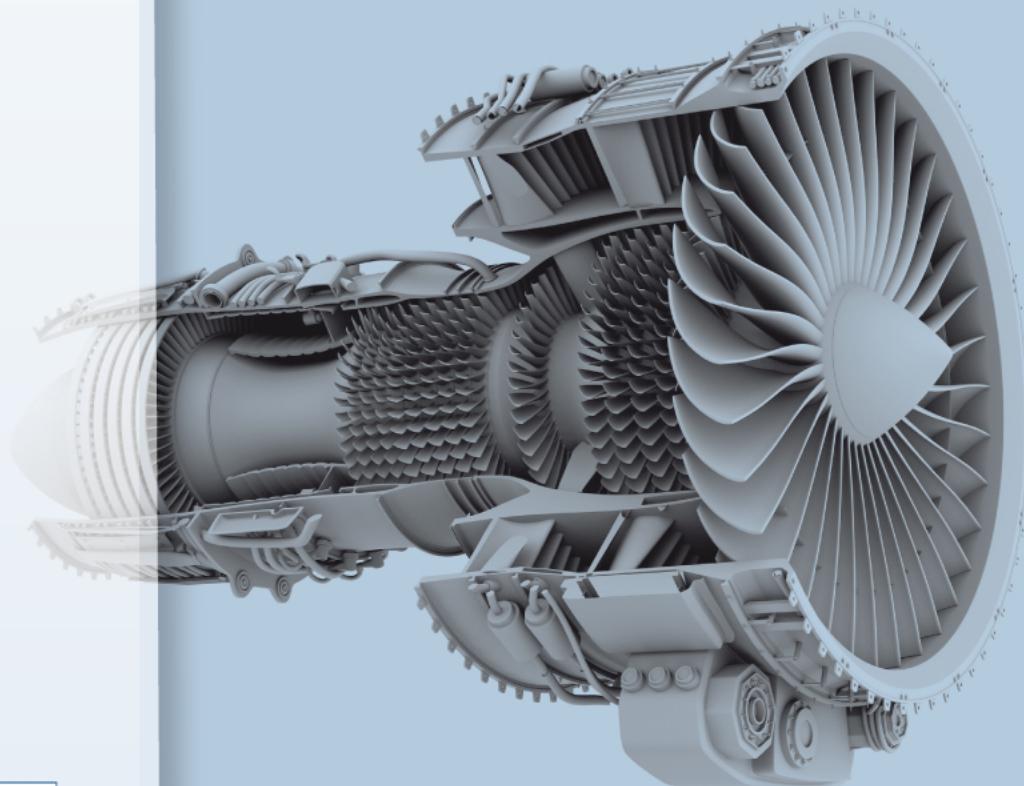
Comprende versione  
ebook



Pierfrancesco Brunello

# Lezioni di Fisica Tecnica

II Edizione





# Accedi ai contenuti digitali

Espandi le tue risorse

un libro che **non pesa**  
e si **adatta** alle dimensioni  
del **tuoi lettore!**



▼  
COLLEGATI AL SITO  
**EDISESUNIVERSITA.IT**

▼  
ACCEDI AL  
**MATERIALE DIDATTICO**

▼  
SEGUI LE  
**ISTRUZIONI**

Utilizza il codice personale contenuto nel riquadro per registrarti al sito **edisesuniversita.it**  
e accedere ai contenuti digitali.

Scopri il tuo **codice personale** grattando delicatamente la superficie

Il volume NON può essere venduto, né restituito, se il codice personale risulta visibile.  
L'accesso ai contenuti digitali sarà consentito per 18 mesi.

Per attivare i **servizi riservati**, collegati al sito **edisesuniversita.it** e segui queste semplici istruzioni

▼  
**Se sei registrato al sito**

- clicca su *Accedi al materiale didattico*
- inserisci email e password
- inserisci le ultime 4 cifre del codice ISBN, riportato in basso a destra sul retro di copertina
- inserisci il tuo **codice personale** per essere reindirizzato automaticamente all'area riservata

▼  
**Se non sei già registrato al sito**

- clicca su *Accedi al materiale didattico*
- registrati al sito o autenticati tramite facebook
- attendi l'email di conferma per perfezionare la registrazione
- torna sul sito **edisesuniversita.it** e segui la procedura già descritta per *utenti registrati*





I contenuti digitali sono accessibili dalla propria **area riservata** secondo la procedura indicata nel frontespizio.

Dalla sezione **materiali e servizi** della tua area riservata potrai accedere all'**Ebook**, ovvero la versione digitale del testo in formato epub, standard dinamico che organizza il flusso di testo in base al dispositivo sul quale viene visualizzato. Fruibile mediante l'applicazione gratuita Bookshelf, consente una visualizzazione ottimale su lettori e-reader, tablet, smartphone, iphone, desktop, Android, Apple e Kindle Fire.

L'accesso ai contenuti digitali sarà consentito per **18 mesi**.

# LEZIONI DI FISICA TECNICA

---

---

II Edizione

Pierfrancesco Brunello



LEZIONI DI FISICA TECNICA – II Edizione

Pierfrancesco Brunello

Copyright © 2022, EdiSES Edizioni S.r.l. – Napoli

9 8 7 6 5 4 3 2 1 0  
2026 2025 2024 2023 2022

*Le cifre sulla destra indicano il numero e l'anno dell'ultima ristampa effettuata*

*A norma di legge è vietata la riproduzione, anche parziale,  
del presente volume o di parte di esso con qualsiasi mezzo.*

L'Editore

*L'Editore ha effettuato quanto in suo potere per richiedere  
il permesso di riproduzione del materiale di cui non è titolare  
del copyright e resta comunque a disposizione di tutti  
gli eventuali aventi diritto.*

PIERFRANCESCO BRUNELLO – Professore ordinario di Fisica Tecnica  
Università degli Studi di Padova – Dipartimento di Ingegneria Industriale

*Composizione V Colore – Pordenone*

*Stampato presso la  
Print Sprint – Napoli*

*Per conto della  
EdiSES Edizioni S.r.l. – Piazza Dante, 89 – Napoli*

[www.edisesuniversita.it](http://www.edisesuniversita.it) [assistenza.edises.it](mailto:assistenza.edises.it)

ISBN 978 88 3623 076 1

---

I curatori, l'editore e tutti coloro in qualche modo coinvolti nella preparazione o pubblicazione di quest'opera hanno posto il massimo impegno per garantire che le informazioni ivi contenute siano corrette, compatibilmente con le conoscenze disponibili al momento della stampa; essi, tuttavia, non possono essere ritenuti responsabili dei risultati dell'utilizzo di tali informazioni e restano a disposizione per integrare la citazione delle fonti, qualora incompleta o imprecisa.

Realizzare un libro è un'operazione complessa e, nonostante la cura e l'attenzione poste dagli autori e da tutti gli addetti coinvolti nella lavorazione dei testi, l'esperienza ci insegna che è praticamente impossibile pubblicare un volume privo di imprecisioni. Saremo grati ai lettori che vorranno inviarci le loro segnalazioni e/o suggerimenti migliorativi sulla piattaforma *assistenza.edises.it*.

A Patrizia, mia moglie



Questo testo si propone di offrire agli allievi ingegneri alcune conoscenze nel campo della *Fisica tecnica*, che consentiranno loro di affrontare, nel corso della futura attività professionale, numerosi problemi applicativi, in particolare nei settori dell'ingegneria industriale e civile.

Al tempo stesso, il lettore potrà anche rendersi conto del fatto che la conoscenza di questa disciplina risulta essenziale per comprendere ed interpretare correttamente vari fenomeni legati alla vita di tutti i giorni, dalla meteorologia alla cucina, dalla fotografia alla fisiologia.

Il nome *Fisica tecnica* non risulta di per sé esplicativo dei suoi contenuti ed induce ad una certa confusione con gli insegnamenti di *Fisica generale*, che gli studenti incontrano all'inizio del loro curriculum universitario nel campo dell'ingegneria.

In effetti, il termine *Fisica tecnica* trova pochi riscontri al di fuori del nostro paese e solo in alcune università di lingua tedesca si ritrova l'omologo *Technische Physik*. Altrove, gli insegnamenti fanno esplicito riferimento ai due principali ambiti che concorrono a formare la *Fisica tecnica*, cioè la *Termodinamica applicata* e la *Trasmissione del calore*, per cui è molto frequente incontrare i nomi *Thermodynamics* e *Heat Transfer* in inglese, *Thermodynamik* e *Wärme Übertragung* in tedesco, *Thermodynamique* e *Transfert de chaleur* in francese.

Da quanto appena detto e soprattutto da quanto sarà esposto nei Capitoli che seguono, si evince quindi chiaramente che la disciplina si colloca a pieno titolo nel più ampio campo dell'*Energetica* civile e industriale, di cui costituisce la base e il fondamento.

Il nome *Fisica tecnica* presenta comunque dei vantaggi ed offre alcuni interessanti spunti di riflessione che consentono allo studente di affrontarne lo studio con maggiore consapevolezza e nella giusta prospettiva.

Per prima cosa, risulta evidente che si tratta di una disciplina che, pur affondando le sue radici nel campo della fisica, si differenzia dagli insegnamenti di *Fisica generale* perché si pone obiettivi di tipo tecnico e quindi prettamente ingegneristico.

Il riferimento all'ambito della fisica rende altresì evidente il fatto che anche nella *Fisica tecnica* gioca un ruolo centrale l'esperimento: tuttavia, pur con le dovute cautele, si può affermare che, mentre il fisico lo impiega per comprendere la natura dei fenomeni, l'obiettivo di fondo dell'ingegnere è quello di "progettare".

Senza dubbio, nell'immaginario collettivo la progettazione è l'attività che viene più spesso associata alla figura dell'ingegnere e sono molti gli studenti che, al termine delle scuole superiori, si iscrivono ad un corso di laurea in ingegneria con l'obiettivo di diventare dei progettisti, cioè delle figure professionali in grado di concepire, dimensionare e realizzare nuovi prodotti o nuovi processi produttivi.

A ben pensare, tuttavia, il concetto di "progettazione" è connaturato all'attività dell'ingegnere in una accezione anche più estesa e profonda di quella sopra esposta.

Infatti, dal punto di vista etimologico il termine progettare (dal latino *pro-iacere*, gettarsi in avanti) porta con sé il significato di proiettarsi verso il futuro, il che in questo contesto assume il duplice significato di prefigurare ciò che ancora non esiste, oppure di prevedere il comportamento di qualcosa che esiste già.

È quindi un progettista non solo chi disegna una nuova auto da competizione, ma anche chi ne prevede i consumi di carburante per ottimizzare i "pit-stop". Allo stesso modo, è un progettista sia chi dimensiona una turbina, un ponte strallato o un telefono cellulare, sia chi gestisce un impianto, oppure organizza le attività di un'impresa per portarla al successo.

Si tratta pertanto di acquisire la capacità di fare previsioni attendibili e non è un caso che un bravo ingegnere sia comunemente considerato una persona affidabile, perché "sa di cosa parla" (o almeno si spera...).

In mancanza di una sfera di cristallo, questa capacità previsionale non può che provenire dall'esperienza che, in prima istanza, si può pensare di acquisire esplorando alternative diverse e individuando quelle più idonee, con un approccio che gli anglosassoni chiamano “*trial and error*”.

Tuttavia, ciò può risultare molto dispendioso, in termini sia di tempo sia di risorse, dato che alcune alternative saranno inevitabilmente degli insuccessi, con tutti gli oneri conseguenti.

Non sorprende quindi che, una volta individuata in questo modo una soluzione vincente, si tenda a mantenerla nel tempo, tramandandola tra successive generazioni di progettisti sotto forma di modello canonico al quale possono essere eventualmente apportate alcune varianti migliorative, ma solo di modesta entità se si vuole evitare una nuova fase di sperimentazione. Come esempio di questo tipo di progettazione si può citare il fatto che per secoli si sono costruiti edifici nello stile romanico, che garantiva risultati ritenuti soddisfacenti; allorquando però si è voluto innovare radicalmente, introducendo cioè lo stile gotico, si è dovuto ricreare un bagaglio di esperienze, comprendente anche molti fallimenti, che consentissero di formulare il nuovo modello canonico.

È evidente che oggi, in un mondo fortemente orientato all'innovazione, ma al tempo stesso giustamente rispettoso della vita umana e dell'ambiente, oltre che attento al contenimento dei costi, salvo rare eccezioni un approccio progettuale di questo tipo risulterebbe del tutto improponibile.

Per fortuna, però, esiste anche un'altra strada che si è soliti far risalire a Galileo Galilei, anche se già nel V secolo a.C. il filosofo Anassagora parlava di “*ὄψις τῶν ἀδήλων τά φαντόμενα*”, cioè di “visione delle cose nascoste a partire da ciò che si vede”. È una strada basata anch'essa sull'esperienza, che però viene utilizzata in un modo diverso e più articolato di quello finalizzato alla creazione di modelli: si tratta infatti di individuare delle leggi di comportamento dei sistemi fisici, in base alle quali fare una previsione, cioè un “progetto”.

Con questo tipo di approccio si distinguono due ruoli diversi: da un lato si trova chi osserva i sistemi fisici e ne estrapola le leggi di comportamento, dall'altro chi utilizza queste leggi per espletare la propria azione progettuale.

È importante osservare che l'esistenza di queste regole di comportamento risulta preziosa per consentire una previsione attendibile, poiché ciascuna di esse costituisce una sorta di “binario” che vincola l'evoluzione di un sistema e in tal modo contribuisce a renderlo prevedibile.

Per la formulazione di queste leggi risulta particolarmente agevole utilizzare il linguaggio matematico e non è un caso che proprio nei decenni successivi all'opera di Galileo la matematica abbia compiuto un grande balzo in avanti rendendo disponibili strumenti prima sconosciuti, ma molto adatti per perseguire i fini sopra esposti (in primis, il calcolo differenziale).

L'insegnamento della *Fisica tecnica*, così come di molte altre discipline ingegneristiche, risponde pienamente a questo tipo di impostazione: dapprima infatti vengono ricavate ed espresse in forma matematica alcune leggi che presiedono al comportamento dei sistemi fisici e poi si applicano questi strumenti previsionali per interpretare il comportamento di particolari sistemi di interesse tecnico.

Come si vedrà, tuttavia, in misura più accentuata che in altri campi, la *Fisica tecnica* mantiene ancor oggi un'impostazione fortemente legata all'esperimento e la formulazione matematica del risultato non richiede strumenti particolarmente raffinati, anche se è indispensabile avere ben chiaro il significato fisico associato ad alcuni concetti del calcolo differenziale.

Si tratta comunque di un approccio che risulta particolarmente formativo per l'allievo ingegnere, il quale ha la possibilità di mettere a frutto quanto appreso nelle materie di base, ed

al tempo stesso consente di esplicare un'attività progettuale rilevante e con immediati risvolti applicativi nel campo dell'energetica civile e industriale: infatti, non sono pochi infatti gli ingegneri che, in particolare nel campo energetico e termotecnico, hanno basato la loro attività professionale proprio sulla preparazione che hanno acquisito sui banchi dei corsi di *Fisica tecnica*.

Di qui l'auspicio che questo testo possa contribuire non solo a facilitare il superamento di un esame, ma soprattutto a consentire lo sviluppo della corretta “forma mentis” degli allievi ingegneri in un settore particolarmente delicato ed importante come quello energetico.

#### PRESENTAZIONE DEI CONTENUTI

Per agevolare lo studente nell'approccio alla *Fisica Tecnica* e soprattutto per acquisire una sorta di “buon senso” fisico-tecnico, è utile mettere in luce fin dall'inizio la successione degli argomenti trattati e la concatenazione logica che si instaura tra essi.

In conformità a quanto appena detto, l'insegnamento della *Fisica tecnica* si articola concettualmente in due parti principali: quella che fornisce gli strumenti progettuali (ovvero le leggi fisiche) e quella che li utilizza per interpretare il comportamento di particolari sistemi di interesse tecnico.

A sua volta, la parte che fornisce gli strumenti progettuali si può suddividere in tre sezioni.

La **prima sezione** riguarda le leggi fisiche propriamente dette e comprende i seguenti capitoli:

#### Cap. 1 I sistemi termodinamici

- i descrittori dello stato del sistema
- l'evoluzione di un sistema
- le interazioni tra un sistema e ciò che lo circonda (scambi di massa, di lavoro, di calore)
- la temperatura e la sua quantificazione

#### Cap. 2 Il bilancio di massa

- l'espressione differenziale
- la derivazione e l'integrazione

#### Cap. 3 Il bilancio energetico

- l'energia e le sue forme
- l'espressione differenziale
- la derivazione e l'integrazione

#### Cap. 4 L'equazione di Bernoulli generalizzata

- il moto fluido entro condotti
- i fenomeni di attrito viscoso nei condotti

#### Cap. 5 Il bilancio entropico

- le trasformazioni
- la reversibilità
- le macchine termiche e i vincoli al loro funzionamento
- l'espressione differenziale
- la derivazione e l'integrazione

La **seconda sezione** tratta anch'essa di vincoli esistenti per il comportamento dei sistemi, che tuttavia non costituiscono leggi fisiche in senso stretto, perché riguardano i legami intrinseci che esistono tra grandezze fisiche che ne descrivono lo stato. Questa seconda parte comprende quindi:

**Cap. 6 Le relazioni costitutive e le loro proprietà**

- la regola delle fasi
- il calore specifico e le equazioni di Maxwell

**Cap. 7 Le relazioni costitutive in forma grafica**

- la superficie  $p-v-T$
- i diagrammi  $p-v$  e  $p-T$
- i diagrammi entropici  $T-s$  e  $h-s$
- il diagramma  $p-h$
- i diagrammi per le miscele binarie

**Cap. 8 Le relazioni costitutive in forma analitica**

- il modello per i gas ideali
- il modello per i gas reali
- il modello per le sostanze incomprensibili
- il modello per le miscele di gas ideali
- il modello per le miscele binarie gas-vapore

**Cap. 9 Le reazioni chimiche e nucleari**

- le reazioni di combustione
- la variazione di energia
- la variazione di entropia

La **terza sezione** riguarda le leggi della trasmissione del calore: sono dunque anch'esse leggi fisiche, ma non potevano essere trattate nella prima sezione perché per la dimostrazione di alcune di esse è richiesta la conoscenza del modello del gas ideale e/o delle sostanze incomprensibili. Di tale sezione fanno parte i seguenti Capitoli:

**Cap. 10 Lo scambio termico per conduzione**

- il postulato di Fourier
- l'equazione generale della conduzione
- le soluzioni analitiche
- le soluzioni numeriche

**Cap. 11 Lo scambio termico per convezione**

- le correlazioni sperimentali
- le soluzioni numeriche
- l'analogia tra conduzione termica e trasporto di vapore nei materiali
- i fenomeni di condensazione interstiziale nelle pareti

**Cap. 12 Lo scambio termico per irraggiamento**

- le grandezze caratterizzanti
- il comportamento dei materiali
- il modello di corpo nero
- il modello di corpo grigio
- il modello per i corpi opachi lambertiani
- il modello di *ray tracing MonteCarlo*
- il comportamento radiativo dell'atmosfera

**Cap. 13 Gli scambi termici combinati**

- le temperature equivalenti
- l'addittanza superficiale
- la trasmittanza
- le superfici estese

Con il Capitolo 13 si completa la prima parte relativa gli strumenti previsionali e si può quindi passare alla loro applicazione ad un ampio ventaglio di casi di interesse tecnico dove tali strumenti possono dimostrare la propria valenza in termini di progettualità.

**Cap. 14 Le trasformazioni elementari**

- le trasformazioni in sistemi chiusi
- le trasformazioni in sistemi aperti

**Cap. 15 I dispositivi di scambio termico**

- la tipologia degli scambiatori
- il metodo della differenza di temperatura media logaritmica
- il metodo dell'efficienza

**Cap. 16 I compressori e gli espansori volumetrici alternativi**

- i compressori
- gli espansori

**Cap. 17 I cicli diretti**

- i cicli a vapore
- i cicli a gas

**Cap. 18 I cicli inversi**

- i cicli a vapore
- i cicli a gas
- i cicli ad assorbimento

Nella trattazione di tali argomenti, in aggiunta alle classiche soluzioni analitiche, là dove opportuno verranno messe in luce anche le possibilità offerte da un approccio di tipo numerico, in modo da fornire all'allievo ingegnere una introduzione ai metodi di calcolo che stanno alla base dei modelli di simulazione computerizzata sempre più diffusi nella progettazione.

Completa la trattazione una sezione con tre appendici: l'**Appendice A** contiene alcuni cenni di metrologia e soprattutto le regole per il corretto impiego delle unità di misura, mentre l'**Appendice B** e l'**Appendice C** forniscono dati e diagrammi relativi ad alcuni fluidi di interesse applicativo.

Infine, si avvisa che le grandezze fisiche coinvolte nella trattazione che seguirà sono piuttosto numerose: utilizzando solo le lettere dell'alfabeto latino e greco (pur con apici e pedici) e dovendo altresì rispettare l'uso consolidato per certe grandezze, è inevitabile che in alcuni casi i simboli non abbiano un significato univoco. Sebbene nel testo ogni grandezza venga definita con chiarezza, per dirimere eventuali dubbi il lettore potrà sempre fare riferimento alla **Simbologia**.

Il volume si chiude con una sintetica **Bibliografia**, nella quale il lettore potrà trovare indicazioni utili per eventuali approfondimenti degli argomenti trattati.

**RINGRAZIAMENTI**

L'Autore desidera ringraziare il personale della Casa Editrice EdiSES Edizioni S.r.l. e in particolare la dott.ssa Lucia Cavestri e la dott.ssa Mariarosaria Figliolia, per la competenza e la professionalità dimostrate nella preparazione di questo volume.



<b>PREFAZIONE</b>	<b>V</b>
<b>CAPITOLO 1 I SISTEMI TERMODINAMICI</b>	<b>1</b>
1.1 L'INDIVIDUAZIONE DEL SISTEMA	1
1.2 GLI SCAMBI DI MASSA	3
1.3 GLI SCAMBI DI LAVORO	6
1.3.1 Il lavoro di deformazione	8
1.3.2 Il lavoro di torsione	12
1.3.3 Il lavoro di deflusso	13
1.3.4 Il lavoro delle forze di attrito	14
1.4 GLI SCAMBI DI CALORE	18
1.5 LA MISURA DELLA TEMPERATURA	22
<b>CAPITOLO 2 IL BILANCIO DI MASSA</b>	<b>28</b>
2.1 IL BILANCIO DI MASSA IN ASSENZA DI REAZIONI	28
2.1.1 Il bilancio di massa in forma derivata	29
2.1.2 Il bilancio di massa in forma integrata	30
2.2 IL BILANCIO DI MASSA IN PRESENZA DI REAZIONI	30
2.3 IL BILANCIO DELLA CARICA ELETTRICA	31
<b>CAPITOLO 3 IL BILANCIO ENERGETICO</b>	<b>32</b>
3.1 L'ENERGIA E LE SUE DIVERSE FORME	32
3.1.1 L'energia gravitazionale	33
3.1.2 L'energia elettrica	36
3.1.3 L'energia elastica	37
3.1.4 L'energia cinetica	38
3.1.5 L'energia interna	40
3.1.6 L'energia di legame chimico	41
3.1.7 L'energia di legame nucleare	43
3.1.8 Altre forme di energia	44
3.1.9 L'energia totale	44
3.1.10 Campi non conservativi	44
3.2 IL BILANCIO ENERGETICO	45
3.2.1 Alcuni esempi particolari di bilancio energetico	52
3.2.2 Derivazione temporale del bilancio energetico	54
3.2.3 Integrazione analitica del bilancio energetico	55
3.2.4 Integrazione numerica del bilancio energetico	56
<b>CAPITOLO 4 L'EQUAZIONE DI BERNOULLI GENERALIZZATA</b>	<b>58</b>
4.1 LA DEMOSTRAZIONE DELL'EQUAZIONE	58
4.2 L'ESPRESSONE DEL LAVORO DELLE FORZE DI ATTRITO NEL FLUIDO	63
4.3 LE PERDITE DI CARICO	65
<b>CAPITOLO 5 IL BILANCIO ENTROPICO</b>	<b>66</b>
5.1 LE CARATTERISTICHE DELLE TRASFORMAZIONI	66
5.2 LE TRASFORMAZIONI CICLICHE	67
5.3 LE MACCHINE TERMICHE	70
5.4 GLI ENUNCIATI DEL SECONDO PRINCIPIO DELLA TERMODINAMICA	72
5.5 I CICLI DIRETTI E INVERSI	75
5.6 I PARAMETRI PRESTAZIONALI DELLE MACCHINE TERMICHE	77
5.6.1 Il rendimento di un motore	77

5.6.2 Il rendimento di una macchina frigorifera	77
5.6.3 Il rendimento di una pompa di calore	78
<b>5.7 LA REVERSIBILITÀ DELLE TRASFORMAZIONI</b>	<b>79</b>
5.8 IL TEOREMA DI CARNOT	80
5.9 LA TEMPERATURA TERMODINAMICA	82
<b>5.10 IL RENDIMENTO MASSIMO DEI CICLI TERMODINAMICI</b>	<b>86</b>
5.10.1 Il rendimento massimo di un motore	86
5.10.2 Il rendimento massimo di una macchina frigorifera	86
5.10.3 Il rendimento massimo delle pompe di calore	89
<b>5.11 IL TEOREMA DI CLAUSIUS</b>	<b>89</b>
<b>5.12 LA FUNZIONE ENTROPIA</b>	<b>92</b>
<b>5.13 IL BILANCIO ENTROPICO</b>	<b>94</b>
<b>5.14 TRASFORMAZIONI DESCRITTE NELLE COORDINATE <math>T</math>-<math>S</math></b>	<b>97</b>
<b>5.15 IL CICLO DI CARNOT</b>	<b>99</b>
<b>5.16 IL VERSO SPONTANEO DEGLI SCAMBI TERMICI</b>	<b>100</b>
<b>CAPITOLO 6 LE RELAZIONI COSTITUTIVE E LE LORO PROPRIETÀ</b>	<b>102</b>
<b>6.1 LA REGOLA DELLE FASI</b>	<b>103</b>
<b>6.2 RELAZIONI AUSILIARIE TRA VARIABILI DI STATO E LORO DERIVATE PARZIALI</b>	<b>106</b>
6.2.1 Relazioni ausiliarie basate sulla definizione di grandezze di stato	107
6.2.2 Relazioni ausiliarie tra grandezze di stato e differenziali di grandezze di stato	107
6.2.3 Relazioni ausiliarie tra grandezze di stato e derivate parziali di grandezze di stato	108
6.2.4 Relazioni ausiliarie tra derivate parziali di grandezze di stato	110
<b>6.3 I CALORI SPECIFICI</b>	<b>111</b>
6.3.1 Calore specifico a volume costante	113
6.3.2 Calore specifico a pressione costante	114
<b>6.4 DETERMINAZIONE DELLE GRANDEZZE DI STATO NON MISURABILI DIRETTAMENTE</b>	<b>115</b>
6.4.1 Determinazione delle variazioni di entropia	115
6.4.2 Determinazione delle variazioni di energia interna	116
6.4.3 Determinazione delle variazioni di entalpia	116
<b>CAPITOLO 7 LE RELAZIONI COSTITUTIVE IN FORMA GRAFICA</b>	<b>117</b>
<b>7.1 LE RELAZIONI COSTITUTIVE PER LE SOSTANZE PURE</b>	<b>117</b>
7.1.1 Il diagramma tridimensionale $p$ - $v$ - $T$ e le sue proiezioni $p$ - $v$ e $p$ - $T$	125
7.1.2 Il diagramma $T$ - $s$	136
7.1.3 Il diagramma $h$ - $s$	138
7.1.4 Il diagramma $p$ - $h$	140
<b>7.2 LE RELAZIONI COSTITUTIVE PER LE MISCELE</b>	<b>140</b>
<b>7.3 CONSIDERAZIONI SULLE POSSIBILITÀ DI IMPIEGO DEI DIAGRAMMI</b>	<b>144</b>
<b>CAPITOLO 8 LE RELAZIONI COSTITUTIVE IN FORMA ANALITICA</b>	<b>146</b>
<b>8.1 IL MODELLO DEI GAS IDEALI</b>	<b>146</b>
8.1.1 La prima equazione di stato dei gas ideali	147
8.1.2 La seconda equazione di stato dei gas ideali	150
8.1.3 La terza equazione di stato dei gas ideali	153
8.1.4 La quarta equazione di stato dei gas ideali	153
8.1.5 La quinta equazione di stato dei gas ideali	154
8.1.6 La sesta equazione di stato dei gas ideali	154
8.1.7 Calori specifici dei gas ideali	154
8.1.8 Integrazioni delle equazioni di stato dei gas ideali ottenute in forma differenziale	156
8.1.9 Validità del modello di gas ideale	157

8.1.10 Diagrammi di stato per i gas ideali	160
8.1.11 Legame tra la temperatura termodinamica e la temperatura del termometro a gas ideale	162
<b>8.2 IL MODELLO PER I GAS REALI</b>	<b>164</b>
<b>8.3 IL MODELLO PER LE SOSTANZE INCOMPRESSIBILI</b>	<b>167</b>
8.3.1 La prima equazione di stato	168
8.3.2 La seconda equazione di stato	168
8.3.3 La terza equazione di stato	169
8.3.4 La quarta equazione di stato	169
8.3.5 L'integrazione delle equazioni di stato ottenute in forma differenziale	169
8.3.6 Validità del modello di sostanza incompressibile	170
<b>8.4 RACCORDO TRA MODELLI E DIAGRAMMI DI STATO PER UNA SOSTANZA PURA</b>	<b>171</b>
8.4.1 Liquido sottoraffreddato	171
8.4.2 Sostanza aeriforme	172
<b>8.5 IL MODELLO PER LE MISCELE DI GAS IDEALI</b>	<b>174</b>
8.5.1 Pressione parziale e volume parziale	174
8.5.2 Massa molare equivalente	176
8.5.3 Le variazioni di energia interna e il calore specifico a volume costante della miscela	177
8.5.4 Le variazioni di entalpia e il calore specifico a pressione costante della miscela	178
8.5.5 Il rapporto $k$ della miscela	178
8.5.6 Le variazioni di entropia della miscela	179
8.5.7 La miscela aria secca	179
<b>8.6 I MODELLI PER LE MISCELE BINARIE GAS-ACQUA</b>	<b>180</b>
8.6.1 La caratterizzazione di una miscela gas-acqua	181
8.6.2 La caratterizzazione della miscela aria umida	185
<b>CAPITOLO 9 LE REAZIONI CHIMICHE E NUCLEARI</b>	<b>189</b>
<b>9.1 ASPETTI CHIMICI DELLA COMBUSTIONE</b>	<b>189</b>
<b>9.2 VARIAZIONE DI ENERGIA DI LEGAME E DI ENERGIA INTERNA</b>	<b>197</b>
9.2.1 Il potere calorifico a volume costante	200
9.2.2 Il potere calorifico a pressione costante	202
9.2.3 Le reazioni chimiche nelle camere di combustione chiuse e nelle camere di combustione con deflusso	205
9.2.4 Il potere calorifico superiore e il potere calorifico inferiore	207
9.2.5 Valori indicativi dei poteri calorifici	215
<b>9.3 VARIAZIONE DI ENTROPIA TRA PRODOTTI E REAGENTI</b>	<b>215</b>
<b>CAPITOLO 10 LO SCAMBIO TERMICO PER CONDUZIONE</b>	<b>217</b>
<b>10.3 IL POSTULATO DI FOURIER</b>	<b>219</b>
<b>10.2 L'EQUAZIONE GENERALE DELLA CONDUZIONE</b>	<b>220</b>
10.3 PARETE PIANA IN REGIME STAZIONARIO SENZA GENERAZIONE INTERNA	224
10.4 PARETE CILINDRICA IN REGIME STAZIONARIO SENZA GENERAZIONE INTERNA	227
10.5 PARETE PIANA IN REGIME STAZIONARIO CON GENERAZIONE INTERNA	231
10.6 BARRA CILINDRICA IN REGIME STAZIONARIO CON GENERAZIONE INTERNA	233
10.7 METODI NUMERICI PER LO STUDIO DELLA CONDUZIONE TERMICA	237
10.8 VALORI DELLA CONDUCIBILITÀ TERMICA	239
10.9 ANALOGIA TRA LO SCAMBIO TERMICO CONDUTTIVO E IL TRASPORTO DI VAPORE NEI MATERIALI	241
<b>10.10 FENOMENI DI CONDENSAZIONE INTERSTIZIALE NELLE PARETI</b>	<b>244</b>

<b>CAPITOLO 11 LO SCAMBIO TERMICO PER CONVEZIONE</b>	<b>247</b>
11.1 LA PREVISIONE DEI FENOMENI CONVETTIVI MEDIANTE METODI NUMERICI	248
11.2 LA PREVISIONE DEI FENOMENI CONVETTIVI MEDIANTE L'USO DI CORRELAZIONI	249
11.2.1 Il ruolo dello sperimentatore	250
11.2.2 Il ruolo dell'utilizzatore	256
11.3 LO SCAMBIO CONVETTIVO CON SOSTANZE PURE IN ASSENZA DI CAMBIAMENTO DI FASE	256
11.4 LO SCAMBIO CONVETTIVO CON SOSTANZE PURE IN PRESENZA DI CAMBIAMENTO DI FASE	262
11.5 LO SCAMBIO CONVETTIVO CON LA MISCELA ARIA UMIDA	265
11.6 VALORI INDICATIVI DEL COEFFICIENTE DI SCAMBIO CONVETTIVO CON SOSTANZE PURE	271
<b>CAPITOLO 12 LO SCAMBIO TERMICO PER IRRAGGIAMENTO</b>	<b>273</b>
12.1 GRANDEZZE CARATTERIZZANTI L'EMISSIONE	275
12.2 GRANDEZZE CARATTERIZZANTI LA RICEZIONE	280
12.2.1 Grandezze caratterizzanti la ricezione sulla superficie esterna del corpo	281
12.2.2 Grandezze caratterizzanti la ricezione all'interno del corpo	292
12.2.3 Grandezze caratterizzanti complessivamente un corpo in ricezione	297
12.3 IL MODELLO PER I CORPI NERI	300
12.3.1 Le leggi dei corpi neri	301
12.3.2 Lo scambio termico tra corpi neri	305
12.3.3 I fattori di forma per superfici lambertiane	306
12.4 IL COMPORTAMENTO DEI CORPI REALI	309
12.4.1 Il comportamento dei corpi reali in ricezione	309
12.4.2 Il comportamento dei corpi reali in emissione	320
12.4.3 Il comportamento del Sole	327
12.5 L'APPLICABILITÀ DEL MODELLO DI CORPO NERO	328
12.6 IL MODELLO DI SCAMBIO TERMICO PER I CORPI GRIGI	330
12.7 L'APPLICABILITÀ DEL MODELLO DEI CORPI GRIGI	333
12.7.1 Scambi termici tra due soli corpi grigi con temperature simili	335
12.7.2 Scambi termici tra corpi grigi con temperature molto diverse	337
12.8 IL MODELLO PER I CORPI OPACHI LAMBERTIANI	342
12.9 IL MODELLO DI RAY TRACING MONTECARLO	344
12.9.1 Ray tracing in assenza di corpi semitransparenti	344
12.9.2 Ray tracing in presenza di corpi semitransparenti	346
12.10 LA LINEARIZZAZIONE DEGLI SCAMBI RADIATIVI	348
12.11 IL COMPORTAMENTO RADIATIVO DELL'ATMOSFERA	350
12.11.1 Il buco dell'ozono	350
12.11.2 L'effetto serra	351
<b>CAPITOLO 13 GLI SCAMBI TERMICI COMBINATI</b>	<b>357</b>
13.1 LA COMBINAZIONE DEGLI SCAMBI TERMICI SUPERFICIALI	357
13.2 LA COMBINAZIONE DEGLI SCAMBI TERMICI NELLE INTERCAPEDINI	361
13.2.1 Intercapedini piane	362
13.2.2 Intercapedini cilindriche	363
13.3 LO SCAMBIO TERMICO GLOBALE	365
13.3.1 Lo scambio termico globale nel caso di pareti piane	365
13.3.2 Lo scambio termico globale nel caso di pareti cilindriche	368
13.4 LE SUPERFICI ESTESE	370
13.5 I MATERIALI ISOLANTI	372
13.6 LA SIMULAZIONE DEGLI SCAMBI TERMICI COMBINATI MEDIANTE METODI NUMERICI	373

<b>CAPITOLO 14 LE TRASFORMAZIONI ELEMENTARI</b>	<b>375</b>
14.1 TRASFORMAZIONI IN SISTEMI CHIUSI	375
14.1.1 Trasformazioni isocore	376
14.1.2 Trasformazioni isobare	390
14.1.3 Trasformazioni isoterme	397
14.1.4 Trasformazioni isoentropiche	399
14.1.5 Espansioni e compressioni libere	405
14.2 MISCELAZIONI IN SISTEMI CHIUSI	407
14.2.1 Miscelazioni riguardanti la medesima sostanza	407
14.2.2 Miscelazioni riguardanti sostanze diverse	409
14.3 TRASFORMAZIONI ALL'INTERNO DI CONDOTTI IN REGIME STAZIONARIO	410
14.3.1 Trasformazioni isobare	411
14.3.2 Trasformazioni isoterme	416
14.3.3 Trasformazioni isoentropiche	419
14.3.4 Trasformazioni isoentalpiche	424
14.4 MISCELAZIONI ENTRO CONDOTTI IN REGIME STAZIONARIO	427
14.4.1 Miscelazioni adiabatiche riguardanti la medesima sostanza	427
14.4.2 Miscelazioni adiabatiche riguardanti gas ideali diversi	428
14.4.3 Miscelazioni con scambio termico	428
14.5 TRASFORMAZIONI POLITROPICHE	430
14.6 LEGAME ESISTENTE TRA LE TRASFORMAZIONI DEI SISTEMI APERTI E DEI SISTEMI CHIUSI	432
14.7 TRASFORMAZIONI IN SISTEMI IN REGIME VARIABILE	434
14.7.1 Sistemi a massa costante	435
14.7.2 Sistemi a massa variabile	436
<b>CAPITOLO 15 I DISPOSITIVI DI SCAMBIO TERMICO</b>	<b>438</b>
15.1 TIPOLOGIA DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	439
15.1.1 Scambiatori a flussi paralleli	440
15.1.2 Scambiatori a flussi incrociati	442
15.2 I METODI DI CALCOLO DEGLI SCAMBIATORI DI CALORE	447
15.2.1 Il metodo della differenza di temperatura media logaritmica	448
15.2.2 Il metodo dell'efficienza	455
15.2.3 La simulazione numerica (anche con cambiamento di fase)	458
<b>CAPITOLO 16 I COMPRESSORI E GLI ESPANSORI VOLUMETRICI ALTERNATIVI</b>	<b>461</b>
16.1 COMPRESSORI VOLUMETRICI ALTERNATIVI	461
16.2 ESPANSORI VOLUMETRICI ALTERNATIVI	471
<b>CAPITOLO 17 I CICLI DIRETTI</b>	<b>478</b>
17.1 I MOTORI A VAPORE DI TIPO "ATMOSFERICO"	479
17.2 I MOTORI A VAPORE A CICLO RANKINE	481
17.2.1 Il ciclo Rankine semplice	481
17.2.2 Il ciclo Rankine con condensatore	485
17.2.3 Il ciclo Rankine con surriscaldamento	487
17.2.4 Adozione di espansori alternativi a più stadi e di turboespansori	488
17.2.5 Il ciclo Rankine con risurriscaldamento	489
17.2.6 I cicli Rankine con rigenerazione	491
17.2.7 I cicli Rankine adottati nelle moderne centrali termoelettriche	497
17.2.8 I cicli Rankine per la cogenerazione	499
17.3 I MOTORI A GAS A CICLO STIRLING	501
17.4 I MOTORI A GAS A CICLO OTTO	506

17.5 I MOTORI A GAS A CICLO DIESEL	515
17.6 I MOTORI A GAS A CICLO MISTO	519
17.7 I MOTORI A GAS A CICLO BRAYTON-JOULE	521
17.7.1 Il ciclo Joule	521
17.7.2 Il ciclo Brayton	523
17.7.3 Il ciclo turbogas	524
17.8 I MOTORI A GAS A CICLO LENOIR	537
<b>CAPITOLO 18 I CICLI INVERSI</b>	<b>540</b>
18.1 IL CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE	540
18.1.1 Il ciclo semplice	541
18.1.2 Il ciclo con scambiatore rigenerativo	548
18.1.3 Il ciclo con separatore di liquido	548
18.1.4 I cicli in cascata	551
18.1.5 I fluidi impiegati nei cicli inversi a compressione di vapore	552
18.2 IL CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI GAS	556
18.2.1 Il ciclo chiuso	557
18.2.2 Il ciclo ad aria per la climatizzazione degli edifici	561
18.2.3 I cicli per la climatizzazione ambientale nel settore aeronautico	564
18.2.4 La regolazione dei cicli per la climatizzazione ambientale	566
18.3 IL CICLO STIRLING INVERSO	566
18.4 I CICLI INVERSI DI TIPO TRITERMICO	567
18.4.1 Le macchine tritermiche di tipo combinato	567
18.4.2 Le macchine ad assorbimento	569
<b>APPENDICE A LA QUANTIFICAZIONE DELLE GRANDEZZE</b>	<b>572</b>
A.1 LA CLASSIFICAZIONE DELLE GRANDEZZE IN BASE ALLA LORO MISURABILITÀ	572
A.2 I SISTEMI DI UNITÀ DI MISURA	574
A.3 IL PROCESSO DI ARMONIZZAZIONE DELLE UNITÀ DI MISURA	575
A.4 IL SISTEMA INTERNAZIONALE DI UNITÀ DI MISURA	577
A.4.1 Le grandezze fondamentali e le loro unità	577
A.4.2 Le principali unità derivate	578
A.4.3 Multipli e sottomultipli delle unità di misura	579
A.4.4 Unità ammesse in particolari ambiti scientifici, tecnici e commerciali	581
A.4.5 Regole per l'uso corretto delle unità di misura	581
A.5 ALTRE UNITÀ ESTRANEE AL SISTEMA INTERNAZIONALE	584
<b>APPENDICE B PROPRIETÀ DEL VAPOR D'ACQUA SATURO</b>	<b>586</b>
<b>APPENDICE C DIAGRAMMI DI STATO DI ALCUNI FLUIDI</b>	<b>592</b>
C.1 DIAGRAMMA <i>T-s</i> DELL'AMMONIACA	592
C.2 DIAGRAMMA <i>T-s</i> DELL'ANIDRIDE CARBONICA	593
C.3 DIAGRAMMA <i>T-s</i> DELL'OSSIGENO	594
C.4 DIAGRAMMA <i>h-s</i> DELL'ACQUA	595
C.5 DIAGRAMMA <i>p-h</i> DEL R134a	596
C.6 DIAGRAMMA <i>p-h</i> DEL R410a	597
<b>SIMBOLOGIA</b>	<b>598</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>602</b>
<b>INDICE ANALITICO</b>	<b>603</b>



Come si è visto, i cicli inversi sono alla base del funzionamento delle macchine termiche che hanno lo scopo di prelevare un flusso termico da un sistema a bassa temperatura e di trasferirlo ad un sistema a temperatura più elevata. In conseguenza del Secondo Principio, ciò richiede un apporto energetico esterno, sotto forma di potenza meccanica (Figura 18.1a) o anche di potenza termica (Figura 18.1b).

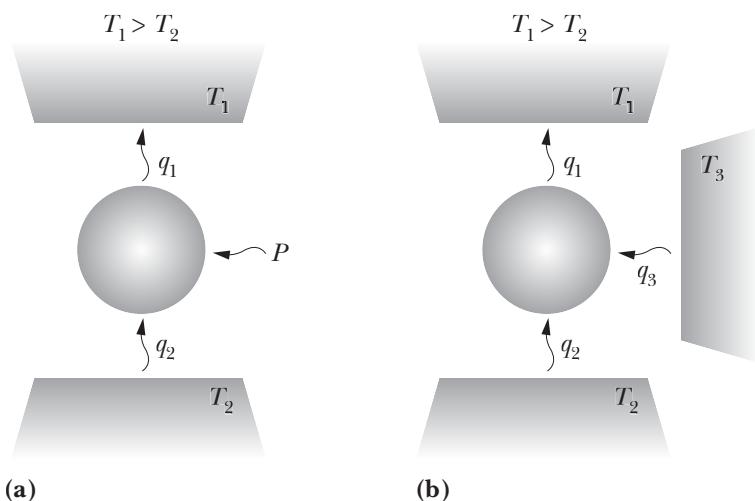


Figura 18.1

Si ricorda, inoltre, che tutti questi cicli possono indifferentemente dar luogo a una macchina frigorifera o a una pompa di calore, a seconda che l'obiettivo sia la sottrazione di calore a bassa temperatura o la fornitura di calore a più alta temperatura.

Dal punto di vista tecnico ed economico si può osservare che, contrariamente a quanto avviene per i motori termici, il cui impulso allo sviluppo degli ultimi due secoli è universalmente riconosciuto, spesso si dimentica l'impatto che hanno avuto le macchine a ciclo inverso. In realtà, la loro importanza è molto simile: infatti, hanno permesso di risolvere problemi legati non solo alla conservazione delle derrate alimentari e alla climatizzazione ambientale ma anche, per esempio, alla separazione dell'ossigeno e dell'azoto presenti nell'aria e al trasporto del gas naturale liquefatto (LNG), arrivando fino alle applicazioni biomediche e alla possibilità di sfruttare particolari fenomeni come la liofilizzazione e la supercondutività.

In questo Capitolo si esamineranno dunque i principali cicli termodinamici che oggi consentono di realizzare l'obiettivo sopra delineato. Si osservi che, al fine di evitare confusioni con l'efficienza degli scambiatori, in questa sede il coefficiente di effetto utile verrà indicato con il simbolo  $COP$  al posto di  $\varepsilon$ .

## 18.1 IL CICLO INVERSO A COMPRESSIONE DI VAPORE

Il ciclo frigorifero più diffuso deriva direttamente dal ciclo di Rankine percorso al contrario, con le trasformazioni che avvengono prevalentemente all'interno della zona bifase liquido-vapore del diagramma di stato di una determinata sostanza.

Storicamente, le prime intuizioni relative alla possibilità di realizzare un processo ciclico di questo tipo in grado di produrre con continuità un effetto frigorifero risalgono al 1805, ad opera di Oliver Evans (1755-1819), il quale sfruttò le precedenti esperienze effettuate da

diversi ricercatori tra i quali anche Benjamin Franklin (1706-1790) relativamente alla sottrazione di calore indotta dall'evaporazione di un liquido volatile.

Evans non giunse mai alla realizzazione di un prototipo, ma il suo lavoro fu portato avanti da un suo amico e collaboratore, Jacob Perkins (1766-1849), il quale nel 1835 ottenne un brevetto dal titolo “Apparatus and Means for Producing Ice”, nel quale si fa riferimento all'etere etilico come fluido refrigerante. Questa macchina venne effettivamente realizzata da un dipendente di Perkins di nome John Hague, ma non ottenne un grande successo commerciale; curiosamente, nella realizzazione pratica non venne utilizzato l'etere etilico, ma un distillato del caucciù chiamato “caoutchoucine”.

È anche interessante osservare come l'obiettivo di queste prime ricerche fosse la produzione artificiale di ghiaccio, da tempo utilizzato per la conservazione delle derrate alimentari, attingendo però alle riserve disponibili in natura: ad esempio, si può ricordare il trasporto di ghiaccio che veniva effettuato via terra dai rilievi alpini alle località della pianura padana, oppure via mare dalle coste dell'Alaska alle città della California.

Le prime macchine commerciali furono tuttavia opera di James Harrison (1816-1893), il quale ottenne un primo brevetto nel 1854 e un secondo, in collaborazione con Daniel Siebe (1830-1866), nel 1857: in entrambi i casi le macchine utilizzavano l'etere etilico come fluido frigorifero.

Il vero successo commerciale delle macchine a compressione di vapore è però legato al nome di Carl von Linde (1842-1934), professore di meccanica all'Università di Monaco, il quale, utilizzando l'etere metilico e soprattutto applicando i risultati delle sue ricerche pubblicati nel 1870 e nel 1871, riuscì in poco tempo a raddoppiare l'efficienza delle macchine allora disponibili. Quando poi, nel 1877, Linde decise di sostituire l'etere con l'ammoniaca (molto meno critica dal punto di vista della sicurezza), si concluse di fatto la fase pionieristica delle macchine a compressione di vapore.

Pur tuttavia, negli anni successivi gli sviluppi tecnologici furono ancora molti, sia nel campo delle macchine frigorifere sia in quello delle pompe di calore che proprio negli ultimi 20 o 30 anni sono state oggetto di un interesse crescente.

Nel seguito, quindi, dopo aver descritto la versione più semplice, ma ancor oggi più diffusa, del ciclo a compressione di vapore, verranno illustrate le principali varianti volte ad aumentarne l'efficienza e ad ottenere temperature di evaporazione sempre più basse.

### 18.1.1 Il ciclo semplice

Il ciclo semplice a compressione di vapore rappresenta sicuramente il ciclo inverso oggi più diffuso, con il fluido che opera a cavallo della curva di Andrews. Tale ciclo può essere concepito partendo da un ciclo semplice di Rankine percorso al contrario e quindi nelle diverse parti del ciclo avranno luogo scambi di potenza (termica e meccanica) di verso opposto rispetto a quelli del ciclo Rankine.

In linea di principio, come rappresentato in Figura 18.2, ci sarà dunque uno scambiatore freddo **SF** (dove viene assorbita la potenza  $q_2$ ) e uno scambiatore caldo **SC** (dove viene ceduta la potenza  $q_1$ ), collegati tra loro da un organo di compressione **C** ed uno di espansione **E**.

Poiché nello scambiatore caldo ha ora luogo un processo di condensazione, esso viene denominato *condensatore*, in modo del tutto analogo a quanto visto nel caso del ciclo Rankine. Invece lo scambiatore freddo, dove ha luogo un processo di evaporazione, non si chiama in questo caso generatore di vapore, ma semplicemente *evaporatore*.

All'interno di questi scambiatori il fluido del ciclo scambia calore con un fluido esterno; allora, come indicato in Figura 18.3, lo scambiatore freddo potrà essere realizzato in modo simile al generatore di vapore del ciclo Rankine, cioè con una configurazione a fascio tubiero

con il fluido esterno che si raffredda passando all'interno del fascio, mentre il fluido del ciclo si raccoglierà nella parte alta del fasciame, uscendo in condizioni di vapore sato. Analogamente, lo scambiatore caldo sarà simile al condensatore del ciclo Rankine, con il fluido esterno che si riscalda attraversando i tubi del fascio, mentre il fluido del ciclo verrà estratto in condizioni di liquido sato.

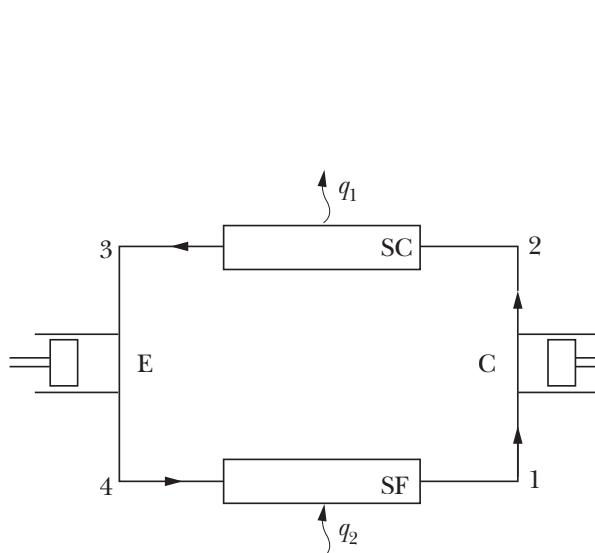


Figura 18.2

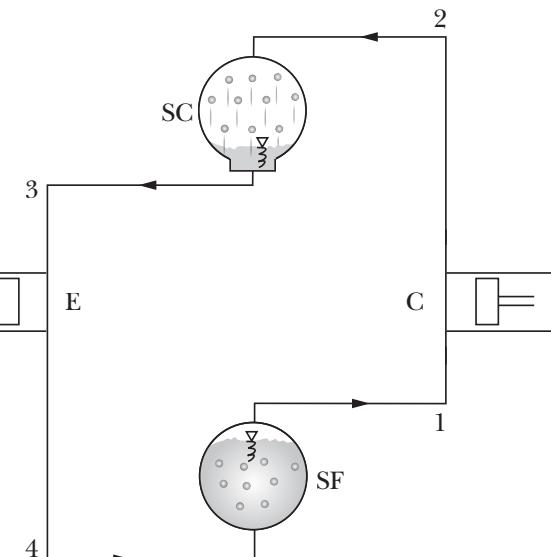


Figura 18.3

Per comprendere come si configura sul diagramma termodinamico il ciclo corrispondente allo schema di impianto di Figura 2, è opportuno focalizzare dapprima l'attenzione sui due scambiatori ed osservare che in entrambi la trasformazione subita dal fluido del ciclo comporta un passaggio di fase e quindi si svolgerà in tutto o in parte sotto la curva di Andrews: essendo i fenomeni di attrito fluido modesti, si tratterà di trasformazioni isobare e quindi anche isoterme.

Resta allora da stabilire quale sia la loro temperatura ed a questo proposito entrano in gioco le condizioni al contorno. Negli schemi concettuali a cui si è fatto riferimento al Capitolo 5 per introdurre il concetto di macchina termica, si è sempre parlato genericamente di "sorgenti", intendendo con ciò sistemi che mantengono una temperatura costante. In realtà, come si è visto anche per i motori (più precisamente, quelli a combustione esterna), quasi sempre le condizioni al contorno sono governate da fluidi esterni che evolvono a contatto con il fluido del ciclo mediante scambiatori di calore. Questo è appunto il caso anche dei cicli esaminati in questo paragrafo.

Pertanto, all'evaporatore ci sarà un fluido esterno (generalmente allo stato di liquido o gas) più caldo del fluido del ciclo che cede calore a quest'ultimo e con ciò si raffredda (Figura 18.4a); analogamente, al condensatore ci sarà un fluido esterno più freddo di quello del ciclo che riceve il calore da esso ceduto e conseguentemente si riscalda (Figura 18.4b).

Per entrambi gli scambiatori si possono quindi fare considerazioni del tutto analoghe a quelle di Figura 17.10, volte a dimostrare come la temperatura e la portata del fluido esterno, assieme all'entità del flusso termico da scambiare, influenzino la temperatura del fluido del ciclo (indicata con  $T_E$  all'evaporatore e con  $T_C$  al condensatore).

Per la determinazione di tali temperature si potrà quindi far ricorso ad uno dei due metodi di calcolo descritti al Capitolo 15, ma in questo contesto risulta di solito preferibile il metodo dell'efficienza.

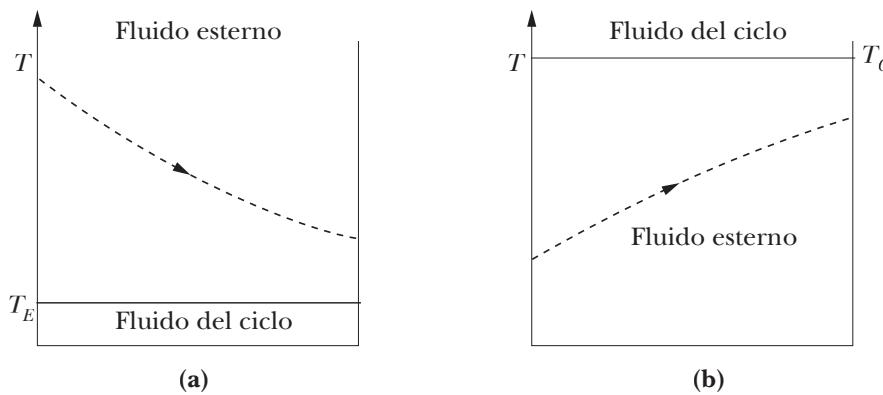


Figura 18.4

Alla luce di ciò, sul diagramma di stato del fluido prescelto, le trasformazioni che hanno luogo nell'evaporatore e nel condensatore avverranno, in tutto o in parte, lungo le due isobare-isoterme indicate in Figura 18.5, uscendo dai rispettivi scambiatori nei punti indicati con 1 e 3.

A valle dell'evaporatore il fluido del ciclo esce quindi in condizioni di vapore saturo ed entra nel compressore che lo deve comprimere dalla pressione  $p_E$  di evaporazione fino alla pressione  $p_C$  di condensazione. Dato però che la compressione è di fatto adiabatica, facendo ora riferimento alla Figura 18.6, si vede che la pressione  $p_C$  sarà raggiunta nel punto  $2i$  nell'ipotesi di reversibilità (e quindi di isoentropicità), oppure nel punto 2 in presenza di un rendimento isoentropico  $\eta_{is,c} < 1$ .

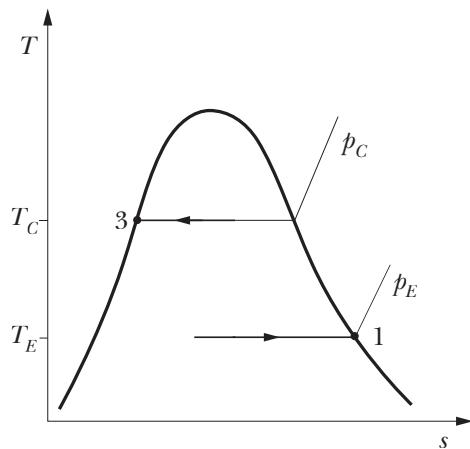


Figura 18.5

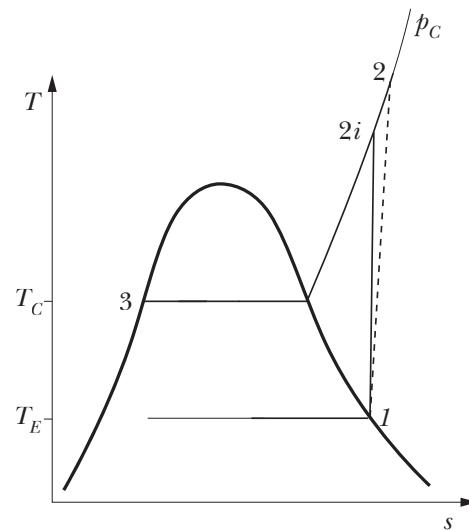


Figura 18.6

Se ne conclude che nel condensatore entra vapore surriscaldato, il che complica leggermente l'analisi termica dello scambiatore (infatti, il fluido del ciclo non sarà ovunque alla medesima temperatura  $T_C$ ), ma non modifica il fatto che all'uscita si abbia liquido saturo.

Proseguendo dunque nella descrizione delle trasformazioni che si ottengono invertendo il ciclo Rankine diretto, dal punto 3 il fluido dovrebbe ora entrare nell'espansore, raggiungendo nuovamente la pressione  $p_E$  nel punto  $4i$ , nel caso di trasformazione reversibile o più realisticamente nel punto 4, se la trasformazione avviene con un rendimento isoentropico  $\eta_{is,e} < 1$  (Figura 18.7).

In realtà, la potenza che si riuscirebbe ad ottenere da un'espansione che si sviluppa vicino al ramo inferiore della curva di Andrews sarebbe molto piccola rispetto a quella richiesta per la compressione; pertanto, un espansore non trova giustificazione economica e si preferisce

sostituirlo con un semplice organo di laminazione (una valvola o un tubo capillare) che, in base a quanto visto al Capitolo 14, realizza una trasformazione isoentalpica.

In definitiva, il ciclo semplice a compressione di vapore viene realizzato secondo lo schema impiantistico di Figura 18.8 e le sue varie trasformazioni si presentano come indicato in Figura 18.9 (nelle solite coordinate  $T$ - $s$ ), ovvero come indicato in Figura 18.10 (nelle coordinate  $p$ - $h$ , a cui fanno spesso riferimento i diagrammi di stato dei fluidi utilizzati nella tecnica del freddo).

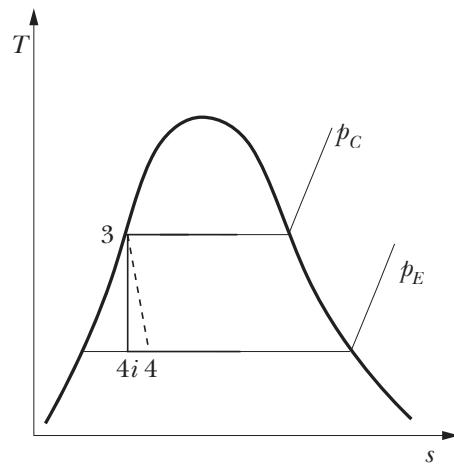


Figura 18.7

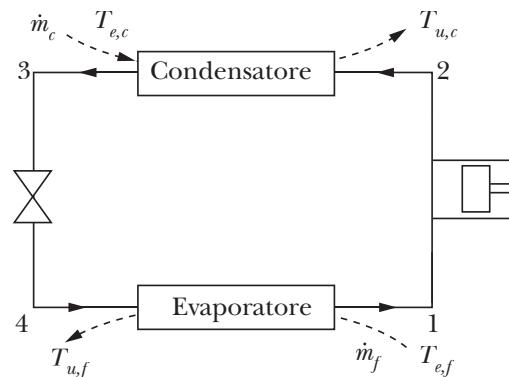


Figura 18.8

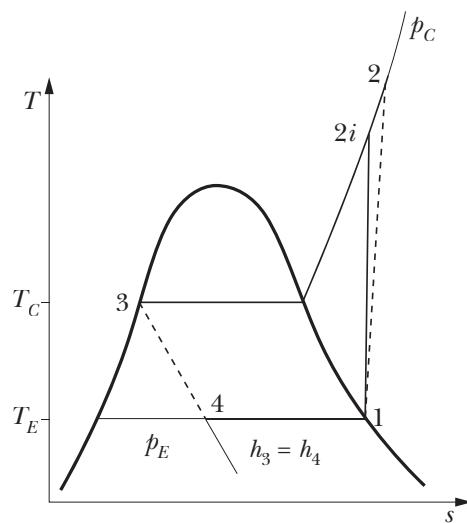


Figura 18.9

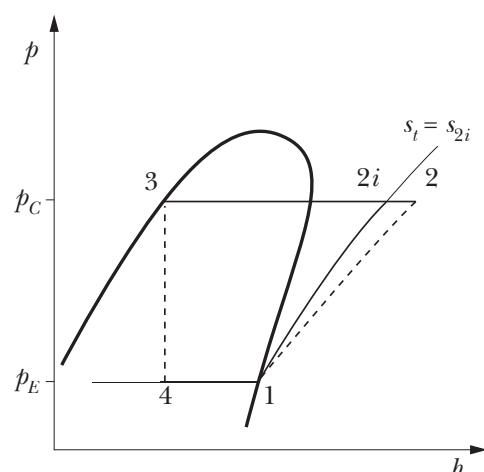


Figura 18.10

Prima di concludere questa parte descrittiva, si fa osservare che nel caso in cui uno o entrambi i fluidi esterni siano allo stato gassoso (infatti, molto spesso si tratta di aria) risulta praticamente obbligatorio, per i motivi descritti al Capitolo 15, ricorrere a quel particolare tipo di scambiatori denominati *batterie alettate*, con il fluido del ciclo che scorre all'interno dei tubi, investiti ortogonalmente dal fluido esterno. In tal caso, il profilo delle temperature nei due scambiatori cambia e, nel caso di un singolo rango di tubi, sarà quello rappresentato in Figura 18.11a e Figura 18.11b, rispettivamente per l'evaporatore e il condensatore: la temperatura sarà dunque costante anche per i fluidi esterni (linee tratteggiate), non perché cambino di fase, ma perché quando entrano in contatto con la superficie di scambio sono ovunque in condizioni indisturbate. Si osservi altresì che in Figura 11b si è in questo caso correttamente evidenziata anche la variazione di temperatura che il fluido del ciclo subisce nella prima parte del condensatore, a seguito del de-suriscaldamento dalla temperatura  $T_2$  di uscita dal compressore alla temperatura  $T_c$  di cambiamento di fase.

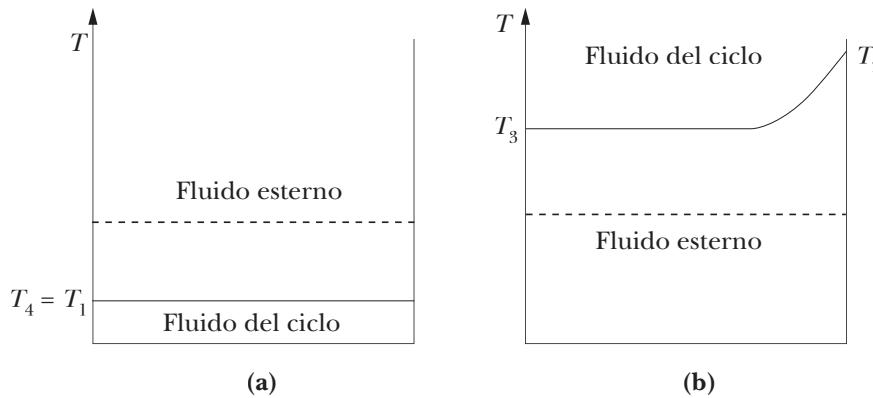


Figura 18.11

Se l'evaporatore è una batteria alettata (e quindi con il fluido evaporante che scorre all'interno di tubi), è anche opportuno che esso venga dimensionato in modo tale da garantire un piccolo surriscaldamento del vapore in uscita dal punto 1 al punto 1' (Figura 18.12), in modo da scongiurare il pericolo che il compressore aspiri quantità anche modeste di liquido. Infatti, nei compressori volumetrici (che in campo frigorifero vengono molto utilizzati sia nella versione alternativa sia in quella rotativa), l'eventuale liquido aspirato tendere ad accumularsi all'interno del volume nocivo, con il rischio di provocare la rottura del compressore stesso (il cosiddetto *colpo di liquido*).

Supponendo comunque, per semplicità, che il punto 1 sia vapore saturo, per progettare un ciclo che consenta di raffreddare una portata  $\dot{m}_f$  di fluido freddo dalla temperatura di ingresso  $T_{e,f}$  alla temperatura di uscita  $T_{u,f}$  si può innanzi tutto determinare il flusso termico  $q_E$  che deve essere scambiato all'evaporatore:

$$q_E = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{u,f} - T_{e,f}) \quad (18.1)$$

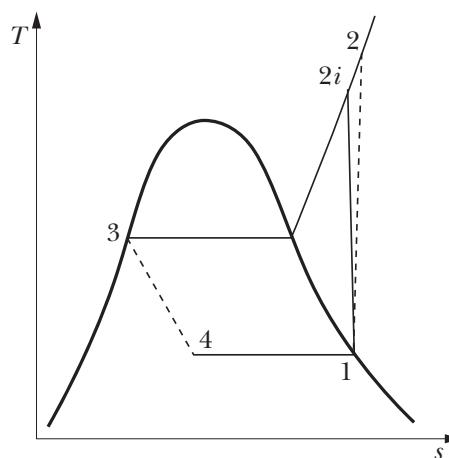


Figura 18.12

Dato che il fluido esterno è certamente quello con il prodotto  $\dot{m}c$  più piccolo (l'altro infatti condensa e quindi ha  $c = \infty$ ), l'efficienza  $\varepsilon_E$  dell'evaporatore risulta esprimibile come:

$$\varepsilon_E = \frac{T_{e,f} - T_{u,f}}{T_{e,f} - T_1} \quad (18.2)$$

Tale relazione consente quindi di determinare la temperatura di evaporazione  $t_1$  che corrisponde ad un valore ragionevole dell'efficienza dello scambiatore ( $\varepsilon_E \cong 0.5 \div 0.7$ ). Restano così determinati da un lato il prodotto  $KA$  che dovrà avere lo scambiatore, dall'altro la pressione di evaporazione corrispondente a  $T_1$  e si può anche individuare graficamente il punto 1 sul ramo superiore della curva di Andrews, leggendo la relativa entalpia  $h_1$ .

Passando ora a considerare il condensatore, bisogna individuare l'isobara  $p_2 = p_3$  che risulta compatibile il profilo termico assunto dal fluido esterno. Ovviamente, la prima condizione da rispettare è che il fluido del ciclo in ogni punto dello scambiatore risulti sempre più caldo del fluido esterno; a questa condizione se ne aggiunge tuttavia un'altra, ovvero che il dimensionamento dello scambiatore (in termini di area di scambio  $A$  e di trasmittanza  $K$ ) consenta di realizzare lo scambio  $q_C$  con le differenze di temperatura che, punto per punto, si ottengono dai due profili termici appena citati. Poiché capita frequentemente che i due profili siano difficilmente prevedibili, per dimensionare correttamente uno scambiatore idoneo può essere necessario ricorrere all'approccio numerico descritto al par. 15.2.3.

Se tuttavia si vuole adottare un approccio semplice, ma quasi sempre penalizzante per le prestazioni del ciclo, basta scegliere una isobara  $p_2 = p_3$  così alta da garantire che la temperatura del fluido del ciclo sia sempre maggiore di quella del fluido refrigerante e che la differenza di temperatura tra i due fluidi sia tale da non richiedere superfici di scambio troppo ampie, con i normali valori dei coefficienti  $K$ .

Individuata la pressione  $p_2$ , che potrà essere raggiunta impiegando un compressore con rapporto di compressione adeguato, resta graficamente determinato il punto 3 (sull'isobara di condensazione in corrispondenza al ramo inferiore della curva di Andrews) e conseguentemente anche il punto 4 (all'intersezione tra l'isobara di evaporazione e l'isoentalpica passante per il punto 3), con la relativa entalpia  $h_3 = h_4$ .

Dal bilancio del fluido frigorifero all'interno dell'evaporatore, si può quindi calcolare la sua portata  $\dot{m}$ :

$$q_{41} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (18.3)$$

dato che ovviamente  $q_{41} = -q_E$ , con quest'ultimo flusso termico espresso dalla (18.1).

Passando quindi a considerare il compressore, partendo dal punto 1 di vapore saturo si può determinare graficamente il punto 2i della trasformazione isoentropica e la relativa entalpia  $h_{2i}$ ; si ottiene quindi l'entalpia  $h_2$  in base al rendimento isoentropico  $\eta_{is,c}$  del compressore:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2i} - h_1}{\eta_{is,c}} \quad (18.4)$$

Pertanto, il compressore richiederà una potenza  $P_{12}$  calcolabile in base al bilancio:

$$0 = \dot{m} (h_2 - h_1) + P_{12} \quad (18.5)$$

mentre il condensatore dovrà smaltire un flusso termico  $q_{23}$  pari a:

$$q_{23} = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (18.6)$$

cedendolo al fluido esterno che evolve nello scambiatore. Fatto salvo quanto già detto sulla congruità dei profili di temperatura, complessivamente il fluido esterno che raffredda il condensatore dovrà soddisfare il bilancio seguente:

$$q_C = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{u,c} - T_{e,c}) \quad (18.7)$$

dove  $\dot{m}_c$ ,  $c_{p,c}$ ,  $T_{u,c}$  e  $T_{e,c}$  sono rispettivamente la portata, il calore specifico a pressione costante e le temperature di ingresso e uscita del fluido refrigerante, mentre per il flusso  $q_C$  deve valere la condizione  $q_C = -q_{23}$ , essendo quest'ultimo espresso dalla (18.6).

Si può così calcolare il coefficiente di effetto utile che, nell'ipotesi di funzionamento come macchina frigorifera assume la seguente espressione (se si trattasse di una pompa di calore, come è noto i valori aumenterebbero di una unità):

$$\begin{aligned} COP &= \frac{|q_{41}|}{|P_{12}|} \\ &= \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \end{aligned} \quad (18.8)$$

Si osservi che in questo Capitolo si preferisce indicare il coefficiente di effetto utile di una macchina frigorifera con l'acronimo *COP*, anziché con l'usuale simbolo  $\varepsilon$ , al fine di non creare confusione con l'efficienza degli scambiatori.

A titolo puramente indicativo, quando il condensatore è raffreddato con aria prelevata dall'ambiente esterno in condizioni estive (quindi con temperature di condensazione attorno a  $35 \div 40^\circ\text{C}$ ), da una macchina frigorifera reale è lecito aspettarsi che il coefficiente di effetto utile assuma valori prossimi a 1, a 1.8 e a 3.8, rispettivamente quando la temperatura di evaporazione si aggira sui  $-40^\circ\text{C}$  (per applicazioni industriali),  $-25^\circ\text{C}$  (per la conservazione di cibi surgelati) e  $5^\circ\text{C}$  (per la conservazione di cibi freschi e per il condizionamento dell'aria).

Infine, si osservi che per ridurre la potenza di compressione e al tempo stesso abbassare la temperatura di uscita dal compressore, si può ricorrere alla doppia compressione con raffreddamento intermedio di cui si è parlato al par. 16.1. A tal fine, si sfrutta di solito lo stesso fluido che raffredda il condensatore e quindi la macchina e il relativo ciclo si modificano come indicato rispettivamente in Figura 18.13 e in Figura 18.14, dove  $p_{2'} = p_{2''}$  rappresenta la pressione intermedia raggiunta con il primo compressore. In tal modo si riduce la potenza complessivamente richiesta dal ciclo, lasciando inalterato l'effetto frigorifero ed ottenendo così un miglioramento del coefficiente di effetto utile. Dato però che in questo caso bisogna dotare la macchina frigorifera di due compressori (con il relativo onere finanziario), conviene optare per un ciclo un po' diverso, che sarà descritto al par. 18.1.3.

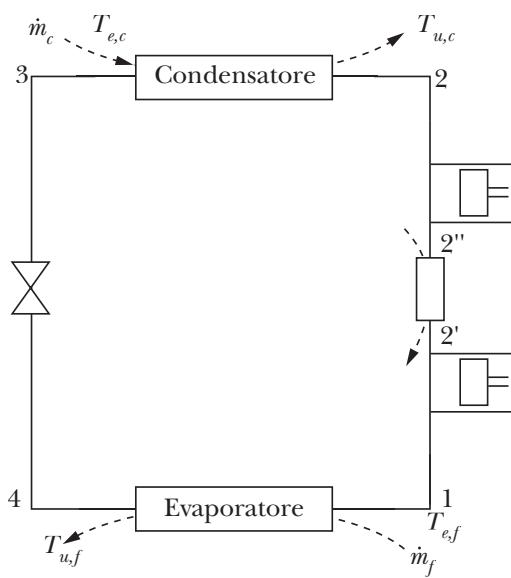


Figura 18.13

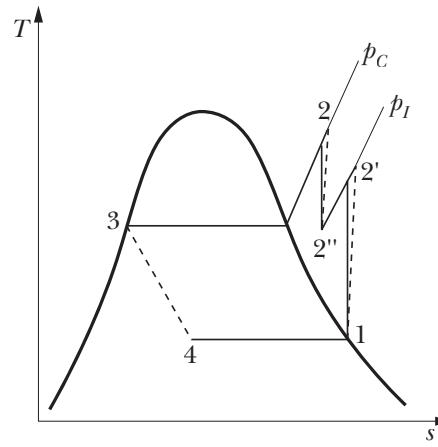


Figura 18.14

## 18.1.2 Il ciclo con scambiatore rigenerativo

Si è detto precedentemente che, quando si impiegano compressori di tipo volumetrico, è opportuno dimensionare l'evaporatore in modo da avere un certo surriscaldamento del vapore in ingresso, onde evitare il rischio del *colpo di liquido*. A parità di portata e temperatura di ingresso del fluido esterno da raffreddare nell'evaporatore, questo può tuttavia comportare un sia pur lieve abbassamento della pressione di evaporazione e quindi un aggravio per il ciclo nel suo complesso.

Ebbene, tale surriscaldamento può essere ottenuto in modo più efficiente introducendo uno scambiatore rigenerativo tra il fluido in uscita dall'evaporatore e il fluido in uscita dal condensatore, come indicato in Figura 18.15.

Come si vede dal relativo diagramma termodinamico di Figura 18.16, in questo modo il surriscaldamento in ingresso al compressore si accompagna ad un certo sottoraffreddamento del liquido all'uscita del condensatore. Pertanto, senza alterare in alcun modo le pressioni di evaporazione e di condensazione, si ottiene un maggior salto entalpico  $h_4 - h_1$  senza che il salto entalpico della compressione cambi significativamente rispetto alla situazione di Figura 18.12: conseguentemente il coefficiente di effetto utile migliora.

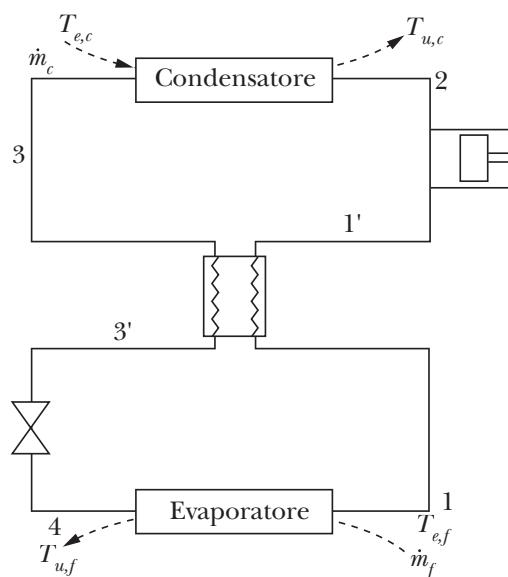


Figura 18.15

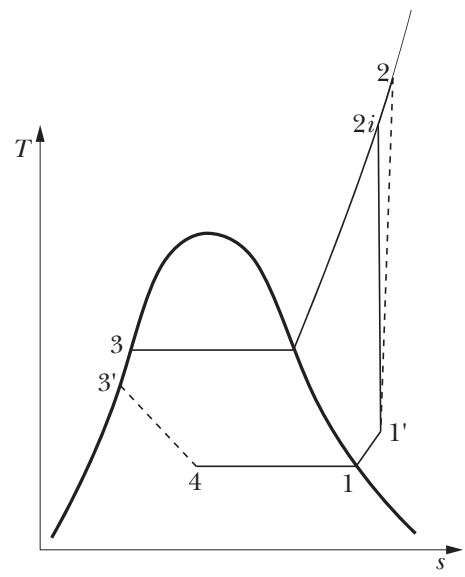


Figura 18.16

## 18.1.3 Il ciclo con separatore di liquido

Quando la differenza di temperatura tra la sorgente calda e la sorgente fredda tende ad aumentare, le soluzioni impiantistiche appena illustrate diventano progressivamente meno efficienti, per una serie di motivi tra loro concatenati. Ciò si vede molto bene in un diagramma  $p-h$  come quello di Figura 18.17, dove sono rappresentati due cicli 1-2-3-4 e 1'-2'-3-4', con la stessa pressione di condensazione e diverse pressioni (e quindi temperature) di evaporazione. Al diminuire della temperatura di evaporazione si riduce il salto entalpico disponibile all'evaporatore ( $h_1 - h_4$  al posto di  $h_1 - h_4'$ ) e contemporaneamente aumenta il salto entalpico richiesto al compressore ( $h_2 - h_1$  al posto di  $h_2' - h_1'$ ). Conseguentemente, il coefficiente di effetto utile ne viene certamente penalizzato.

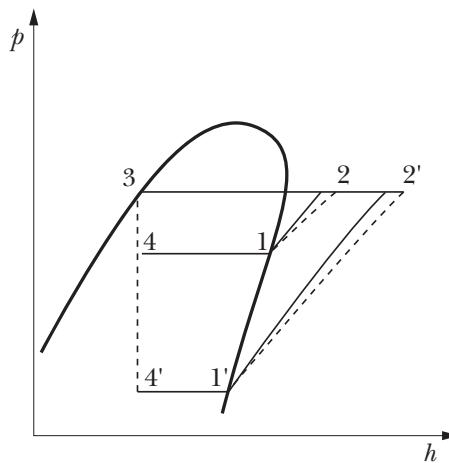


Figura 18.17

Oltre a questi motivi energetici ve ne sono poi altri di tipo operativo che inducono ad una certa cautela nell'impiegare il ciclo semplice quando la temperatura di condensazione è molto diversa da quella di evaporazione: guardando infatti alla fase di compressione, si vede che la temperatura di fine compressione va crescendo e questo, come si è già detto al Capitolo 16, può creare problemi con la lubrificazione. A ciò si aggiunge il fatto che, come è noto, al crescere del rapporto di compressione i compressori volumetrici vengono sempre più penalizzati dal volume nocivo.

Per ridurre, almeno in parte, i problemi sopra esposti, è possibile introdurre la doppia compressione abbinata ad un separatore intermedio, come indicato in Figura 18.18.

Di per sé il separatore è un dispositivo molto semplice, trattandosi solo di un recipiente collegato a quattro tubazioni, due di ingresso e due di uscita. Le due tubazioni di ingresso fanno confluire nel recipiente la portata  $\dot{m}'$  nelle condizioni 2 di uscita dal compressore **C1** e la portata  $\dot{m}''$  nelle condizioni 7 in uscita dalla valvola di laminazione **V1** a valle del condensatore.

Si osservi che mentre  $\dot{m}'$  entra come vapore surriscaldato,  $\dot{m}''$  entra come fluido bifase, per cui nel recipiente sarà possibile separare per gravità la fase liquida dalla fase di vapore: da qui il nome di *separatore di liquido* dato al recipiente.

Posizionando quindi opportunamente le tubazioni di uscita, sarà possibile estrarre da una lato la portata  $\dot{m}'$  in condizioni 5 di liquido saturo e dall'altro la portata  $\dot{m}''$  in condizioni 3 di vapore saturo. Quest'ultima viene compressa nel compressore **C2**, prima di passare nel condensatore e di qui nella valvola di laminazione **V1**; invece, la portata  $\dot{m}'$  viene laminata nella valvola **V2** e, dopo aver attraversato l'evaporatore, giunge al compressore **C1**.

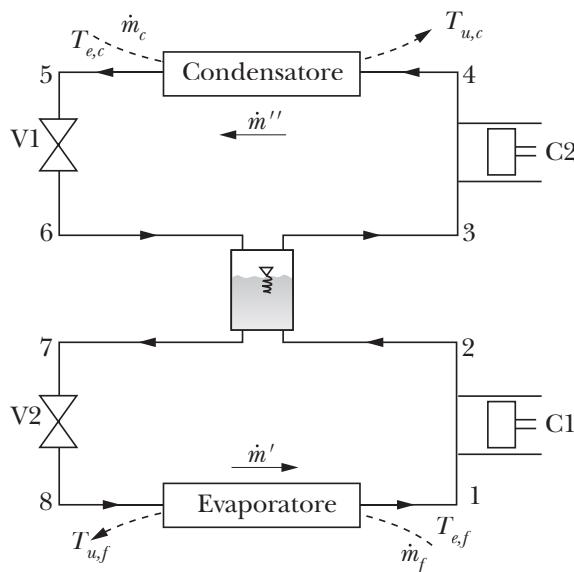


Figura 18.18

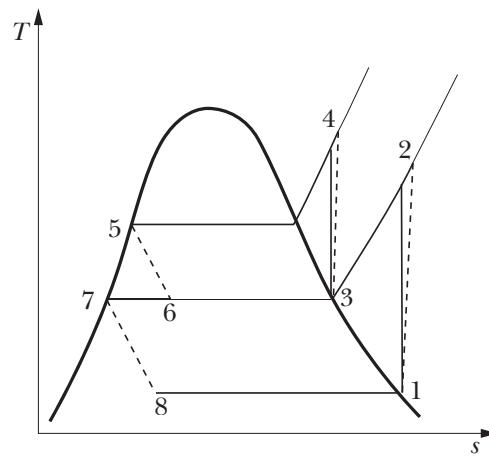


Figura 18.19

Sul diagramma termodinamico il corrispondente andamento delle varie trasformazioni risulta dunque quello rappresentato in Figura 18.19, con le pressioni di evaporazione e di condensazione che, ancora una volta, sono definite dalle condizioni di temperatura e portata dei due fluidi esterni. In tale diagramma, i punti 5 e 7 si trovano sul ramo inferiore della curva di Andrews, mentre i punti 1 e 3 si trovano sul ramo superiore e devono essere verificate le condizioni  $h_5 = h_6$  e  $h_7 = h_8$ .

Per quanto concerne la pressione che si instaura all'interno del separatore, essa può essere scelta a piacere, a parità di pressione di evaporazione e condensazione, variando i rapporti di compressione dei due compressori. Ancora una volta, sarà compito del progettista individuare la pressione che fornisce le migliori prestazioni del ciclo nel suo complesso.

Definita una determinata pressione intermedia, resta vincolato il rapporto tra le due portate  $\dot{m}'$  e  $\dot{m}''$ , dato che per il bilancio del separatore (considerato adiabatico) si ha:

$$0 = \dot{m}' (h_7 - h_2) + \dot{m}'' (h_3 - h_6) \quad (18.9)$$

e quindi deve risultare:

$$\frac{\dot{m}'}{\dot{m}''} = \frac{h_3 - h_6}{h_2 - h_7} \quad (18.10)$$

Da tale relazione si evince che la portata nell'evaporatore è sempre minore di quella nel condensatore. Dato quindi il flusso termico  $q_{81}$  da scambiare nell'evaporatore, si determina dapprima la portata  $\dot{m}'$  in base al bilancio:

$$q_{81} = \dot{m}' (h_1 - h_8) \quad (18.11)$$

e poi la portata  $\dot{m}''$ , in accordo con la (18.10):

$$\dot{m}'' = \dot{m}' \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \quad (18.12)$$

Note le due portate, in base ai seguenti bilanci, si possono determinare le potenze  $P_{12}$  e  $P_{34}$  assorbite dai due compressori, nonché il flusso termico  $q_{45}$  ceduto al condensatore:

$$0 = \dot{m}' (h_2 - h_1) + P_{12} \quad (18.13)$$

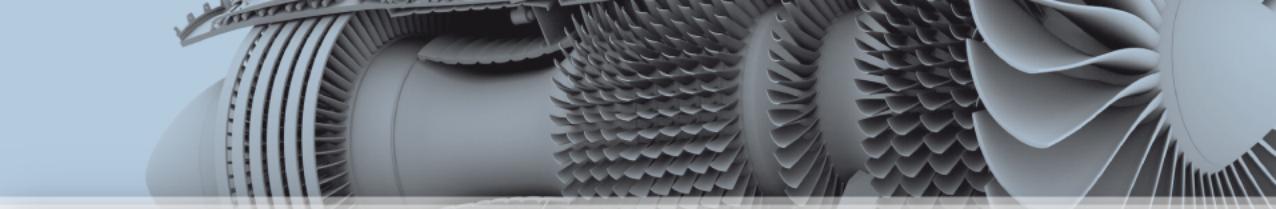
$$0 = \dot{m}'' (h_4 - h_3) + P_{34} \quad (18.14)$$

$$q_{45} = \dot{m}'' (h_5 - h_4) \quad (18.15)$$

In definitiva, il coefficiente di effetto utile della macchina frigorifera sarà calcolabile come:

$$\begin{aligned} COP &= \frac{|q_{81}|}{|P_{12}| + |P_{34}|} \\ &= \frac{\dot{m}' (h_1 - h_8)}{\dot{m}' (h_2 - h_1) + \dot{m}'' (h_4 - h_3)} \end{aligned} \quad (18.16)$$





Pierfrancesco Brunello

# Lezioni di Fisica Tecnica

Accedi ai contenuti digitali ➤ Espandi le tue risorse ➤ con un libro che **non pesa** e si **adatta** alle dimensioni del tuo **lettore**



All'interno del volume il **codice personale** e le istruzioni per accedere ai contenuti digitali.  
L'accesso alle risorse digitali è **gratuito** ma limitato a **18 mesi dalla attivazione del servizio**.

