

---

**la regolazione  
automatica  
negli impianti  
di climatizzazione**

Bruno Junker

**PEG**

EDITRICE. MILANO

Titolo originale dell'opera  
Klimaregelung - Grundlagen Praxis der Projektierung  
bei R. Oldenbourg Verlag GmbH - München, Wien

per l'edizione tedesca  
Copyright 1974 by R. Oldenbourg Verlag GmbH München

per l'edizione italiana  
Copyright 1978 by Editrice PEG Milano

Tutti i diritti sono riservati a norma  
delle leggi internazionali

6

Traduzione dal tedesco di **Antonio Piccarreta**  
Revisione della traduzione ed adattamento  
alla terminologia italiana di **Roberto Sanguineti**

## PRESENTAZIONE

*Quando, alla fine del 1975, fu presa la decisione di tradurre in lingua italiana questo volume, non si pensava che la traduzione stessa potesse comportare grandi difficoltà, al di là di quelle derivanti dalle dimensioni dell'opera.*

*In effetti, invece, la traduzione e l'adattamento al « linguaggio » usato in Italia dai tecnici, sia della regolazione automatica che della climatizzazione, è stato abbastanza difficoltoso.*

*La diffusione, nel nostro Paese, di eterogenee definizioni e simbologie « aziendali » ha creato non pochi inconvenienti, per alcuni dei quali è stato impossibile ovviarvi felicemente. Alcune definizioni sono state normalizzate nel 1964 dal CTI, ma risultano ormai superate e comunque incomplete; in questi mesi, un gruppo di lavoro del Sottocomitato 12 del CTI ha elaborato una nuova serie di definizioni, largamente incompleta perché tesa esclusivamente alla normativa per l'omologazione delle apparecchiature di regolazione automatica.*

*Un discorso del tutto analogo è da farsi per la simbologia.*

*Il trattato è impostato prevalentemente sulla teoria lineare della regolazione, con aperture sulla teoria non-lineare. Le conoscenze matematiche necessarie per capirlo appieno sono semplici, arrivando esse alle espressioni esponenziali ed a elementari derivate ed integrali.*

*Il volume copre una grande lacuna esistente nella letteratura tecnica in lingua italiana. Infatti, se escludiamo le pubblicazioni curate dalle Case costruttrici di apparecchi per la regolazione ed un certo numero di articoli pubblicati sulle riviste del settore, non esiste nulla di organico e completo sui sistemi di regolazione per gli impianti di climatizzazione. Il testo di Junker fornisce i dati e le formule che permettono, sulla carta, di determinare sia i tipi di apparecchiature di regolazione da impiegare ed i principali valori da fissare per gli apparecchi stessi, sia — e ciò può apparire persino inverosimile al tecnico della climatizzazione — di controllare se i componenti impiantistici che sono stati scelti (batterie, pompe, ecc.) saranno in grado di coprire tutte le esigenze emergenti nelle diverse situazioni di funzionamento.*

*È da osservarsi, infatti, che è errata la concezione, anche se assai diffusa, che a ciascun impianto progettato, comunque lo si sia progettato, corrisponda una regolazione ottimale che lo specialista saprà certamente individuare.*

*In diversi casi lo specialista deve invece constatare l'impossibilità di una regolazione sufficiente in ogni suo aspetto per l'impianto che gli è dato.*

*In ogni caso comunque, la regolazione ottimale non esiste, e pertanto non la si può individuare, se essa non viene impostata contemporaneamente all'impianto alla cui progettazione si accompagna come elemento condizionante sempre, determinante spesso.*

*È un problema di simbiosi: l'impianto e la sua regolazione sono interdipendenti e la loro soluzione ottimale è unicentrica in rapporto alla gestione.*

*Si può considerare al proposito — e con una certa malizia! — che, qui da noi, la « progettazione integrata » auspicata tra architetto e progettista degli impianti, non sempre esiste tra tecnico degli impianti e tecnico della regolazione che, magari, lavorano nella stessa Azienda.*

**prof. Evandro Sacchi**



# INDICE

3	<i>Presentazione</i>
9	0. <i>Premessa</i>
11	1. <i>Introduzione</i>
11	1.1. Il ruolo della tecnica della regolazione nella fase di progetto di un impianto
13	1.2. Premesse e mezzi per la progettazione della regolazione per la climatizzazione
15	2. <i>La rappresentazione dei processi di trattamento dell'aria nel diagramma dell'aria umida di Mollier</i>
16	2.1. Le grandezze di stato dell'aria umida
19	2.2. La rappresentazione dello stato dell'aria nel diagramma dell'aria umida
21	2.3. Procedimenti di trattamento dell'aria e componenti che vi partecipano
23	2.3.1. La camera di miscelazione
26	2.3.2. L'umidificatore a vapore
27	2.3.3. La batteria di riscaldamento
29	2.3.4. La batteria di raffreddamento
31	2.3.5. Il lavatore
33	2.3.6. Umidificatore a polverizzazione d'acqua
37	3. <i>Classificazione dei circuiti di regolazione</i>
37	3.1. Terminologia della tecnica della regolazione
40	3.2. Classificazione dei complessi regolanti e loro caratteristiche principali
42	3.2.1. Il complesso regolante con caratteristica a due posizioni
43	3.2.2. Il complesso regolante con caratteristica P

47	3.2.3. Il complesso regolante con caratteristica I
49	3.2.4. Il complesso regolante con caratteristica PI
52	3.2.5. Il complesso regolante con caratteristica P + Z
55	3.2.6. Il complesso regolante con caratteristica P + PI
58	3.3. Classificazione dei complessi regolati per la climatizzazione
58	3.3.1. Classificazione generale
64	3.3.2. Classificazione secondo le caratteristiche specifiche della climatizzazione
65	3.4. Determinazione dei circuiti di regolazione
67	4. <i>Circuiti di regolazione con condotto dell'aria considerato come complesso regolato</i>
68	4.1. Circuiti di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria
69	4.1.1. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante P
70	4.1.1.1. L'andamento della pendolazione
75	4.1.1.2. Formule per la messa a punto
77	4.1.1.3. Precisione della regolazione
79	4.1.1.4. Ricerca dei valori numerici per l'amplificazione ammissibile del circuito $A_{amm}$
89	4.1.1.5. Ricerca dei valori numerici dell'effetto regolante $\delta x_{\Omega}$
92	4.1.2. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante PI
92	4.1.2.1. L'andamento della pendolazione
96	4.1.2.2. Formule per la messa a punto
97	4.1.2.3. Precisione della regolazione
98	4.1.3. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante P + Z
99	4.1.4. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante a due posizioni
102	4.2. Circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria
102	4.2.1. Circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria definiti in base ai problemi della climatizzazione
103	4.2.1.1. Trattamento centralizzato dell'aria senza regolazione del punto di rugiada

105	4.2.1.2. Limitatore dell'umidità nel condotto dell'aria nel caso di post-umidificazione con vapore di aria pre-trattata
106	4.2.2. I più importanti complessi regolati dell'umidità nel condotto dell'aria
106	4.2.2.1. L'umidificatore a vapore
108	4.2.2.2. Lavatore con portata regolabile dell'aria spruzzata
108	4.3. Circuiti di regolazione della pressione e della portata dell'aria nel condotto
111	5. <i>Circuiti di regolazione con l'ambiente considerato come complesso regolato</i>
111	5.1. Circuiti di regolazione della temperatura ambiente
112	5.1.1. Il complesso regolato della temperatura ambiente
112	5.1.1.1. Definizione dei limiti concettuali
114	5.1.1.2. Risultati delle ricerche sperimentali
116	5.1.1.3. Risultati delle ricerche teoriche
123	5.1.2. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante P
125	5.1.2.1. Ricerca dei valori numerici per l'amplificazione ammissibile del circuito $A_{amm}$
130	5.1.2.2. Ricerca dei valori numerici della variazione massima della temperatura dell'aria di mandata $\Delta\vartheta_{man_{max}}$ e del fattore di trasferimento $K_{tot}$
134	5.1.3. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante PI
135	5.1.4. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante P+PI (regolazione in cascata)
138	5.1.5. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante a due posizioni
139	5.2. Circuiti di regolazione dell'umidità ambiente
139	5.2.1. Il complesso regolato dell'umidità ambiente
142	5.2.2. Complesso regolato dell'umidità ambiente e complesso regolante P
144	5.2.3. Complesso regolato dell'umidità ambiente e complesso regolante a due posizioni
144	5.3. Circuiti di regolazione della pressione ambiente

147	6. <i>L'azione della valvola nel circuito di regolazione</i>
148	6.1. Il dimensionamento della valvola
148	6.1.1. La capacità di portata di una valvola
149	6.1.2. Il dimensionamento delle valvole per l'acqua
150	6.1.3. Il dimensionamento delle valvole per vapore
153	6.2. Caratteristica della valvola
154	6.2.1. Caratteristica delle valvole per batterie di riscaldamento ad acqua
164	6.2.2. Caratteristica delle valvole per batterie di riscaldamento a vapore
174	6.3. Il rapporto di regolazione
181	6.4. Il dimensionamento della valvola di regolazione per le batterie riscaldate ad acqua con portata d'aria $\dot{M}_A$ variabile e con temperatura di mandata $\vartheta_{man}$ variabile
182	6.4.1. Effetto regolante ed efficacia della trasmissione termica in funzione della temperatura di mandata $\vartheta_{man}$
183	6.4.2. Effetto regolante ed efficacia della trasmissione termica per portata d'aria $\dot{M}_A$ variabile
188	6.5. Gli schemi idraulici
189	6.5.1. Forme fondamentali degli schemi idraulici nel caso di collegamenti con differenze di pressione
197	6.5.2. Forme fondamentali degli schemi idraulici nel caso di collegamenti senza differenza di pressione
199	6.5.3. Il calcolo della differenza di pressione per il dimensionamento $\Delta p_v$ e dell'autorità della valvola $P_v$ per determinati schemi idraulici
219	7. <i>Esempio di progettazione di un sistema di regolazione per un impianto di climatizzazione</i>
221	7.1. Fase preparatoria
227	7.2. Formulazione delle condizioni poste alla regolazione
228	7.3. Fase risolutiva
251	8. <i>Simbologia</i>
255	9. <i>Indice analitico</i>
261	10. <i>Bibliografia</i>

## 0. premessa

Fino a qualche tempo fa, la progettazione della regolazione automatica per un impianto di climatizzazione e, cosa ancora più importante, la previsione della risposta di un certo tipo di regolazione applicata ad un certo tipo di impianto non erano problemi di facile soluzione ed alla portata di tutti. Per lo più solo anni di esperienza, ed una buona dose di intuizione, davano al tecnico della regolazione la possibilità di assolvere il proprio compito. Daltronde, ciò non era limitato alla sola regolazione: il progettista dell'impianto di climatizzazione si trovava, più o meno, nelle stesse condizioni del collega "regolatorista".

Oggi però i tecnici della climatizzazione, intendendo come tecnici tutti coloro che danno un contributo alla realizzazione dell'impianto, e quindi sia gli specialisti della regolazione, sia i tecnici della climatizzazione, sia quelli del riscaldamento ecc., sono molto più aggiornati dei loro colleghi di un tempo. In convegni, dibattiti e tavole rotonde vengono esaminati tutti i problemi che sorgono nella realizzazione dei vari impianti: gli specialisti delle diverse discipline (termotecnica, tecnica dei fluidi, fisiologia, ecologia e tecnica della regolazione) vengono a conoscenza di tutti gli aspetti di un problema che, rappresentando appunto il denominatore comune, non può non interessarli. Di qui il sempre maggior « affinamento » del grado di preparazione dei vari tecnici, realizzato in base alla consapevolezza degli stessi della necessità di conoscere ed applicare le nuove tecnologie.

Il presente lavoro si propone di fornire un elemento di aiuto in questo processo di « affinamento » nel campo della regolazione automatica. Ciò si può ottenere in due modi: o trattando dettagliatamente i vari fenomeni che si svolgono nei circuiti di regolazione, oppure fornendo formule approssimative per un calcolo preliminare dei più importanti parametri di regolazione di un impianto. Se impiegate sensatamente, infatti, le formule offrono un valido aiuto nella fase di progettazione, per quanto riguarda la scelta del tipo degli apparecchi di regolazione e della risposta che essi potranno dare.

Scopo principale del presente volume è quello di dimostrare l'applicazione pratica di formule ottenute partendo dalla teoria. L'autore intende rivolgersi sia al tecnico di qualsiasi specializzazione nel campo della climatizzazione sia al tecnico della regolazione che, dagli esempi di calcolo riportati, potrà rendersi conto di come si possano ottenere, in anticipo, i dati principali di funzionamento della regolazione in un impianto.

Lo scopo proposto giustifica l'impostazione non usuale del libro. Il primo capitolo, relativo alle premesse per una corretta progettazione, ed il secondo capitolo, relativo alla discussione in forma concentrata dei processi di trattamento dell'aria e della loro rappresentazione nel diagramma dell'aria umida, sono dedicati principalmente al *tecnico della regolazione*. Il terzo capitolo è dedicato al *progettista della climatizzazione*, e fornisce notizie relative ai concetti ed alla nomenclatura propria della regolazione, senza però trattarne la teoria né i metodi di calcolo. Il significato fisico dei risultati delle ricerche teoriche, contenute nei capitoli seguenti, può essere compreso anche senza la conoscenza dei metodi matematici attraverso i quali si sono ottenuti i risultati stessi. Conoscenze più ampie della teoria della regolazione sono necessarie soltanto se si vogliono seguire ricerche più approfondite, che però esulano dalla materia trattata nel presente libro.

Il terzo capitolo, inoltre, fornisce una classificazione sistematica dei circuiti di regolazione della climatizzazione, in base alle loro caratteristiche dal punto di vista della regolazione stessa, e dà così la possibilità di trattare insieme gruppi di circuiti di regolazione che si presentano nella pratica, senza dover derivare risultati validi solo per un singolo caso.

Il quarto ed il quinto capitolo sono dedicati alle due classi principali di circuiti di regolazione della climatizzazione, e cioè quelli in cui il complesso regolato è rappresentato dal condotto dell'aria o dall'ambiente.

Nel sesto capitolo viene esaminata dettagliatamente l'influenza della valvola sul comportamento del circuito di regolazione: puntualizzazione necessaria, essendo moltissimi i casi di cattivo funzionamento di un impianto in seguito ad un dimensionamento o ad un impiego errato di una valvola di regolazione. Il volume si conclude con la discussione ed il calcolo completo di un esempio pratico riportato nel settimo capitolo.

La maggior parte delle informazioni qui elaborate sono state raccolte dall'autore nel corso della sua attività presso la Sauter S.A. di Basilea. Verso questa sente il dovere di esprimere il proprio ringraziamento per il consenso alla pubblicazione del volume in forma « asettica », permettendo così la diffusione di ulteriori nozioni sulla regolazione automatica per gli impianti di climatizzazione.

Necessarie premesse, all'origine di questo volume, sono stati i contatti più che ventennali con la pratica della regolazione, ed inoltre i rapporti continui con i tecnici — sia della climatizzazione, sia della regolazione — che hanno permesso di individuare e formulare i problemi, e che hanno fornito preziosi suggerimenti per la ricerca delle soluzioni. Solo alcune di queste persone sono state citate nella bibliografia, poiché sarebbe stato impossibile elencare il nome di tutte: l'autore prega di avere comprensione di questa limitazione ed esprime la propria consapevolezza di essere debitore del ringraziamento anche a questi molti non nominati.

# 1. introduzione

Prima di affrontare la trattazione dei concetti su cui si basa la tecnica della regolazione, concetti esposti nei capitoli successivi, sarà bene stabilire in quale fase della progettazione di un impianto e per quali ragioni sia bene applicare la teoria della regolazione e, secondariamente, definire le premesse in base alle quali è corretto l'uso dei diversi metodi di calcolo offerti dalla teoria stessa della regolazione.

Nei confronti della prima questione si rileva, di norma, una notevole insicurezza, soprattutto da parte di progettisti della climatizzazione, mentre nel caso del secondo problema sono i tecnici della regolazione che partono spesso da presupposti poco realistici. È pertanto necessario che il lettore tenga ben presenti le considerazioni che seguono.

## **1.1. Il ruolo della tecnica della regolazione nella fase di progetto di un impianto**

Considerando solo la fase di progettazione di un impianto, nella figura 1.1. è stata riportata la pianificazione tipica della progettazione stessa. Normalmente per prima cosa viene stabilito il sistema di impianto di climatizzazione più idoneo, tenendo conto del tipo di immobile, di particolari requisiti richiesti all'impianto ecc., e si traccia un progetto di massima dell'impianto stesso, in base al quale si definiscono quali saranno le funzioni della regolazione. Ciò significa che, ovviamente, la formulazione di quelli che sono i « compiti » della regolazione è possibile solo dopo aver scelto ed abbozzato il progetto, anche solo di massima, dell'impianto di climatizzazione. In questo momento è consigliabile consultare il tecnico della regolazione, che potrà elaborare una soluzione e cercare di prevedere, con uno dei procedimenti del successivo paragrafo 1.2., quale sarà il comportamento del circuito di regolazione supposto e quindi decidere, in base ad un confronto con le caratteristiche richieste, se la sua proposta sia soddisfacente o no. In caso negativo sono possibili due soluzioni: o si trova una valida alternativa per la regolazione, o si devono operare modifiche al progetto dell'impianto. Spesso quest'ultima soluzione non viene neanche presa in considerazione dal progettista dell'impianto o viene giudicata come non di competenza del tecnico della regolazione. Sta di fatto però che la regolazione

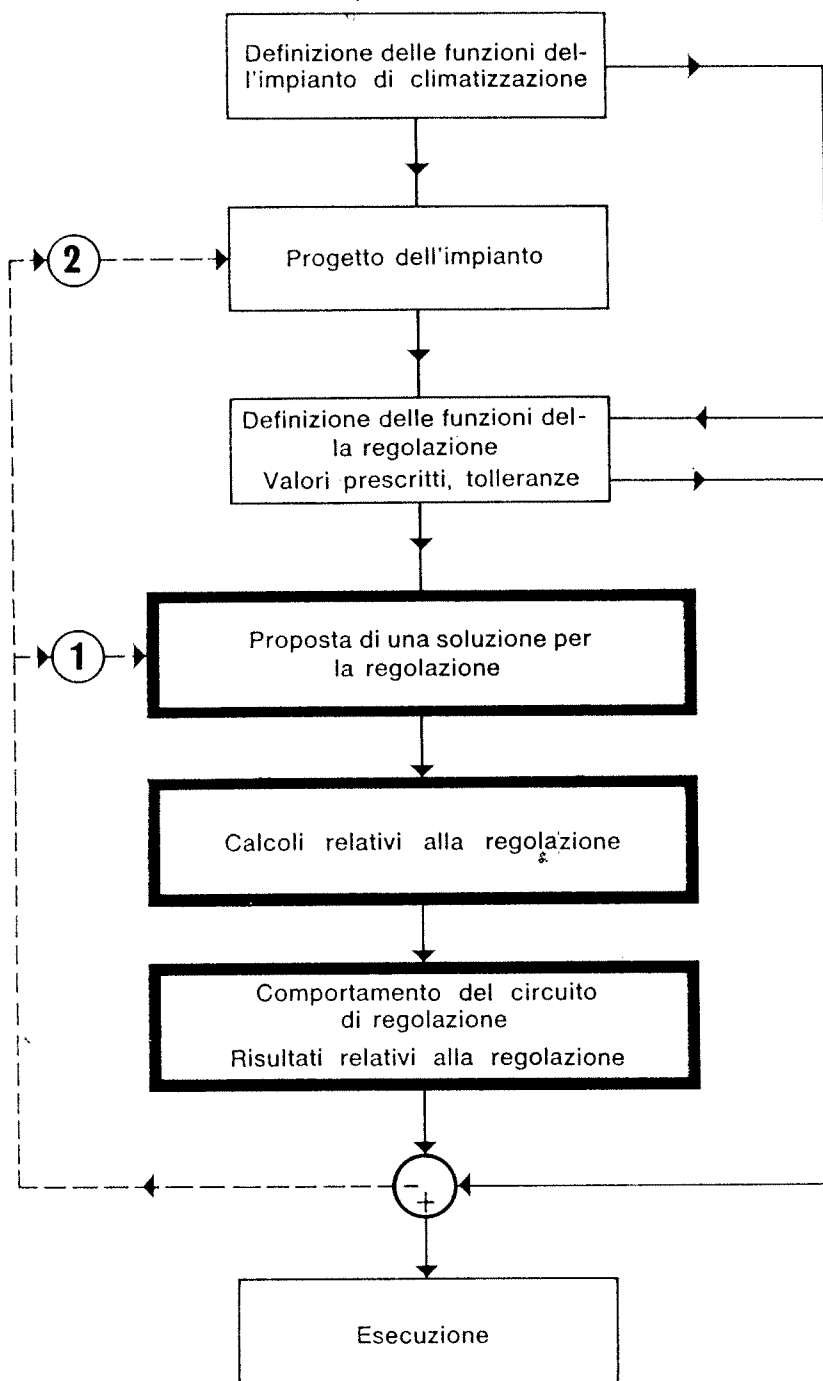


FIGURA 1.1

*Inserimento della progettazione della regolazione nel contesto della progettazione di un impianto di climatizzazione*

automatica dipende dal tipo di impianto tanto quanto il buon funzionamento di quest'ultimo dipende da una regolazione ben progettata, e quindi buoni risultati si potranno ottenere solo raggiungendo una perfetta simbiosi tra i vari componenti dell'impianto.



## 1.2. Premesse e mezzi per la progettazione della regolazione per la climatizzazione

I problemi trattati in questo capitolo interesseranno probabilmente meno o solo in parte il progettista dell'impianto, ed infatti essi possono avere per lui un significato solo dopo la lettura dell'intero volume. È però consigliabile affrontarli ora, proprio per permettere ai progettisti degli impianti di vedere il problema sotto il punto di vista del tecnico della regolazione. Negli argomenti discussi in questo capitolo compariranno perciò termini propri del linguaggio del tecnico della regolazione, di cui però — nostro malgrado — rimandiamo più avanti le spiegazioni.

Nel processo di progettazione indicato nella figura 1.1 si tratta, in sostanza, di prevedere il comportamento del circuito di regolazione ed i risultati dello stesso in base ad una determinata premessa. In pratica, al tecnico della regolazione viene richiesto, già in fase di progettazione, di prevedere — più o meno esattamente — il comportamento del circuito di regolazione, vale a dire che vengano forniti i dati seguenti:

- valori da prefissare al regolatore, amplificazione critica ed ammissibile del circuito, velocità ammissibile dell'organo di regolazione (tempo integrale  $t_f$ );
- frequenza propria e smorzamento del circuito di regolazione predisposto correttamente;
- scarto di regolazione (statico e dinamico) ed andamento della regolazione nel caso di variazioni della grandezza pilota e della grandezza perturbatrice.

Per la soluzione di questi problemi la teoria della regolazione offre una molteplicità di metodi, la cui applicabilità dipende in modo decisivo dai fattori seguenti:

- familiarità del progettista con i procedimenti di calcolo in questione;
- tempo disponibile per tali calcoli nel normale procedimento di una fase di progettazione;
- disponibilità delle nozioni relative alle proprietà, dal punto di vista della tecnica della regolazione, dei diversi elementi formanti il circuito di regolazione in questione.

Quindi, secondo il patrimonio di nozioni e l'esperienza di ciascun tecnico della regolazione, è possibile fornire risposte al problema. È possibile suddividere tali conoscenze in quattro livelli, in modo da classificare anche i risultati ottenibili. La tabella 1.I è costruita sulle considerazioni sovraesposte. Ovviamente, quanto più elevato è il livello di conoscenza dalla quale si parte, tanto più precisa e completa sarà la previsione finale ottenibile, ma anche tanto maggiore è il lavoro impiegato che ne risulta. È inoltre necessario dire, però, che i metodi di previsione a livelli più approssimati sono molto impiegati anche da tecnici preparati, in quanto è molto utile servirsene quando ragioni di tempo, o di rapida valutazione della interdipendenza della regolazione con l'impianto, non giustificano una analisi approfondita e dettagliata dei parametri in gioco.

TABELLA 1.1

*Livelli di conoscenza e metodi ad essi corrispondenti per la progettazione dei circuiti di regolazione degli impianti di climatizzazione*

Livello di conoscenza		Metodi per la previsione della risposta del circuito di regolazione e degli effetti della regolazione	Previsioni possibili
0	Non è noto alcun dato specifico della tecnica della regolazione.	Esperienza, intuizione.	Una condizione di funzionamento accettabile del circuito di regolazione si potrà ottenere, probabilmente, solo mediante opportuni interventi al momento della messa in servizio.
1	I circuiti di regolazione possono venire classificati grossolanamente.	Scheda di classificazione secondo la figura 3-13. Formule per una valutazione preliminare grossolana dei valori da prefissare al regolatore.	Banda proporzionale $\Delta x_s$ , tempo integrale, precisione statica della regolazione.
2	Circuiti di regolazione formati da elementi con caratteristiche dinamiche valutabili, ossia: — struttura determinata da dati relativi al tipo di impianto; — coefficienti noti; — grandezze caratteristiche stimate.	Riduzione ad un modello standard, di cui si conoscono le risposte, entro il campo dei parametri che interessano. Impiego dei risultati, dedotti operando su tale modello, come una pre-valutazione, più precisa, dei valori da prefissare al regolatore e della risposta del circuito di regolazione.	Come per il caso 1, però in forma più precisa. Inoltre, precisione dinamica per definite grandezze perturbatrici.
3	Circuiti di regolazione composti da elementi esattamente noti: — struttura completamente nota; — tutti i parametri fissati numericamente con esattezza.	Metodi di calcolo della teoria lineare e non lineare delle regolazioni, di preferenza: — procedimento delle curve caratteristiche di frequenza; — simulazione.	Tutti i dati relativi al comportamento del circuito di regolazione, in condizioni comunque definite.

Tali considerazioni sono state alla base di questo volume, che è intenzionalmente orientato ad un grado di conoscenze omnicomprensivo (livello 1 secondo la tabella 1.1). Ciò non significa che secondo noi si ritenga sufficiente e soddisfacente questo livello di conoscenza: al contrario, riteniamo desiderabile, se non addirittura necessario, pervenire al livello di conoscenza 2.

## 2.

# la rappresentazione dei processi di trattamento dell'aria nel diagramma dell'aria umida di mollier

Come in tutti i casi di applicazione pratica della teoria della regolazione, anche in quello della climatizzazione è richiesta, da parte del tecnico della regolazione, una conoscenza abbastanza approfondita del relativo campo di applicazione; in particolare, di alcune nozioni fondamentali riguardanti le proprietà fisiche dell'aria umida, della rappresentazione delle diverse grandezze di stato dell'aria umida nel diagramma di Mollier, dei principi dei più importanti processi di trattamento dell'aria. Ciò non significa pretendere, da parte del tecnico della regolazione, una specializzazione nella tecnica della climatizzazione, ma solo che senza un minimo di conoscenze specifiche in tale campo non è possibile attuare la necessaria collaborazione con il progettista dell'impianto. L'unica difficoltà che si potrebbe eventualmente presentare ai tecnici della regolazione con prevalente formazione elettrotecnica, è quella relativa alle questioni di termodinamica e di tecnica dei fluidi.

La lettura del presente capitolo, anche se esso tratta una materia già familiare al tecnico della climatizzazione, è però ugualmente raccomandabile in quanto le varie questioni, essendo trattate dal punto di vista della regolazione, offrono al progettista dell'impianto l'occasione di riflessioni, come, per esempio nel caso della discussione dei punti di lavoro tra il carico nullo ed il pieno carico. Normalmente, infatti, vengono presi in considerazione i problemi relativi al funzionamento dell'impianto a pieno carico (sia estivo sia invernale), anche se nel corso di un anno ben poche sono le occasioni in cui l'impianto dovrà affrontare tali condizioni, mentre sono proprio i problemi di regolazione a carico parziale che si pongono continuamente al tecnico della regolazione nella fase di progettazione, od in quella di messa in servizio, o nel caso che si tratti di individuare le cause di anomalie nei circuiti di regolazione degli impianti; questi problemi verranno trattati ancora più in particolare nel capitolo 6. La materia del presente capitolo verrà limitata, comunque, alle conoscenze necessarie e di base della tecnica della climatizzazione. A chi interessi approfondire questi problemi non mancherà la letteratura tecnica specializzata.

## 2.1. Le grandezze di stato dell'aria umida

Come è noto, l'aria secca è un miscuglio di gas, composto da circa il 78% (in volume) di azoto, 21% di ossigeno, 0,2% di anidride carbonica e tracce di gas rari. Nel campo che interessa la climatizzazione si può supporre, con buona approssimazione, che l'aria si comporti come un gas ideale, per il quale vale una semplice relazione (equazione di stato) tra le tre grandezze:

pressione  $p$  in bar (pressione assoluta)  
 volume specifico  $v$  in  $\text{m}^3/\text{kg}$   
 temperatura assoluta  $T = 273 + \vartheta_A$ , in K ( $\vartheta_A$  temperatura dell'aria in  $^{\circ}\text{C}$ )  
 ossia

$$\frac{p \cdot v}{T} = R = \text{cost} \quad (2.1)$$

dove con  $R$  viene indicata la costante dei gas, caratteristica per il gas in questione: per l'aria si ha  $R = 292,7 \text{ mN/kg K}$ . Per definire lo stato dell'aria è sufficiente siano note due delle tre grandezze di stato; la terza può essere calcolata per mezzo della relazione (2.1.).

Nel caso di aria umida si ha un altro componente del miscuglio, ossia acqua, che può comparire in uno dei suoi tre stati di coesione molecolare: solido (ghiaccio), liquido o gassoso (vapore acqueo). Per l'aria umida non è pertanto sufficiente dare solo il contenuto di acqua, oltre alle già definite grandezze di stato, ma è necessario fornire anche informazioni circa lo stato di coesione molecolare del componente acqua: questo punto verrà trattato più dettagliatamente in seguito.

Partiamo dal fatto che, come quarta grandezza di stato, può essere scelto il contenuto in umidità  $U$ , detto anche umidità assoluta

$$U = \frac{M_a}{M_A}$$

dove la quantità di acqua  $M_a$  è data in kg, o meglio per gli scopi pratici in g, e la quantità di aria  $M_A$  è sempre data in kg. Fintanto che l'acqua è contenuta nell'aria sotto forma di vapore, si ha a che fare con un miscuglio di gas che mantiene ampiamente il carattere di gas ideale; l'equazione di stato (2.1) è pertanto ancora valida. È inoltre possibile applicare la legge di Dalton, secondo la quale in un miscuglio di gas contenuto in uno spazio limitato di  $V \text{ m}^3$ , ogni singolo gas componente si comporta come se fosse presente da solo; ciò ha come conseguenza che la pressione totale del miscuglio di gas può essere intesa come somma delle cosiddette pressioni parziali dei componenti.

Esprimendo il volume specifico nella forma seguente

$$v = \frac{V}{M} \text{ m}^3/\text{kg}$$

l'equazione dei gas ideali (2.1) assume la forma

$$p V = M \cdot R \cdot T \quad (2.2)$$

Se per le masse si assumono le grandezze  $M_A$  kg di aria secca e  $M_a$  kg di vapore d'acqua, le pressioni parziali possono essere espresse come segue:

— per l'aria

$$p_A = \frac{M_A \cdot R_A \cdot T}{V}$$

— per il vapore d'acqua

$$p_v = \frac{M_a \cdot R_a \cdot T}{V}$$

dove  $p_v$  = pressione del vapore d'acqua.

In base alla legge di Dalton la pressione totale risulta:

$$p = p_A + p_v$$

Facendo il rapporto delle pressioni parziali

$$\frac{p_v}{p_A} = \frac{M_a \cdot R_v}{M_A \cdot R_A} = \frac{p_v}{p - p_v}$$

e risolvendo, rispetto a  $p_v$ , si ha:

$$p_v = \frac{p \frac{M_a}{M_A}}{\frac{R_A}{R_v} + \frac{M_a}{M_A}}$$

$\frac{M_a}{M_A}$  non è altro che la già definita umidità assoluta  $U$ ;  $\frac{R_A}{R_v}$  è pari a 0,622 per  $R_v = 470,6$  mN/kg K (costante dei gas per il vapore d'acqua). Per una data pressione totale  $p$ , la pressione parziale del vapore d'acqua  $p_v$  dipende dall'umidità assoluta secondo la formula:

$$p_v = \frac{p \cdot U}{0,622 + U} \quad (1) \quad (2.3)$$

Questa formula è valida fintanto che la pressione del vapore d'acqua  $p_v$ , calcolata con la (2.3) è inferiore alla cosiddetta pressione di vapore saturo  $p_{vs}$ . Il valore di quest'ultima dipende dalla temperatura dell'acqua. A 100 °C è di 1,033 bar; a 20 °C di solo 0,24 bar. In base alla legge della pressione del vapore d'acqua, ad ogni valore della temperatura dell'aria  $\vartheta_A$  corrisponde un

(1) Nella tecnica della climatizzazione le pressioni dell'aria e del vapore d'acqua vengono espresse normalmente in Torr. Le formule (2.3) e (2.4) sono valide per qualsiasi unità di misura in cui si esprimano le pressioni.

valore della pressione del vapore saturo  $p_{vs}$  ed un'umidità assoluta massima, calcolata in base alla (2.3), pari a:

$$U_s = 0,622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad (2.4)$$

Fino a questo contenuto di umidità vale la formula (2.3), ossia per  $U \leq U_s$  l'acqua è contenuta nell'aria in forma di vapore. Non appena  $U > U_s$  la quota in sovrappiù di acqua può essere presente nell'aria solo sotto forma di finissime goccioline (nebbia), o di ghiaccio (per temperature  $< 0^\circ\text{C}$ ). Tali stati, con separazione d'acqua, si verificano, in pratica, per esempio raffreddando aria umida (in quanto  $U_s$  viene abbassato), o comprimendo l'aria a temperatura costante, infatti in base alla (2.3) aumentando  $p$  aumenta anche  $p_v$ .

Se  $U = U_s$  si parla di aria satura. Nel campo dell'aria umida non satura, ossia per  $U < U_s$ , l'umidità viene spesso indicata come umidità relativa. Questa è una grandezza di stato derivata, definita come:

$$U\% = \frac{p_v}{p_{vs}} \cdot 100$$

ossia, come rapporto tra la pressione (parziale) effettiva del vapore d'acqua, e la pressione (parziale) del vapore d'acqua saturo corrispondente a quella temperatura. Nella tecnica della climatizzazione gli stati dell'aria vengono spesso definiti per mezzo dell'umidità relativa  $U\%$ . Oltre a questa si può fare riferimento ad altre grandezze per definire l'umidità dell'aria:

- temperatura del punto di rugiada  $\vartheta_{PR}$ : è la temperatura alla quale, raffreddando l'aria con un dato contenuto di vapore d'acqua, si raggiunge lo stato di saturazione;
- temperatura del bulbo umido  $\vartheta_{BU}$ : questo concetto deriva dalla tecnica della misura dell'umidità per la quale vengono impiegati metodi psicrometrici. L'aria di cui si vuole misurare l'umidità viene fatta circolare attorno ai bulbi di due termometri, di cui uno è un normale termometro (asciutto) e l'altro è mantenuto umido, per mezzo di un tessuto impregnato d'acqua posto intorno al bulbo stesso. Dopo un certo tempo viene raggiunta una condizione di equilibrio in cui il primo termometro misura l'effettiva temperatura dell'aria (detta anche temperatura del bulbo secco  $\vartheta_{BS}$ ), ed il secondo termometro segna una temperatura inferiore (temperatura del bulbo umido  $\vartheta_{BU}$ ). Da questi due valori di temperatura si può risalire ai corrispondenti valori di  $U\%$  e di  $U$ . Sui metodi di misura si ritornerà ancora nel paragrafo 2.3.5.: qui si è voluto solo introdurre il concetto di temperatura del bulbo umido.

Infine, si ricorda un'ulteriore grandezza di stato derivata dell'aria umida e che ha molta importanza, soprattutto nei calcoli della tecnica della climatizzazione: il calore totale, od entalpia  $i$  dell'aria, espressa in kcal/kg. È usuale porre uguale a 0 kcal/kg l'entalpia dell'aria secca a  $\vartheta_A = 0^\circ\text{C}$ , così come per il componente acqua dell'aria umida, per cui l'entalpia si pone uguale a

0 kcal/kg a 0 °C e forma liquida. L'entalpia risultante del miscuglio viene espressa in kcal/kg di aria secca, e viene calcolata semplicemente come somma dell'entalpia dell'aria secca  $i_A$  e dell'entalpia del vapore  $i_v$ :

$$i = i_A + U \cdot i_v \quad (2.5)$$

Per una data temperatura dell'aria  $\vartheta_A$  entrambi i termini della somma possono essere calcolati come segue:

— entalpia dell'aria secca

$$i_A = c_{pA} \cdot \vartheta_A$$

$$c_{pA} : \text{calore specifico dell'aria secca} = 0,24 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

— entalpia del vapore d'acqua

$$i_v = c_a \cdot \vartheta_A + r$$

$$c_a : \text{calore specifico dell'acqua} = 1 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$$

$$r : \text{calore di evaporazione dell'acqua} = 597 \text{ kcal/kg a } 0^\circ\text{C}$$

$$586 \text{ kcal/kg a } 20^\circ\text{C}$$

$$539 \text{ kcal/kg a } 100^\circ\text{C}$$

Poiché in 1 kg di aria secca sono contenuti  $U$  kg di vapore d'acqua, nell'espressione (2.5) il secondo termine assume la forma di  $U \cdot i_v$ .

Queste sono le relazioni fondamentali su cui si basa la trattazione che segue.

## 2.2. La rappresentazione dello stato dell'aria nel diagramma dell'aria umida

Le formule (2.1) ÷ (2.5) danno, in forma relativamente semplice, le relazioni tra le diverse grandezze di stato dell'aria umida, però l'impiego delle formule è poco adatto per la soluzione pratica dei problemi della climatizzazione: tra le altre cose, esse non forniscono una visione d'insieme dei vari parametri e delle interrelazioni e correlazioni tra le formule stesse. Per tali ragioni si preferisce generalmente, nella pratica, l'uso della rappresentazione grafica, per la quale sussistono diverse possibilità. Sarebbe troppo lungo discutere in questa sede delle differenti forme di tali rappresentazioni: limitiamo pertanto la trattazione al diagramma più diffuso e di uso più comune nella tecnica della climatizzazione europea, ossia al diagramma di Mollier.

In figura 2.1 è riportato schematicamente questo diagramma, di cui tratteremo gli elementi di maggior interesse per i problemi della regolazione.

Il diagramma contiene quattro gruppi di linee, e cioè:

- linee di temperatura costante  
(temperatura del bulbo secco)  $\vartheta_{BS} = \text{cost}$
- linee di umidità assoluta costante  $U = \text{cost}$
- linee di umidità relativa costante  $U\% = \text{cost}$
- linee di entalpia costante  $i = \text{cost}$

Ad eccezione delle linee  $U\% = \text{cost}$ , tutte le linee sono rette.

Due delle grandezze di stato trattate nel paragrafo 2.1., ossia la pressione

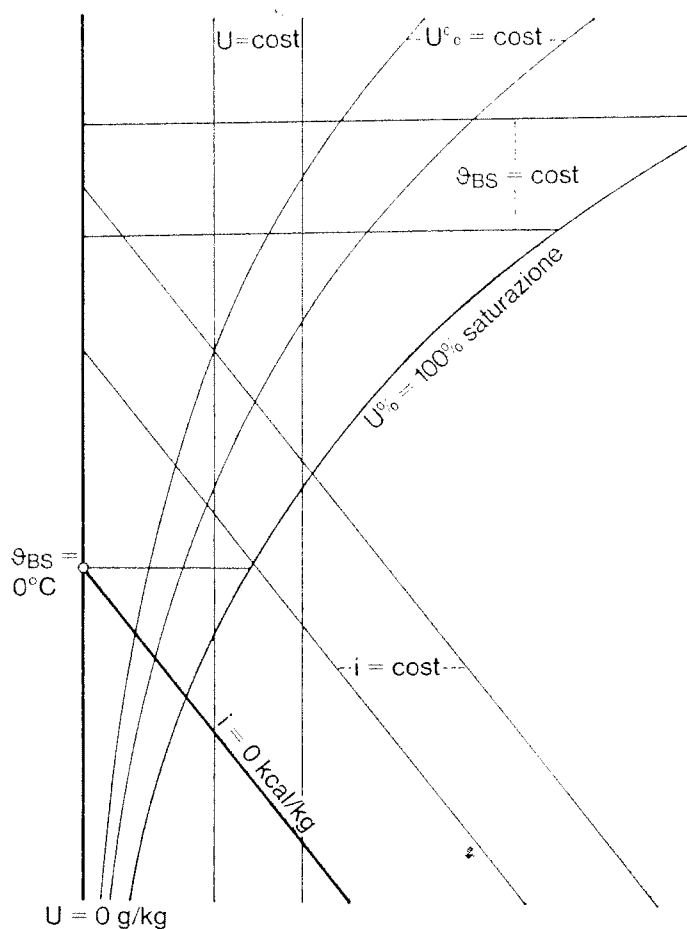


FIGURA 2.1

Costruzione di un diagramma dell'aria umida o di Mollier

- $i$  entalpia in kcal/kg dell'aria secca  
 $U$  contenuto d'acqua in g/kg di aria secca  
 $\vartheta_{BS}$  temperatura dell'aria in °C  
 $U\%$  umidità relativa in %

ed il volume specifico, non sono rappresentate in questo diagramma: in realtà, nei tipi di diagramma normalmente in commercio figurano anche le linee  $v = \text{cost}$ , che però sono state tralasciate nella nostra trattazione in quanto di impiego molto raro. Quanto alla pressione, nella tecnica della climatizzazione ci si riferisce alla pressione barometrica, che assume valori notevolmente differenti secondo l'altitudine e le condizioni meteorologiche. Un diagramma dell'aria umida è pertanto valido solo per un dato valore di pressione; poiché però le variazioni di pressione, dovute alle condizioni meteorologiche, sono comprese tra  $\pm 20$  Torr, i diagrammi vengono tracciati per diverse altitudini (alle condizioni barometriche normali), allo scopo di tenere conto degli scostamenti principali. I valori più usuali sono:  $p = 160$  Torr e  $p = 735$  Torr o  $725$  Torr. Come base per le considerazioni relative alla regolazione faremo uso del diagramma secondo [1] per  $p = 1$  bar (= 750 Torr).

Una particolarità del diagramma è rappresentata dagli assi delle coordinate



$i = 0$  e  $U = 0$ , i quali non sono disposti ortogonalmente, ma con un angolo di circa  $135^\circ$  (ossia le rette  $i = \text{cost}$  decorrono con una pendenza di circa  $45^\circ$  verso il basso rispetto all'orizzontale). Le rette  $\vartheta_{BS} = \text{cost}$  sono invece disposte in direzione pressoché orizzontale e divaricano alquanto verso destra.

La curva  $U = 1$ , ovvero  $U\% = 100\%$ , viene denominata curva del vapore saturo. Al disopra di tale linea l'acqua si presenta sotto forma di vapore, al disotto una parte dell'acqua si è separata sotto forma di goccioline (o di cristalli di ghiaccio): in quest'ultimo caso si parla di campo della nebbia. In generale, i fenomeni di nostro interesse si svolgono nel campo al disopra della curva del vapore saturo.

Ogni stato dell'aria umida viene rappresentato nel diagramma da un punto, definito dal valore di due qualsiasi delle quattro grandezze di stato trattate: i valori delle altre due possono essere quindi ricavati direttamente in base ai valori noti, senza necessità di calcolo. Il vantaggio principale del diagramma di Mollier non consiste però nell'eliminazione delle formule date nel paragrafo 2.1., bensì nel fatto che nel diagramma gli effetti dei diversi procedimenti di trattamento dell'aria risultano rappresentati in forma notevolmente più immediata che nel caso della formula.

### 2.3. Procedimenti di trattamento dell'aria e componenti che vi partecipano

In un ambiente climatizzato l'aria viene continuamente rinnovata, per mezzo di elementi meccanici (ventilatori, canali, bocchette di immissione e di estrazione). Secondo quale parte dell'impianto si consideri, l'aria viene designata con nomi diversi (vedi figura 2.2).

In un impianto di climatizzazione l'aria di mandata deve essere trattata in

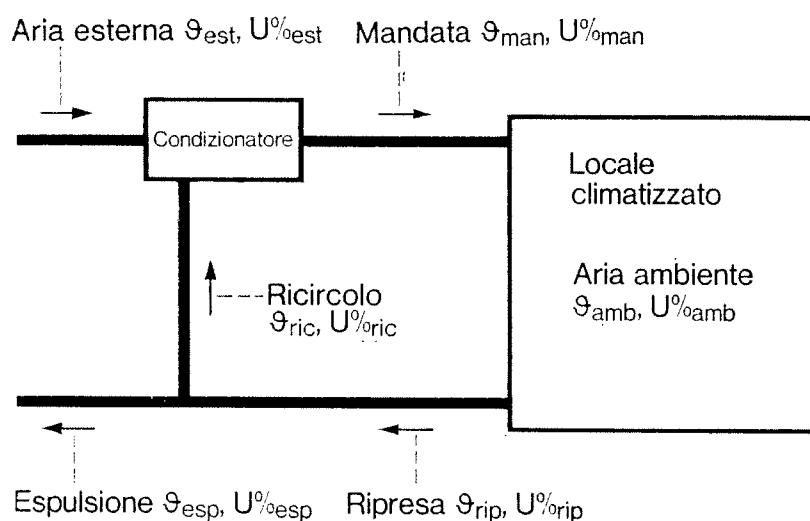


FIGURA 2.2

Denominazione delle diverse correnti dell'aria in un impianto di climatizzazione

modo che nell'ambiente possano essere mantenuti determinati valori termoigrometrici (temperatura, umidità relativa) e condizioni (sovra o sottopressione, purezza). Ciò significa che con diversi mezzi meccanici (batterie di riscaldamento e di raffreddamento, umidificatori, filtri, serrande, ventilatori), si devono influenzare le diverse proprietà fisiche dell'aria di mandata. La totalità di questi mezzi meccanici viene denominata impianto di climatizzazione.

Nel seguito si prenderanno in considerazione solo quegli interventi sullo stato dell'aria che ne modificano la temperatura e l'umidità. Si avrà così a che fare con modifiche dello stato dell'aria che vengono realizzate per mezzo delle quattro operazioni fondamentali:

- riscaldamento (adduzione di calore);
- raffreddamento (sottrazione di calore);
- umidificazione (adduzione di acqua);
- deumidificazione (sottrazione di acqua).

I mezzi meccanici impiegati allo scopo vengono denominati « componenti per il trattamento dell'aria ».

Essi effettuano queste operazioni fondamentali sfruttando due diversi fenomeni fisici e cioè

- trasmissione di calore tra due mezzi;
- miscelazione di due mezzi.

Ad un osservatore esterno può risultare una complicazione il fatto che la maggior parte dei componenti per il trattamento dell'aria effettuino contemporaneamente due delle operazioni fondamentali summenzionate, e che i fenomeni fisici citati non si presentino sempre separati, ma che talora vengano anch'essi sfruttati contemporaneamente. A volte si verificano, infatti, trattamenti che non sono sempre di diretta comprensione. Per un miglior chiarimento ci serviremo di due criteri.

Il primo è un quadro d'insieme dei componenti che partecipano al trattamento dell'aria negli impianti di climatizzazione, rappresentato nella figura 2.3: dalla posizione nello schema di un dato elemento si possono immediatamente riconoscere le operazioni fondamentali che esso compie. La rappresentazione è scelta in modo che da essa risultino, contemporaneamente, i simboli usati per lo schema dell'impianto e del circuito di regolazione. Un semplice numero di codice indica se la funzione dell'elemento consiste nella trasmissione di calore, nella miscelazione, od in entrambi.

Per il secondo criterio devono essere descritte, nel diagramma dell'aria umida, le variazioni di stato alle quali è sottoposta l'aria attraversando i diversi componenti di trattamento.

Avremo così la possibilità di vedere quali siano i mezzi per ottenere determinate variazioni dello stato dell'aria in modo che il tecnico della climatizzazione possa, già in quest'occasione, formarsi un'idea di come si intervenga sulle grandezze dei complessi regolati e di come gli effetti di tali interventi possano essere calcolati numericamente.

Per ragioni pratiche considereremo prima quei componenti per il trattamen-

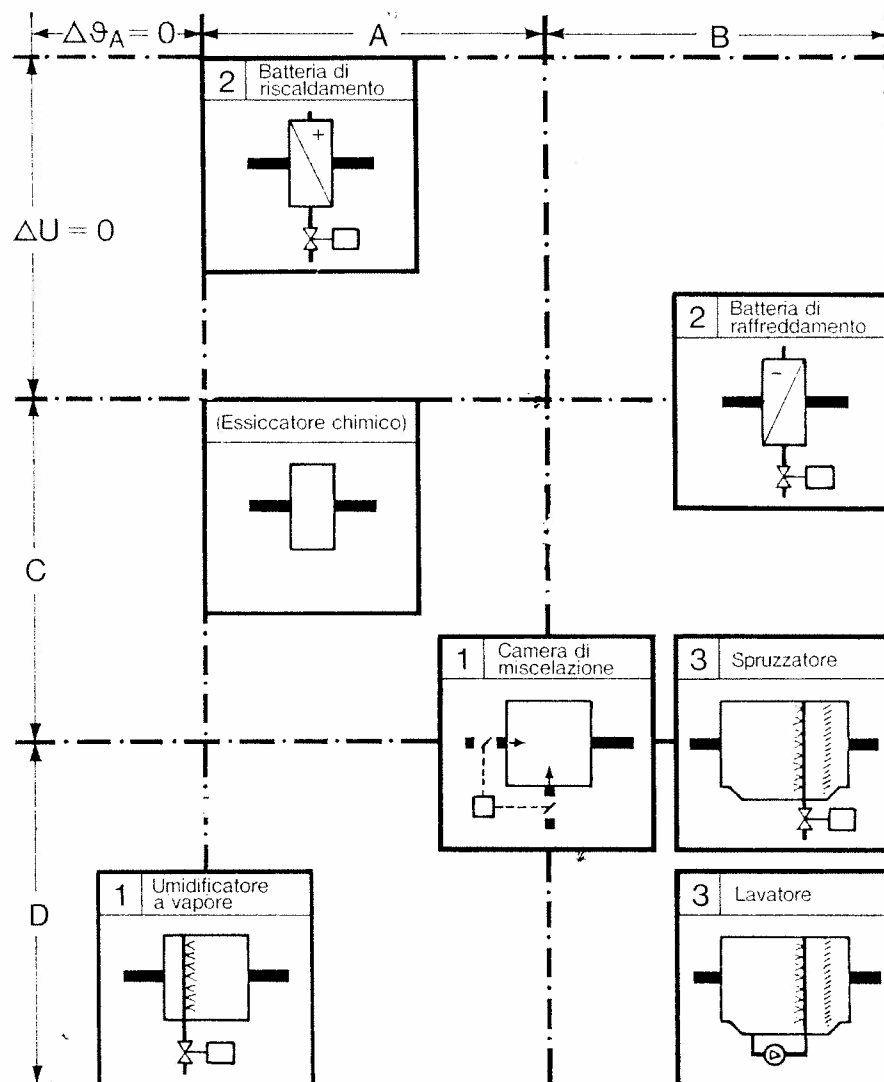


FIGURA 2.5

Componenti per il trattamento dell'aria  
e rispettivi effetti

operazioni fondamentali	fenomeni fisici
A riscaldamento	1 miscelazione
B raffreddamento	2 trasmissione di calore
C essiccamento	3 trasmissione di calore e miscelazione
D umidificazione	

to dell'aria che lavorano in base all'effetto di miscelazione, poi quelli con sola trasmissione di calore ed infine quelli con miscelazione e trasmissione di calore.

### 2.3.1. La camera di miscelazione

Nella miscelazione di due correnti d'aria (caso frequente: miscelazione di aria esterna e di aria di ricircolo) sorgono problemi di tecnica dei processi e di tecnica delle misure:

— come si può ottenere una buona miscelazione?

- dove deve essere misurato lo stato di miscelazione (temperatura ed umidità dell'aria risultante dalla miscelazione)?
- come può venire calcolato lo stato di miscelazione?

Nei confronti dell'ultimo problema possiamo osservare, innanzitutto, che la camera di miscelazione, secondo la figura 2.3, non coincide esattamente con il concetto introdotto precedentemente di componente per il trattamento dell'aria (vi sono infatti due correnti d'aria entranti che subiscono la variazione di stato e che sboccano in un'uscita comune), è tuttavia possibile considerarla come tale, nell'ambito dell'intero impianto, se la valutiamo come elemento a sé stante: servendoci del succitato esempio tipico di applicazione (miscelazione aria esterna/aria di ricircolo) possiamo mantenere la rappresentazione grafica di una corrente d'aria che attraversa un componente di trattamento. Quanto detto è stato rappresentato nella figura 2.4: per mezzo della camera di miscelazione - con il relativo sistema di canali e serrande - l'aria di ricircolo viene modificata in aria miscelata. Il tutto forma un elemento per il trattamento dell'aria, in cui la portata dell'aria miscelata è uguale alla portata dell'aria di ricircolo più la portata di aria esterna.

Senza entrare in dettagli, possiamo notare dalla figura 2.4 che lo stato dell'aria miscelata uscente viene influenzato da tre grandezze, ossia da:

- stato dell'aria esterna;
- stato dell'aria di ricircolo;
- posizione delle serrande, ossia rapporto aria esterna/aria di ricircolo.

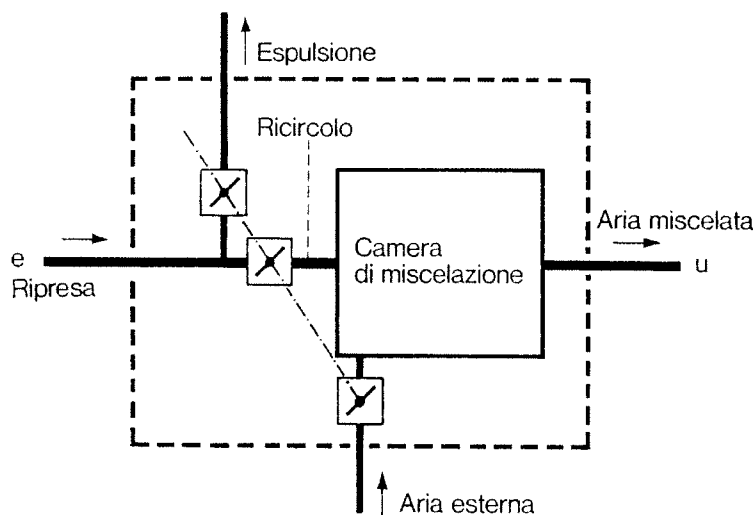


FIGURA 2.4

Rappresentazione della camera di miscelazione come componente per il trattamento dell'aria

*e* stato dell'aria entrante      *u* stato dell'aria uscente

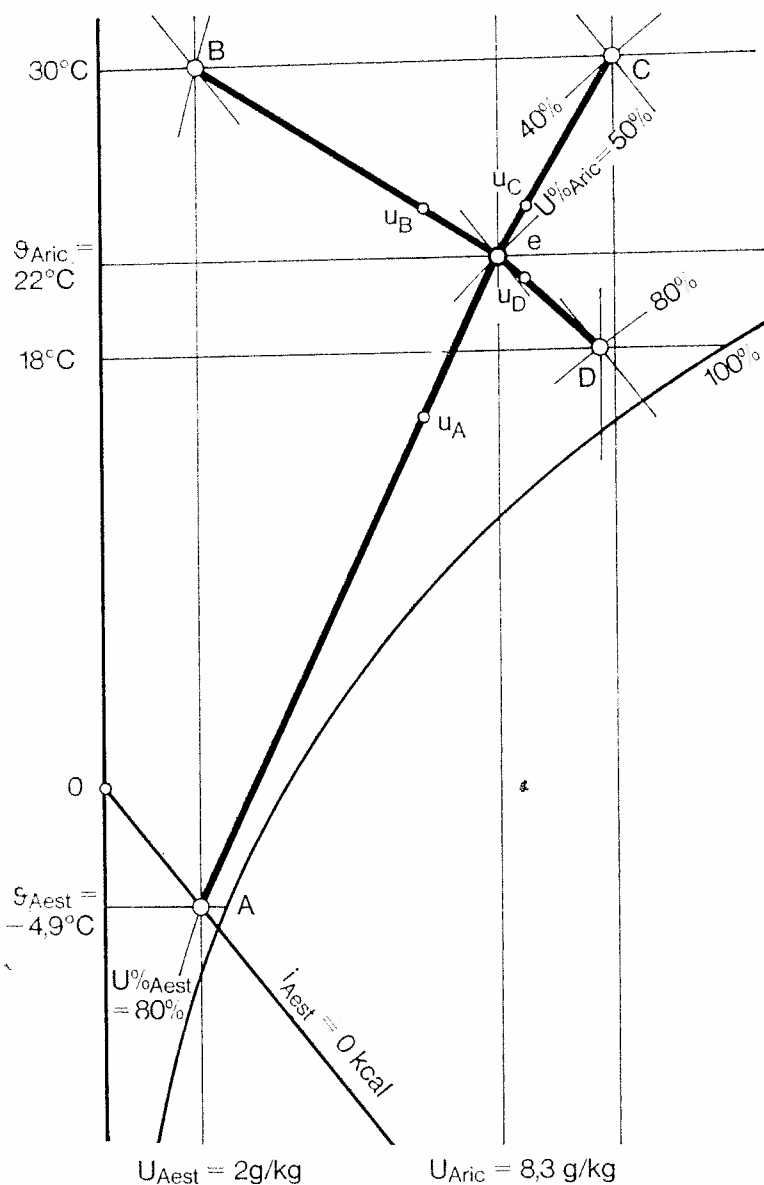


FIGURA 2.5

Variazioni di stato dell'aria nella camera di miscelazione e stato dell'aria entrante (lo stato dell'aria di ritorno dall'ambiente è identico a quello dell'aria di ricircolo  $A_{ric}$ )  
 $u$  stato dell'aria uscente per il 25% di aria esterna  
 $A, B, C, D$  sono quattro diversi stati dell'aria esterna  $A_{est}$

Se queste tre grandezze sono note quantitativamente, l'andamento della miscelazione può essere rappresentato nel diagramma dell'aria umida. Consideriamo, nella figura 2.5, lo stato dell'aria di ricircolo come stato dell'aria entrante, ed indichiamolo con indice  $e$  (ciò vale anche per le considerazioni che seguiranno); lo stato dell'aria esterna ( $t_{A_{est}}$ ,  $U_{A_{est}}$  o  $U\%_{A_{est}}$ ) può essere rap-

presentato nel diagramma e corrisponde al punto A. Per la determinazione dello stato dell'aria uscente (indice u) si ha la semplice relazione seguente:

$$\frac{\text{segmento } \overline{e u_A}}{\text{segmento } \overline{A u_A}} = \frac{\dot{M}_{A_{\text{est}}}}{\dot{M}_{A_{\text{ric}}}} \quad (2.6)$$

dove:

$\dot{M}_{A_{\text{est}}}$  portata aria esterna

$\dot{M}_{A_{\text{ric}}}$  portata aria di ricircolo

In altre parole, per determinare lo stato dell'aria uscente da una camera di miscelazione si devono segnare nel diagramma dell'aria umida entrambi i punti che rappresentano gli stati dell'aria entrante. Il segmento congiungente i due punti va diviso in parti proporzionali alle due portate di aria entrante. Per una quota di aria esterna del 25% della portata totale il punto u si trova ad una distanza da e pari al 25% del segmento A e.

Nell'esempio scelto, in cui lo stato dell'aria esterna è rappresentato dal punto A, l'aria ripresa dall'ambiente e ricircolata viene raffreddata, deumidificata e rinviata all'impianto. Come mostra la figura 2.5 sono però possibili tutte le combinazioni delle operazioni fondamentali, ossia, per uno stato dell'aria esterna

rappresentato da B: si riscalda e deumidifica

C: si riscalda ed umidifica

D: si raffredda ed umidifica

### 2.3.2. L'umidificatore a vapore

In un certo senso, l'umidificatore a vapore è un caso limite della camera di miscelazione: all'aria entrante viene miscelato, anziché aria umida, vapore puro. Si potrebbe quindi pensare che lo stato dell'aria, all'uscita dell'umidificatore, possa venire determinato con lo stesso metodo usato nel caso della camera di miscelazione. Ciò non è possibile poiché, nel diagramma di Mollier, è considerato solo un caso particolare di miscuglio aria-vapore d'acqua, tra tutti quelli possibili, e non vi figura il vapore d'acqua puro (con componente aria = zero). Per superare questa difficoltà il diagramma è provvisto di una scala sul margine che indica la direzione della variazione dello stato dell'aria in tali casi, semplicemente conoscendo il calore totale  $i$  della componente miscelata (per il vapore saturo a 1 bar  $i$  è pari, in cifre tonde, a 640 kcal/kg). Congiungendo il punto di zero del diagramma con tale valore della scala sul margine, e tracciando la parallela per il punto corrispondente allo stato dell'aria entrante, lo stato dell'aria uscente deve trovarsi su tale retta, per cui si tratta solo di determinare la distanza del punto rappresentante lo stato dell'aria uscente da quello dello stato dell'aria entrante. Ciò si ottiene calcolando, in

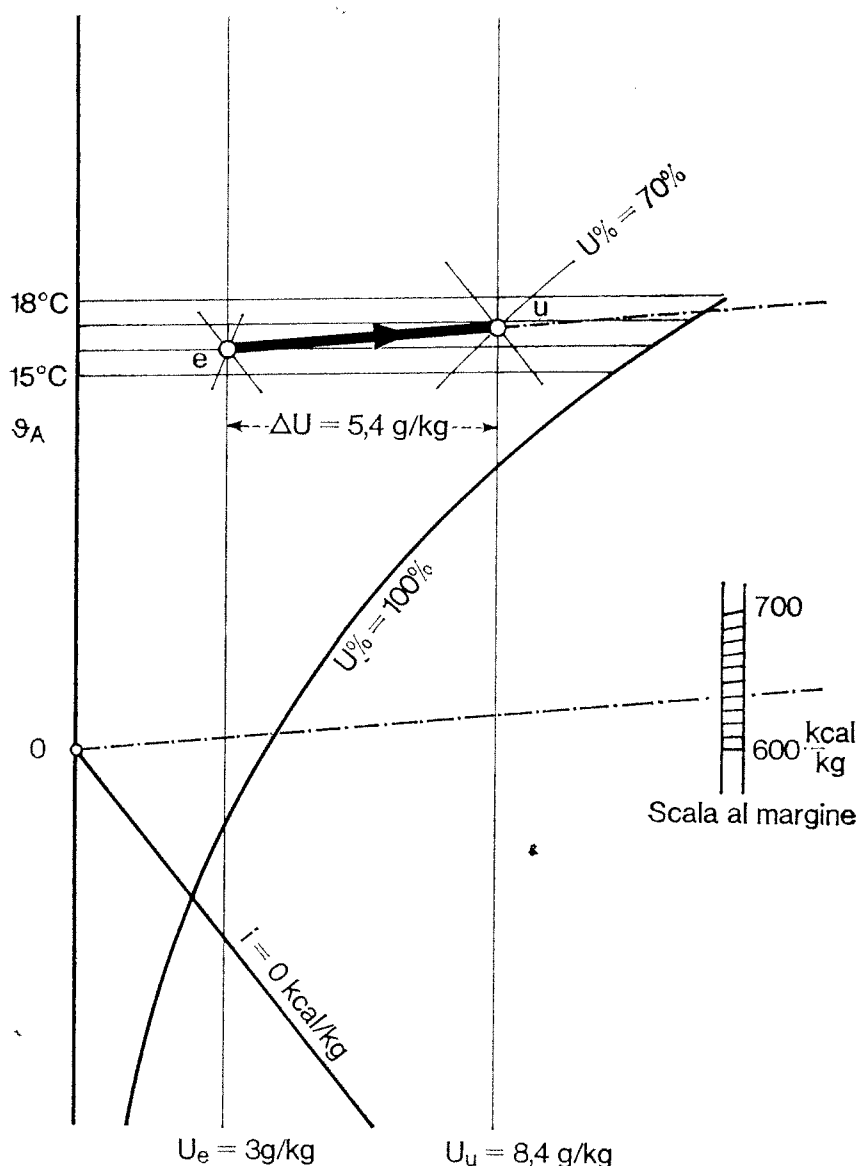


FIGURA 2.6

Variatione dello stato dell'aria nell'umidificatore a vapore  
 e stato dell'aria entrante  
 u stato dell'aria uscente per  $\Delta U = 5,4$  g/kg di adduzione  
 di vapore, determinato per mezzo della scala sul margine

base alla portata del vapore ed a quella dell'aria, la quota  $\Delta U$  di vapore assorbito. Dalla figura 2.6, che chiarisce questo procedimento, si può anche notare che nel caso di umidificazione con vapore si ottengono solo esigue variazioni della temperatura dell'aria.

### 2.3.3. La batteria di riscaldamento

La batteria di riscaldamento è un componente per il trattamento dell'aria che esegue solo un'operazione fondamentale (riscaldamento), che lavora in

base ad un solo effetto fisico (trasmissione di calore) e le cui condizioni di lavoro sono facilmente analizzabili; in effetti ciò si verifica fintanto che ci si limita alla rappresentazione, nel diagramma di Mollier, delle variazioni di sta-

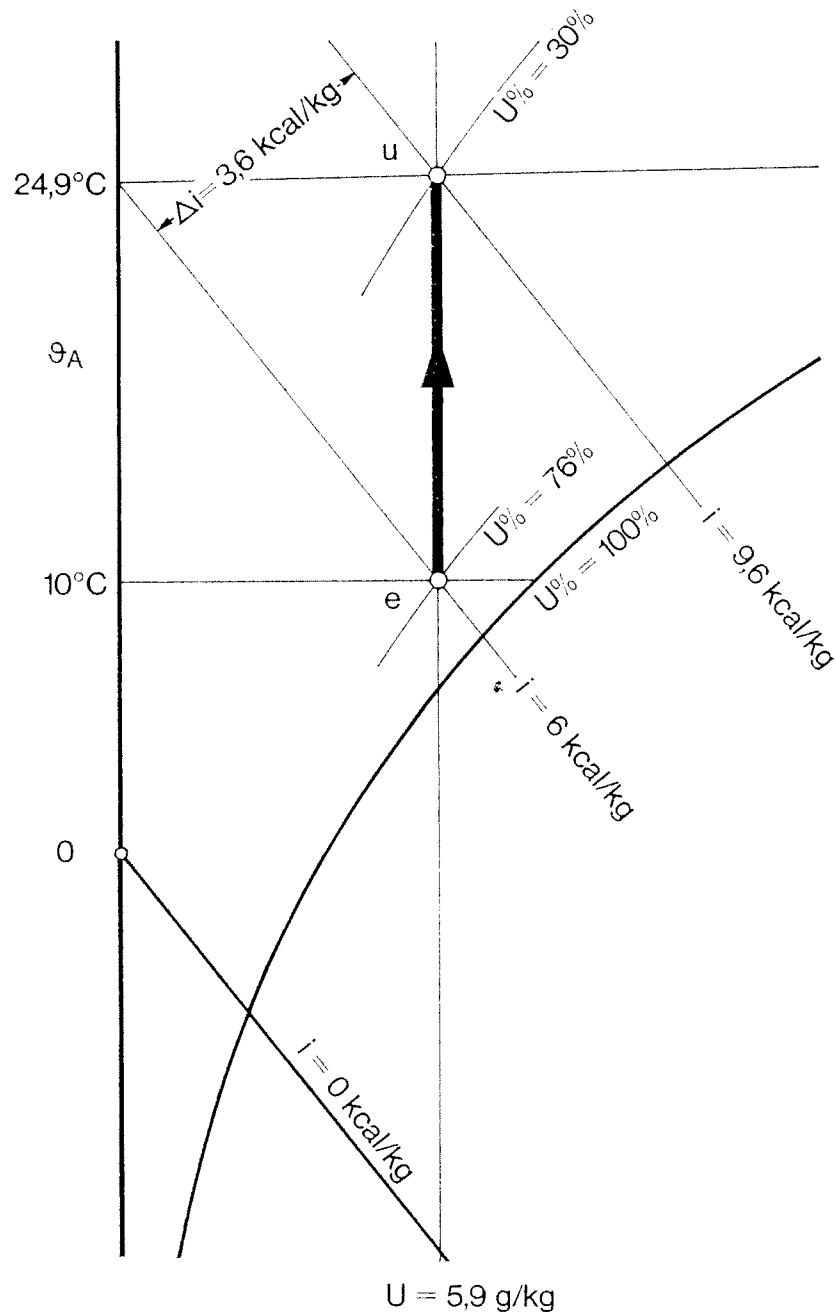


FIGURA 2.7

Variazioni dello stato dell'aria nella batteria di riscaldamento  
e stato dell'aria entrante  
 $u$  stato dell'aria uscente per  $\Delta i = 3,6 \text{ kcal/kg}$   
di trasmissione di calore

Scambiando tra di loro i punti  $u$  ed  $e$  il diagramma vale anche per  
le batterie di raffreddamento con superficie asciutta



to dell'aria prodotte da essa. Come risulta dalla figura 2.7, i punti rappresentanti lo stato dell'aria entrante ed uscente (indicati come al solito con  $e$  ed  $u$ ) si trovano sulla stessa retta  $U = \text{cost}$ . La distanza tra i due punti viene data dalla quantità di calore trasmessa  $i = i_u - i_e$  e rappresenta, contemporaneamente, l'aumento di temperatura dell'aria  $\vartheta_{\text{Aeu}} = \vartheta_{\text{Au}} - \vartheta_{\text{Ae}}$ . Questa semplice relazione vale per tutti i tipi di batterie di riscaldamento, indipendentemente dal fatto che si tratti di batterie ad acqua calda, a vapore od elettriche. Problemi più complessi sono rappresentati dalla determinazione del modo di regolare la quantità di calore trasmessa dai diversi tipi di batterie. Questo punto verrà trattato più a fondo nel capitolo 6 dedicato agli organi di regolazione.

#### 2.3.4. La batteria di raffreddamento

Secondo la figura 2.3 anche la batteria di raffreddamento lavora secondo il principio della trasmissione di calore, ma in determinate condizioni può eseguire contemporaneamente due operazioni fondamentali (raffreddamento e deumidificazione): fintanto che l'aria che attraversa la batteria si trova ad una temperatura superiore a quella del punto di rugiada  $\vartheta_{\text{PR}}$ , i punti rappresentanti lo stato dell'aria all'entrata ed all'uscita si trovano, come nel caso della batteria di riscaldamento, su di una retta  $U = \text{cost}$  (ossia non si ha variazione dell'umidità assoluta). Il diagramma della figura 2.7, disegnato per la batteria di riscaldamento, è valido anche per la batteria di raffreddamento con superficie asciutta, semplicemente scambiando tra di loro gli indici  $u$  ed  $e$ . Sono inoltre valide anche tutte le considerazioni fatte nel paragrafo 2.3.3.

Nel caso di un raffreddamento al di sotto della temperatura del punto di rugiada  $\vartheta_{\text{PR}}$ , negli strati della corrente d'aria più direttamente a contatto con la superficie di raffreddamento incomincia a condensarsi una parte del vapore contenuto nell'aria: la condensa si deposita sulla superficie della batteria e, se raccolta ed allontanata dalla corrente d'aria, oltre l'effetto di raffreddamento avremo anche quello di deumidificazione. Il calcolo dello stato dell'aria all'uscita dalla batteria con superficie bagnata è ovviamente più complicato che nel caso precedente.

Un metodo impiegato spesso nella pratica si rifà, direttamente, al caso già descritto delle variazioni di stato dell'aria; ossia, si immagina che una parte della corrente d'aria venga raffreddata fino al punto di rugiada corrispondente alla temperatura superficiale della batteria, mentre la restante non subisce alcuna variazione di stato. Lo stato risultante dell'aria uscente viene quindi determinato, come miscelazione delle due correnti parziali, per mezzo delle relazioni esaminate nel paragrafo 2.3.1. La figura 2.8 mostra un esempio di quanto detto sopra: lo stato dell'aria uscente si trova sulla retta congiungente i punti rappresentanti lo stato dell'aria a monte della batteria e la temperatura superficiale della batteria stessa, intesa come temperatura del punto di rugiada.

Naturalmente, con tale sistema, il punto di miscela può essere determinato con precisione soltanto conoscendo le percentuali delle due correnti d'aria.

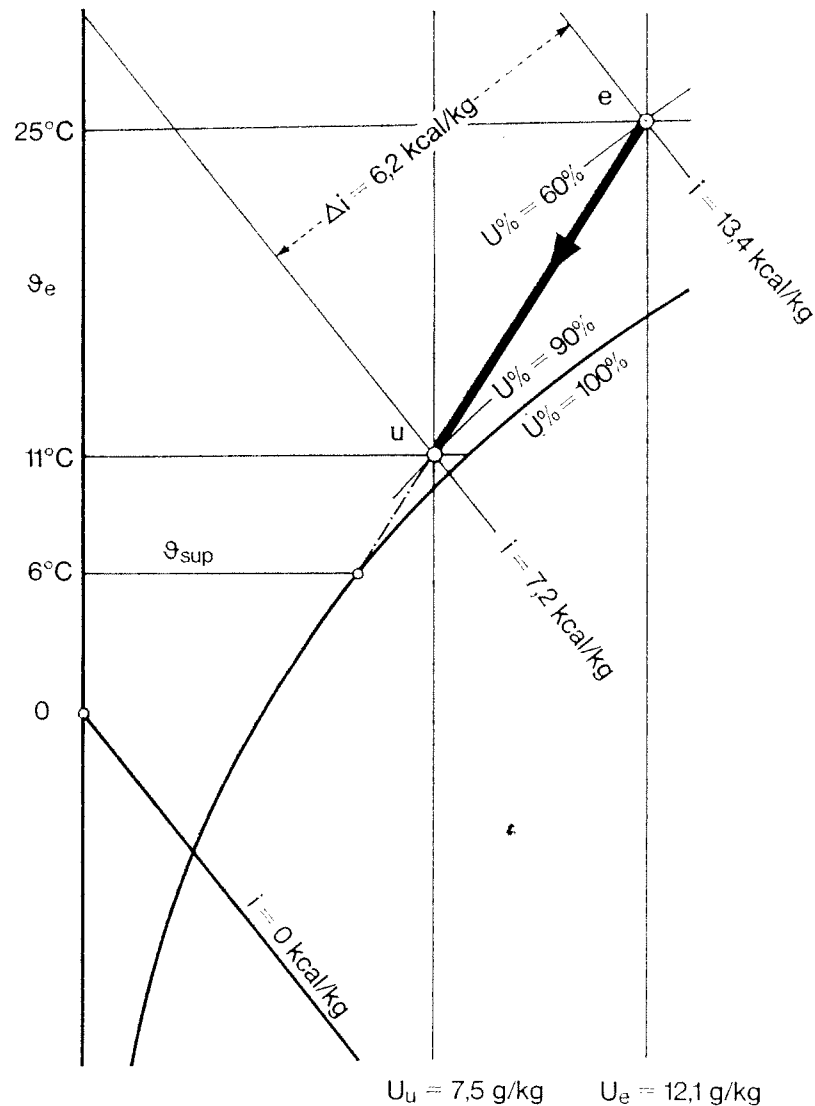


FIGURA 2.8

Variazioni dello stato dell'aria nella batteria di raffreddamento con superficie bagnata

*e* stato dell'aria entrante

*u* stato dell'aria uscente per un fattore di by-pass  $\phi = 0,26$   
temperatura superficiale  $t_{sup} = 6^\circ\text{C}$

Per il dimensionamento della batteria (quindi per condizioni di pieno carico) la quota di corrente che non subisce variazioni viene data per mezzo del cosiddetto fattore di by-pass  $\phi$ . Da ciò risulta immediatamente la posizione del punto rappresentante lo stato risultante dell'aria uscente (v. [1], cap. 6.3.). Lo stesso risultato si ottiene rilevando la potenza della batteria di raffreddamento ricavata dal segmento  $\Delta i = i_e - i_u$ . Un'idea del comportamento nel caso di carico parziale si può avere soltanto calcolando il rapporto tra posizione dell'organo di regolazione e potenza erogata dalla batteria.

Nell'ambito delle ricerche trattate nel presente volume ci si è interessati a questo problema soltanto di riflesso, per le ragioni che verranno chiarite nel paragrafo 4.1.1.5.

### 2.3.5. Il lavatore

Per le sue caratteristiche come componente nel trattamento dell'aria il lavatore è un caso particolare dell'umidificatore a polverizzazione d'acqua che tratteremo nel paragrafo seguente; al contrario di quest'ultimo, però, le sue caratteristiche di funzionamento possono essere descritte con maggiore semplicità, ed è per questa ragione, oltre che per la sua maggiore importanza pratica nella tecnica della climatizzazione, che ad esso viene dedicato un paragrafo a parte. Il principio di funzionamento del lavatore può essere descritto come segue: la corrente d'aria attraversa una camera, sul cui fondo è posta una vasca con dell'acqua, una pompa aspira parte di questa acqua che viene spruzzata nella corrente d'aria tramite una o più rampe di ugelli. La quantità d'acqua spruzzata è notevolmente maggiore di quella che l'aria può assorbire per raggiungere il punto di rugiada; parte dell'acqua spruzzata evapora e viene trascinata dalla corrente d'aria che attraversa un separatore di gocce - dove una certa percentuale di vapore condensa sulle alette - e quindi ritorna, sotto forma di acqua, nella vasca, mentre la parte trascinata via dall'aria viene reintegrata, generalmente tramite un regolatore di livello a galleggiante che mantiene un livello costante dell'acqua della vasca.

Con condizioni costanti dell'aria entrante viene raggiunto, dopo un tempo di funzionamento sufficientemente lungo, uno stato di equilibrio termico del sistema. Queste nuove condizioni di stato possono venire anch'esse determinate per mezzo del diagramma di Mollier. Allo scopo, si può ammettere che lo stato dell'aria uscente dal lavatore possa trovarsi, in prima approssimazione, su una linea  $i = \text{cost}$  determinata in base allo stato dell'aria entrante, secondo quanto rappresentato nella figura 2.9 (né adduzione né sottrazione di calore, per questo tale tipo di umidificazione è anche detto adiabatico); si tratta solo di determinare quale sia il punto che rappresenta lo stato dell'aria uscente lungo questa retta. Il limite, rappresentato dal punto di rugiada  $U\% = 100\%$  può essere raggiunto, evidentemente, solo nei casi ideali. Nella pratica tutti i lavatori lavorano con un grado di umidificazione  $\mu < 1$ , che dipende principalmente dal rapporto tra la portata d'acqua circolante  $\dot{M}_a$  e la portata d'aria  $\dot{M}_A$ :

$$\mu = \frac{U\%_{ou} - U\%_{oe}}{100 - U\%_{oe}} = f\left(\frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_A}\right) \quad (2.7)$$

Tramite questa definizione del grado di umidificazione è possibile determinare, nel diagramma di Mollier, lo stato dell'aria uscente conoscendo il grado di umidificazione  $\mu$  del lavatore: dalla (2.7) si calcola  $U\%_{ou} = U\%_{oe} + (100 - U\%_{oe})\mu$ , e dall'intersezione della curva  $U\%_{ou}$  con la retta  $i_e$ , si determina il punto corrispondente allo stato dell'aria uscente. Ciò significa che in un lavatore lo stato dell'aria uscente non può avere un'umidità relativa  $U\%_{ou}$  co-

stante; quanto minore sarà il rapporto dell'umidificatore, tanto maggiore sarà il « peso » delle condizioni dell'aria entrante. Grandi valori di  $\mu$  sono ottenibili solo per grandi valori del rapporto acqua-aria:

$$\rho_{a/A} = \frac{\dot{M}_a}{\dot{M}_A} \quad (2.8)$$

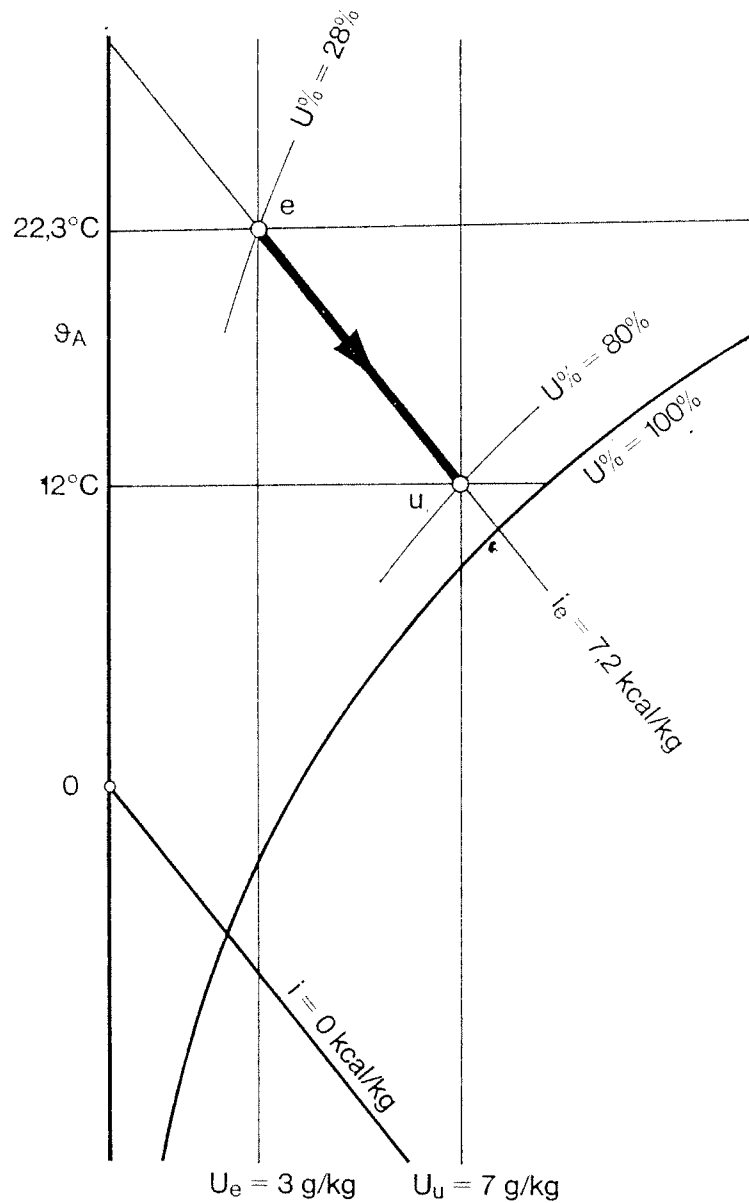


FIGURA 2.9

Variatione, dello stato dell'aria nel lavatore

*e* stato dell'aria entrante (per esempio miscela preriscaldata di aria esterna e di aria di ricircolo)

*u* stato dell'aria uscente per un grado di umidificazione  $\mu = 0.72$

$$\mu = \frac{U\%_u - U\%_e}{100 - U\%_e}$$

Valori di  $\mu$  in funzione di  $\rho_{a/A}$  e di altre grandezze si possono trovare nel lavoro di Häussler [1].

Normalmente, lo stato dell'aria uscente viene regolato agendo sui componenti per il trattamento dell'aria posti prima del lavatore (batteria di preriscaldamento, batteria di raffreddamento, serrande di miscelazione), ossia praticamente influenzando lo stato dell'aria entrante. Questa azione è però anche possibile sul rapporto  $\rho_{a/A}$ , vedi paragrafo 2.3.6.

Nel metodo psicrometrico per la misura dell'umidità relativa, accennato nel paragrafo 2.1., si sfrutta per la lettura a bulbo umido lo stesso fenomeno del lavatore. Gli strati d'aria, lambendo il tessuto impregnato di acqua posto intorno al bulbo del termometro, si saturano di vapore d'acqua: evaporando, l'acqua sottrae il necessario calore d'evaporazione all'ambiente circostante, ossia all'acqua stessa, al bulbo ed all'aria lambente. Questi elementi pertanto si raffreddano e raggiungono, in condizioni di equilibrio, la cosiddetta temperatura del bulbo umido  $\vartheta_{BU}$ . Nel diagramma di Mollier il corrispondente stato dell'aria si trova sulla curva di saturazione  $U\% = 100\%$  alla temperatura  $\vartheta_{BU}$ . La direzione della variazione dello stato dell'aria, nei pressi del termometro umido, deve essere determinata per mezzo della scala al margine. Essa può venir trovata collegando il punto di zero con l'entalpia dell'acqua corrispondente alla temperatura  $\vartheta_{BU}$ .

Per determinare lo stato dell'aria addotta allo strumento di misura è necessario procedere a ritroso, dal valore rilevato al termometro umido ( $\vartheta_{BU}$  sulla curva di saturazione), lungo la retta relativa con inclinazione determinata dalla scala al margine, fino al punto di incontro con la retta della temperatura del termometro asciutto  $\vartheta_{BS}$  (vedi fig. 2.10). Si noti che la direzione seguita risulta inclinata sull'orizzontale con un angolo minore della retta  $i = \text{cost}$  nel caso del lavatore, in questo caso infatti si tratta di un puro fenomeno di evaporazione senza raffreddamento.

### 2.3.6. Umidificatore a polverizzazione d'acqua

Come già accennato nel paragrafo precedente, le trasformazioni dello stato dell'aria con questo tipo di umidificatore sono più complicate da descrivere; tuttavia, dalla figura 2.3 non si comprende — a prima vista — per quale ragione esso funzioni in modo molto diverso da un lavatore adiabatico. Naturalmente, anche in questo caso lo stato all'uscita è determinato dalle stesse grandezze che sono state rilevate nel caso del lavatore, ossia stato dell'aria entrante e grado di umidificazione  $\mu = f(\rho_{a/A})$ , però a queste si aggiunge ancora un'altra grandezza che può essere variata entro ampi limiti e che pertanto, come la portata d'acqua  $\dot{M}_a$ , si presta ad essere sfruttata per variare le condizioni all'uscita: questa grandezza è la temperatura  $\vartheta_a$  dell'acqua polverizzata.

Per poter comprendere meglio l'andamento dei fenomeni, in tali tipi di umidificatori, si deve osservare che tra le goccioline d'acqua ed il flusso d'aria si hanno due relazioni, completamente diverse, ossia:

- scambio di calore;
- evaporazione (cessione di acqua all'aria).

Se si osserva il caso limite in cui  $\rho_{a/A} = \infty$ , ossia nel linguaggio pratico il caso in cui vengano polverizzate grandi quantità di acqua, si può subito riconoscere che nel diagramma di Mollier lo stato dell'aria uscente è dato da un punto

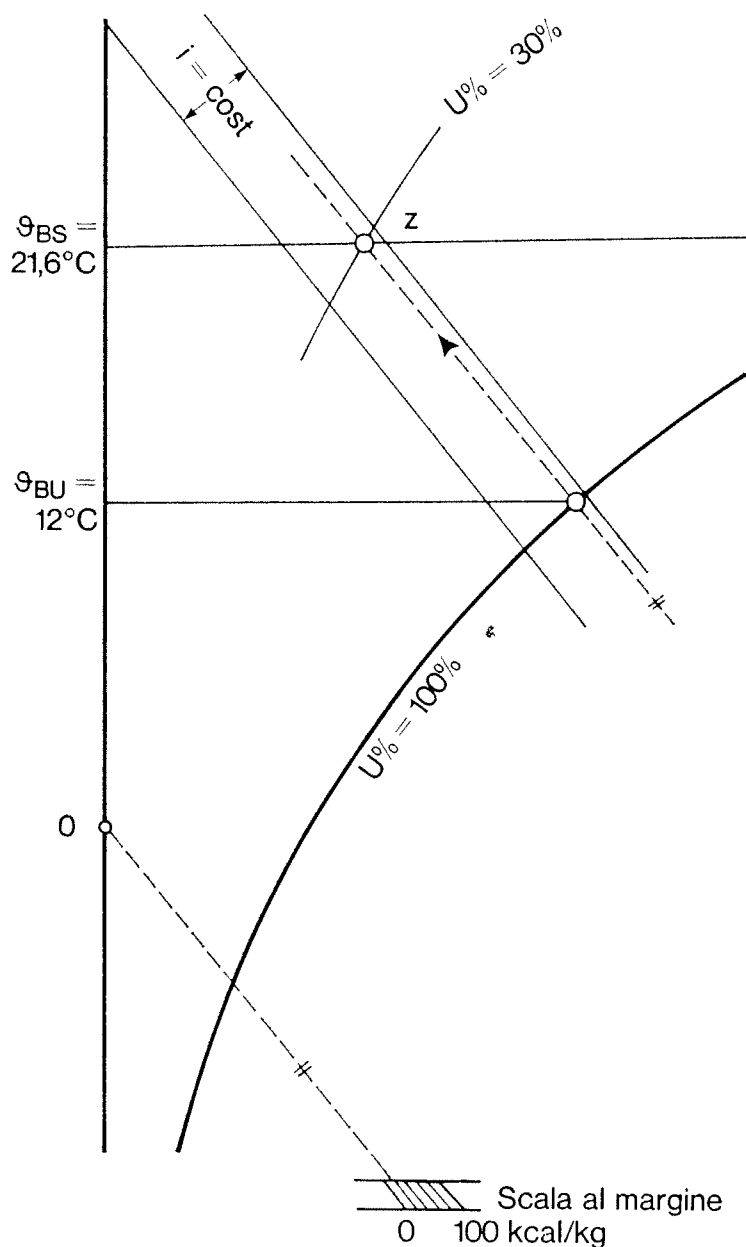


FIGURA 2.10

Determinazione dell'umidità dell'aria con il metodo psicrometrico (termometri a bulbo asciutto ed a bulbo umido)

$t_{BS}$	temperatura del bulbo asciutto	} valori misurati
$t_{BU}$	temperatura del bulbo umido	
$U\%$	umidità risultante dal diagramma	
$Z$	stato dell'aria cercato	

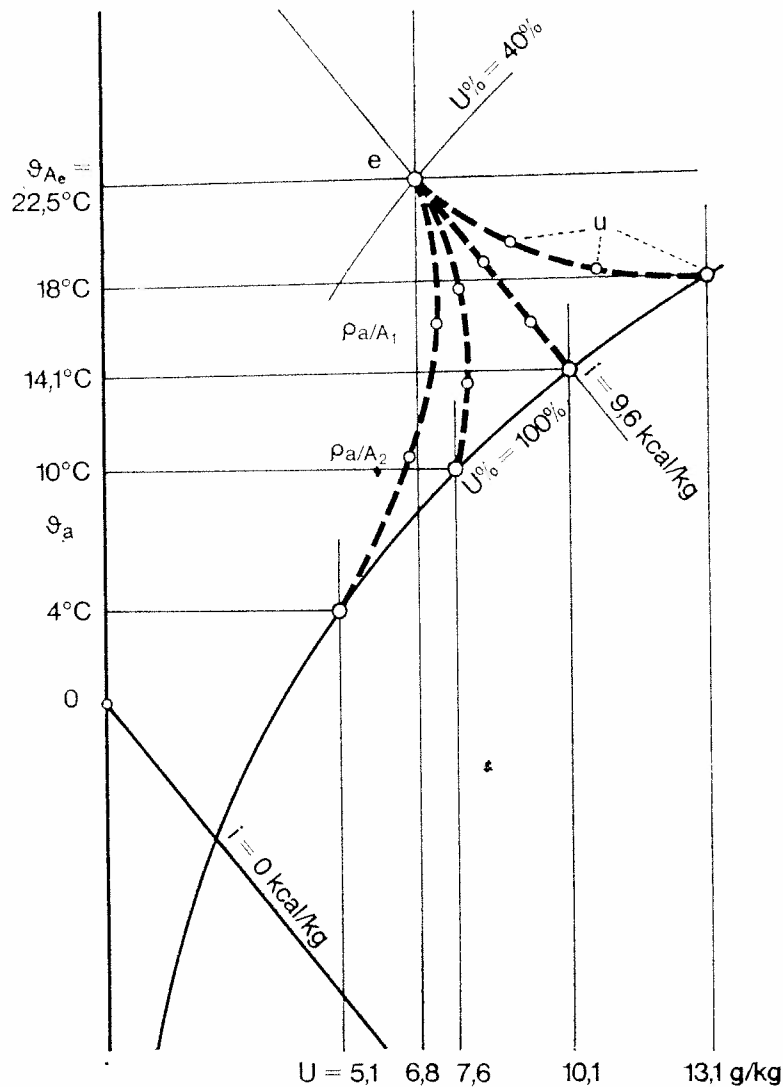


FIGURA 2.11  
 Variazione dello stato dell'aria in un umidificatore  
 a polverizzazione d'acqua

$i$  stato dell'aria entrante  
 — — — luogo geometrico delle curve rappresentanti gli stati  
 dell'aria uscente  $u$  per diverse temperature  
 dell'acqua  $\vartheta_a$

$\rho_{a/A1}; \rho_{a/A2}$  due valori qualsiasi del rapporto acqua-aria  $\rho_{a/A} = \frac{M_a}{M_A}$

to, sulla linea di saturazione, per il quale, la temperatura dell'aria  $\vartheta_A$  è uguale alla temperatura dell'acqua  $\vartheta_a$ .

Con questo tipo di umidificatore si ottiene cioè un effetto di raffreddamento e per temperature dell'acqua sufficientemente basse l'aria esce dall'apparecchio - paradossalmente - con un'umidità assoluta inferiore a quella di ingresso.

Se d'altra parte si esaminano le variazioni dell'aria entrante per una tem-

peratura costante dell'acqua  $\vartheta_a$ , però con portata ridotta dell'acqua  $\dot{M}_a$  (ossia con  $\rho_{a/A}$  all'incirca nel campo  $0,1 \div 2$  e  $\mu < 1$ ), risulta che nel diagramma di Mollier non è possibile trovare - in modo semplice - il luogo geometrico degli stati dell'aria uscente. Come mostra la figura 2.11, non si tratta più di rette ma di curve, che devono essere calcolate di volta in volta in base allo stato dell'aria entrante. Ai singoli punti della curva corrispondono determinati valori del rapporto acqua-aria  $\rho_{a/A}$ , dove ogni curva vale per una data temperatura dell'acqua  $\vartheta_a$ .

Con queste considerazioni si chiude questo capitolo sui concetti fondamentali della climatizzazione. Secondo il nostro postulato non si è inteso dare informazioni complete nei dettagli, ma soltanto uno sguardo d'insieme che possa offrire al tecnico della regolazione un'idea dei principi fondamentali della fisica dell'aria. Il capitolo che segue si rivolge, con le stesse intenzioni, al progettista della climatizzazione.



### 3.

## classificazione dei circuiti di regolazione

Gli argomenti trattati nel presente capitolo, pur essendo dedicati al progettista dell'impianto di climatizzazione, verranno trattati secondo la mentalità e dal punto di vista del tecnico della regolazione. Sarà quindi necessario esaminare i termini tecnici propri della regolazione e le relative definizioni; infatti, affinché il tecnico della climatizzazione sia in grado di comprendere i problemi della regolazione ed eventualmente di discuterli con il collega « regolatorista », è necessario che gli siano familiari determinati concetti. Non è quindi sufficiente prendere semplicemente nota dei più importanti termini tecnici, ma è necessario approfondire e comprendere appieno cosa essi indichino. Accade, nella pratica, e non soltanto nel campo della regolazione, che molti equivoci e molte difficoltà di intendersi si debbano imputare proprio al fatto che la corrispondenza tra termine tecnico e relativo concetto non viene intesa nella stessa maniera dai due interlocutori. Ed è proprio perché questa corrispondenza non venga lasciata al caso che in tutte le lingue principali essa è stata fatta oggetto di adeguate nomenclature, direttive e norme. Per i Paesi di lingua tedesca valgono, per la tecnica della regolazione, le norme DIN 19226 [2]. Per evitare la necessità di consultare opere ausiliarie come libri, articoli ecc., i concetti più importanti verranno richiamati brevemente nel paragrafo 3.1.

### 3.1. Terminologia della tecnica della regolazione

(Le espressioni in corsivo sono definite da norme) <sup>(1)</sup>

Nei capitoli precedenti si è talvolta impiegata l'espressione *circuito di regolazione*. Ponendosi la domanda di cosa si intenda con questo termine, si scopre una caratteristica comune a tutti i concetti base della tecnica della regolazione: essi sono astratti, riferendosi a processi e cioè a comportamenti nel tempo. La figura 3.1 può chiarire meglio questa asserzione: in essa è rappresentato lo schema a blocchi classico di un circuito di regolazione (*schema di flusso dei segnali* secondo le norme DIN 19226), al quale si riferisce continuamente il tecnico della regolazione nella descrizione delle funzioni principali.

<sup>(1)</sup> L'autore si riferisce alle normative DIN tedesche; in Italia solo alcuni termini della regolazione sono stati oggetto di normativa, che tuttavia risale al 1964. Nella traduzione abbiamo usato i termini di uso più corrente in Italia presso i tecnici della regolazione (N.d.T.).

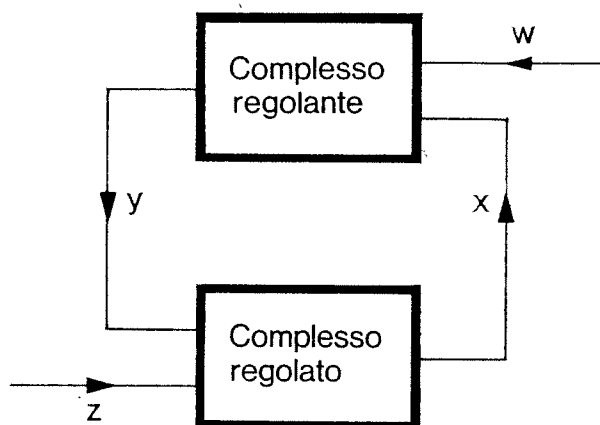


FIGURA 3.1

Schema a blocchi di un circuito semplice di regolazione

$x$  grandezza regolata

$z$  grandezza perturbatrice

$y$  grandezza regolante

$w$  grandezza pilota

Nella figura 3.1 compaiono due soli elementi, il *complesso regolante* <sup>(2)</sup> ed il *complesso regolato*. Questi due elementi sono disegnati come blocchi, ossia non sono fornite informazioni sui particolari costruttivi del complesso regolante o sulla composizione dell'impianto e del complesso regolato. Il progettista dell'impianto di climatizzazione avrebbe probabilmente preferito una rappresentazione come in figura 3.2, nella quale, pur usandosi ancora simboli, la corrispondenza al caso reale è più immediata. Si deve però osservare che lo schema a blocchi della figura 3.1 rappresenta solo la forma base che, nell'elaborazione successiva, il tecnico della regolazione integrerà con ulteriori informazioni che non si riferiranno però alle caratteristiche costruttive del blocco ma solo al suo comportamento dal punto di vista della regolazione.

Quanto sopra esposto rappresenta una necessaria premessa per la classificazione del circuito di regolazione. Tale classificazione, come vedremo, deve necessariamente prendere le mosse da una classificazione separata dei complessi regolanti e dei complessi regolati.

Da un'analisi completa della figura 3.1 emerge, più chiaramente che con altre forme di rappresentazione, un'importante considerazione: le linee di collegamento tra i blocchi indicano come il complesso regolante ed il complesso

<sup>(2)</sup> Nel testo si impiegherà sempre la denominazione completa di *complesso regolante* invece di quella più breve e di uso più comune di *regolatore*. Le norme stabiliscono chiaramente che l'espressione «regolatore» si può riferire solo alla singola unità costruttiva e che un regolatore non contiene necessariamente tutti gli elementi del complesso regolante. Proprio per gli scopi pratici della classificazione, secondo il paragrafo 3.2., è importante che venga considerato l'intero complesso regolante (comprendente tutti gli apparecchi in questione, dal punto di misura della grandezza regolata fino alla grandezza regolante), se si vogliono evitare errori di classificazione. Quindi è parso più pertinente l'uso dell'espressione *complesso regolante* in quanto non si prendono in esame le caratteristiche degli apparecchi, ma tutto ciò che esplica una funzione di regolazione.

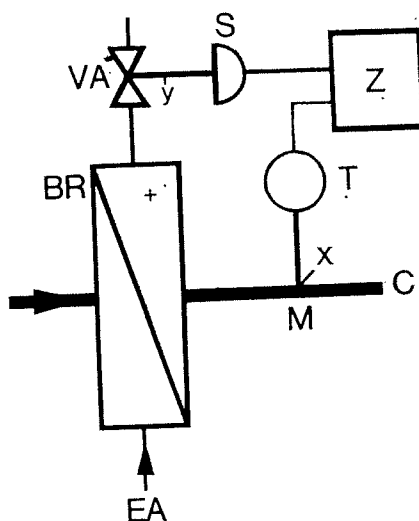


FIGURA 3.2

Impianto di regolazione pneumatica della temperatura per una batteria di riscaldamento

complesso regolante	complesso regolato
$x$ grandezza regolata	$y$ grandezza regolante
$M$ punto di misura	$VA$ valvola
$T$ sonda di temperatura	$BR$ batteria di riscaldamento
$Z$ regolatore centrale	$EA$ mandata acqua calda
$S$ servomotore	$C$ canale dell'aria

regolato, si influenzino vicendevolmente per mezzo della *grandezza regolata* e della *grandezza regolante*; tale influenza può però avere luogo solo nella direzione indicata dalla freccia. La grandezza regolata e la grandezza regolante, come informazione e comando, vengono trasmesse attraverso le linee di collegamento, e vengono elaborate all'interno dei blocchi. Poiché la trasmissione dei segnali di informazione e di comando avviene in un'unica direzione, è facile derivarne il concetto astratto di circuito chiuso, dal quale deriva poi la denominazione di *circuito di regolazione*.

Si deve ancora osservare che lo schema a blocchi mostra una suddivisione del circuito di regolazione in due elementi, il cui confine può essere stabilito solo facendo riferimento alla grandezza regolata ed alla grandezza regolante.

Per l'individuazione della grandezza regolata non sorgono, in pratica, difficoltà poiché il complesso regolato ed il complesso regolante si toccano nel *punto di misura*. Gli elementi, che procedendo in direzione dell'andamento dell'effetto della regolazione, si trovano a valle del punto di misura appartengono al complesso regolante, quelli che si trovano a monte appartengono al complesso regolato (nella fig. 3.2 la sonda di temperatura appartiene al complesso regolante, il condotto dell'aria tra la batteria di riscaldamento ed il punto di misura appartiene al complesso regolato).

Meno chiaramente si può individuare - e definire - la grandezza regolante

poiché in un determinato circuito di regolazione si possono assumere diverse grandezze come grandezze regolanti (segnale del regolatore, corsa del servomotore,  $k_v$  della valvola ecc.) senza contravvenire alle definizioni contenute nelle norme. La poliedricità dell'espressione « grandezza regolante » può venire eliminata convenendo di assumere, come grandezza regolante, la corsa della valvola <sup>(3)</sup>. La scelta di questo parametro deriva dal fatto che nella maggior parte dei casi esiste, come elemento finale della regolazione, una valvola. Nel presente volume ci si atterrà a questa convenzione, la cui conseguenza sarà che la valvola (come corpo) verrà considerata appartenente al complesso regolato e le sue proprietà, dal punto di vista della regolazione, contribuiranno a determinare quelle dell'impianto vero e proprio. Con lo stesso criterio il servomotore pneumatico della figura 3.2 fa parte, invece, del complesso regolante.

La suddivisione concettuale, tra complesso regolante e complesso regolato, non rappresenta una pura discussione accademica: per l'applicazione pratica delle nozioni trattate nel presente volume è assolutamente necessario che in ogni circuito di regolazione vengano definiti, chiaramente, entrambi gli elementi (complesso regolante e complesso regolato), in modo da poterli classificare con sicurezza, secondo i principi trattati nei successivi paragrafi 3.2 e 3.3.

Si noti infine che nella figura 3.1 compaiono due altre importanti grandezze di regolazione: la *grandezza perturbatrice* e la *grandezza pilota*, che influenzano dall'esterno il circuito di regolazione. La grandezza pilota determina nel complesso regolante il valore prescritto al quale deve essere mantenuta la grandezza regolata. Secondo il tipo di regolazione, la grandezza pilota può assumere un valore costante, o variabile nel tempo, od in funzione di altre grandezze. Le grandezze perturbatrici agiscono sul complesso regolato, variandone le condizioni, ossia provocandovi scostamenti dallo stato desiderato. Ogni variazione della grandezza perturbatrice provoca nel complesso un *processo di regolazione*: esso è in definitiva la vera ragione di essere della regolazione.

### 3.2. Classificazione dei complessi regolanti e loro caratteristiche principali

Il capitolo 11 delle norme DIN 19226: « Gruppi principali e caratteristiche dei complessi regolanti » si occupa del problema della classificazione, però tratta in forma troppo breve quei tipi di complessi regolanti ad azione discontinua, come ad esempio i regolatori elettromeccanici od i regolatori elettronici con uscita a relé, che pure trovano spesso impiego nella regolazione per la climatizzazione, e che vengono classificati invece più dettagliatamente, per esempio, in [3].

Stante l'impostazione e gli scopi del presente volume, non tratteremo i complessi regolanti ad azione discontinua, ma ci limiteremo ad esaminare e classificare i tipi di complessi regolanti che trovano effettiva applicazione negli im-

<sup>(3)</sup> Anziché la corsa della valvola si può assumere come grandezza regolante l'angolo di rotazione di una serranda o di una valvola a settore.

piani di nostro interesse e cioè quelli ad azione continua, con l'unica eccezione per il sistema a due posizioni che, per definizione, è ad azione discontinua. In definitiva, di tutte le possibili varianti dei complessi regolanti ci limiteremo a trattarne solo sei:

- complessi regolanti a due posizioni;
- complessi regolanti a caratteristica P, I e PI;
- complessi regolanti a caratteristica P + Z (con compensazione della grandezza perturbatrice);
- complessi regolanti a caratteristica P + PI (cascata).

Prima di passare alla trattazione delle singole classi, è necessaria una precisazione sul principio di classificazione: normalmente, un insieme di elementi può essere suddiviso - secondo diversi criteri - in gruppi di elementi con caratteristiche analoghe e dipende solo dagli scopi della classificazione quale criterio sia più adatto. Ad esempio, per gli scopi prefissi nel presente volume, viene effettuata una suddivisione in base alle caratteristiche di impiego delle apparecchiature senza minimamente tener conto delle caratteristiche costruttive del complesso stesso, proprio perché a noi interessa l'applicazione di un certo tipo di complesso regolante e non il come questo complesso è stato progettato e costruito. Non è pertanto arbitrario procedere ad una classificazione basandosi sulle caratteristiche di regolazione, ossia, in altre parole, comprendere nella stessa classe apparecchi con lo stesso comportamento dal punto di vista della regolazione, indipendentemente dai mezzi con i quali il comportamento considerato è stato realizzato tecnicamente.

Una volta stabilito che sono le caratteristiche di regolazione del complesso regolante a determinarne la classificazione, rimane ancora da stabilire quali tra di esse si debbano prendere concretamente in considerazione. Infatti, tra le varie caratteristiche di un complesso regolante che, secondo l'ottica del tecnico della regolazione, rappresentano proprietà della regolazione, si deve evidentemente operare una scelta e questo può avvenire solamente in forma di compromesso poiché si deve tener conto di condizioni contrastanti. Se è necessario che la classificazione sia semplice e chiara, è anche vero che si deve realizzare una sufficiente differenziazione e comprendere nella stessa classe solo quei complessi regolanti che presentano, per quanto possibile, lo stesso comportamento nel circuito di regolazione e che, in particolare, producono gli stessi effetti nei complessi regolati. È evidente che la classificazione non viene fatta solo perché la casa fabbricante possa dare ai suoi prodotti un nome conforme alle norme, ma anche perché il tecnico possa assegnare determinati effetti di regolazione - noti in base alla teoria ed all'esperienza - a tutti i complessi regolanti raggruppati nella medesima classe (quale che sia la casa fabbricante), sempre che la classificazione stessa sia stata fatta in modo sensato.

Per il nostro scopo, è sufficiente che come criterio per la classificazione dei complessi regolanti venga assunto il legame od interdipendenza o funzione che essi creano tra grandezza regolata e grandezza regolante. Per la descrizione di questa funzione si possono impiegare rappresentazioni grafiche e semplici for-

mule. Preferiamo questi metodi - semplici ma sicuri - ad una trattazione più estesa della teoria della regolazione; poiché quello che a noi interessa è che il singolo complesso regolante possa essere classificato correttamente, e ovviamente ciò avviene tanto più sicuramente quanto più semplice e più evidente è il principio di classificazione. Importante è pure, come già affermato una volta, che si prenda in considerazione e si classifichi l'intero complesso regolante, poiché solo in tale maniera si può cogliere l'interdipendenza tra grandezza regolata e grandezza regolante (<sup>4</sup>).

Contemporaneamente alla classificazione si fisseranno anche le più importanti grandezze caratteristiche della regolazione per mezzo della corrispondente definizione e del corrispondente simbolo per le formule, il cui significato pratico verrà discusso nei capitoli seguenti. Per il momento è sufficiente fissarne la denominazione ed il significato.

### **3.2.1. Il complesso regolante con caratteristica a due posizioni**

Come indica la definizione stessa, la classe dei complessi regolanti a due posizioni è quella in cui la grandezza regolante può assumere solamente due diversi valori. Nel caso di una valvola, i due diversi valori della grandezza regolante (rappresentata in questo caso dalla corsa della valvola), sono le due posizioni di fine-corsa. Vale a dire che la valvola è: o completamente aperta, o completamente chiusa.

La definizione comprende, ovviamente, anche quei casi in cui si operi tra due qualsiasi valori fissi della corsa della valvola oppure nei quali non vi sia necessariamente una valvola, come per esempio nel caso dell'inserzione e disinserzione - in funzione dell'umidità - della pompa di circolazione del lavatore.

Tale definizione, contenuta nelle norme DIN 19226 [2], è estremamente semplice e facilmente comprensibile, però non è sufficiente per i nostri scopi. Essa comprende infatti non solo la forma fondamentale del complesso regolante a due posizioni di nostro interesse, ma anche le varianti derivate da questo, per mezzo dell'aggiunta di cosiddette controreazioni (ad esempio termostato ambiente con controreazione termica).

Nella figura 3.3 la trattazione dell'interdipendenza tra grandezza regolata e grandezza regolante è completata con la rappresentazione grafica. Per la forma fondamentale l'importante è che il valore della grandezza regolante dipenda solamente dal valore della grandezza regolata. Entrambe le varianti della figura non mostrano due casi fondamentalmente differenti ma indicano la possibilità che il senso di azione possa assumere due valori opposti e che i valori fissi della grandezza regolante possano essere scelti entro un certo campo.

La definizione deve essere completata anche in un secondo punto, in mo-

---

(<sup>4</sup>) Come mostra la pratica, una tale avvertenza è tutt'altro che superflua; nella letteratura di lingua tedesca si parla sempre per esempio di regolatori a tre posizioni, anche se questi, in combinazione con un servomotore elettrico, divengono poi complessi regolanti a due velocità (secondo [3]) e mostrano proprietà che si scostano fondamentalmente da quelle dei complessi regolanti a due o più posizioni.

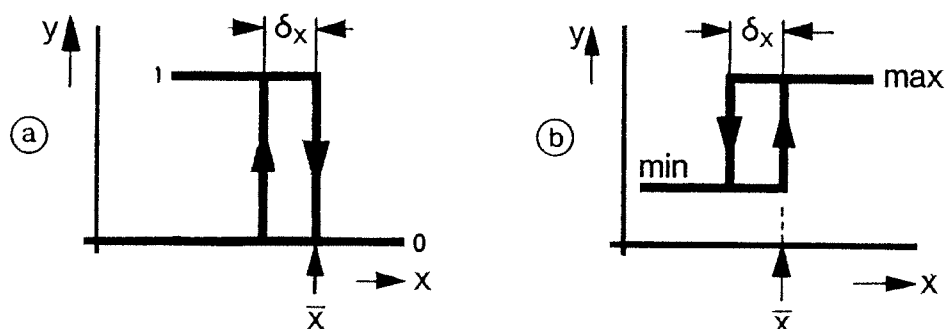


FIGURA 3.3

*Interdipendenza e grandezze caratteristiche del complesso regolante a due posizioni*

- a) *funzionamento tra i valori estremi della corsa della valvola*  
 b) *funzionamento tra due posizioni qualsiasi della corsa della valvola*

$y$	<i>grandezza regolante</i>	$\bar{x}$	<i>valore prescritto</i>
$x$	<i>grandezza regolata</i>	$\delta x$	<i>differenziale</i>

do che non vengano commessi errori sia nella classificazione dei complessi regolanti che si presentano nella pratica sia nell'applicazione dei risultati a disposizione su nuovi casi. Infatti, se il complesso regolante ha effettivamente le caratteristiche del tipo a due posizioni, i due valori estremi della grandezza regolante devono mantenersi per un tempo largamente superiore rispetto al tempo di trasferimento da un valore estremo all'altro. Apparecchi con contatto a due posizioni, in combinazione con un servomotore lento, non formano, in conseguenza a questa limitazione, un complesso regolante a due posizioni.

In base alla figura 3.3, si possono definire facilmente le grandezze caratteristiche del complesso regolante a due posizioni. La posizione in cui la grandezza regolante varia il proprio valore viene denominata punto di intervento e viene data in unità della grandezza regolata. I complessi regolanti realizzati in pratica hanno sempre due punti di intervento poiché la commutazione del senso di azione della grandezza regolante non avviene al medesimo valore con grandezza regolata in aumento o con grandezza regolata in diminuzione, ma esiste un certo intervallo tra di essi. Uno dei due punti di intervento (e quale dei due è solo questione di convenzione e non di norme) viene considerato come valore prescritto. Nelle formule il *valore prescritto* viene rappresentato con  $\bar{x}$ . La distanza tra i due punti di intervento viene denominata *differenziale*; questo viene espresso in unità della grandezza regolata e rappresentato dal simbolo  $\delta x$  (per es.  $\delta x = 2^\circ\text{C}$ ).

### 3.2.2. Il complesso regolante a caratteristica P

In un complesso regolante a caratteristica P ad ogni valore della grandezza regolata viene fatto corrispondere un determinato valore della grandezza regolante. Per l'esattezza, tale corrispondenza interessa solamente entro il cam-

po della grandezza regolata in cui può variare la grandezza regolante. Al di fuori di questo campo la grandezza regolante assume sempre un valore limite e tali condizioni corrispondono a stati che non ci interessano per quello che riguarda la regolazione.

Poiché il nostro scopo è quello di mettere in risalto le relazioni fondamentali, la trattazione verrà limitata al complesso regolante  $P$  ideale, che possiede un comportamento lineare, esente da inerzia e da isteresi. Queste sono proprietà, che, in pratica, possono essere realizzate in un regolatore soltanto con una approssimazione più o meno grande.

In questa sede non è possibile, perché troppo macchinosa risulterebbe la spiegazione, trattare degli effetti delle deviazioni dal caso ideale; però, almeno concettualmente, è utile chiarire la differenza tra i complessi regolanti  $P$  ideali e quelli reali, e ciò tramite la figura 3.4. In tale figura è rappresentata graficamente la legge che lega la grandezza regolante e la grandezza regolata nel caso di complessi regolanti  $P$ ; per semplicità, è stato raffigurato un caso comune nella pratica, cioè quello di una batteria di riscaldamento (già trattato nella fig. 3.2), in cui una diminuzione della temperatura dell'aria uscente è compensata da un aumento della corsa della valvola. Per questo caso specifico si sviluppa un certo senso d'azione, ossia quello per il quale la linea caratteristica procede dal basso a destra verso l'alto a sinistra. Quello che si dirà nel seguito vale però anche nel caso di un complesso regolante  $P$  con caratteristica dall'andamento opposto.

Nella figura 3.4 l'andamento lineare è indicato dal fatto che la caratteristica è una retta e l'assenza di isteresi viene evidenziata rappresentando, per

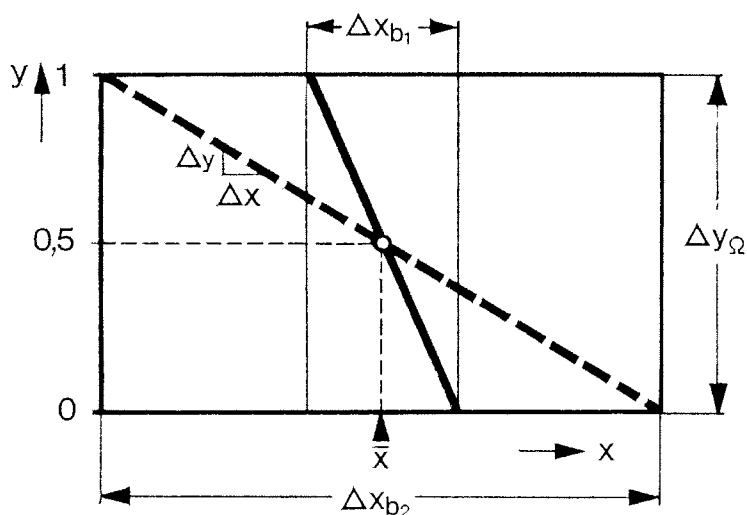


FIGURA 3.4

Raffigurazione grafica e grandezze caratteristiche del complesso regolante  $P$

$x$	grandezza regolata	$\Delta x_b$	banda proporzionale
$y$	grandezza regolante	$\Delta y_\Omega$	campo di funzionamento della
$\bar{x}$	valore prescritto		grandezza regolante



mezzo di un'unica retta, il legame tra grandezza regolata e grandezza regolante. Ciò che invece non può essere rappresentato nella figura 3.4 è l'assenza di inerzia.

La legge che unisce le due grandezze è definita solo per gli stati di regime, ossia per valori della grandezza regolata e della grandezza regolante costanti nel tempo, in tal caso l'inerzia rimane senza effetto; essa comincia a manifestarsi quando il complesso regolante deve portarsi da uno stato di equilibrio ad un altro. In altre parole, non appena la grandezza regolata varia, la grandezza regolante la segue, senza ritardo nel caso ideale di assenza di inerzia, o con un certo ritardo nel caso di complessi regolanti reali. Questo fatto può essere rappresentato graficamente, ossia con un diagramma temporale; l'argomento verrà però trattato in seguito.

Al momento è sufficiente definire, per mezzo della figura 3.4, le grandezze caratteristiche del complesso regolante P ideale. Se si prescinde dal valore prescritto  $\bar{x}$ , la cui posizione nel diagramma, come già nel caso dei complessi regolanti a due posizioni, non è fissata da norme ma solo da una convenzione <sup>(5)</sup>, si ha in realtà a che fare con una sola altra grandezza: infatti, le proprietà della regolazione P ideale risultano già fissate dalla pendenza della caratteristica. Poiché però nella tecnica della regolazione vengono utilizzati due diversi metodi per definire la pendenza, sarà opportuno definire le due possibili espressioni di tale grandezza caratteristica, sia come termini tecnici sia per i relativi concetti.

Il tecnico della regolazione, più portato verso trattazioni teoriche, preferisce esprimere il valore della pendenza in forma puramente matematica, ossia come rapporto tra la variazione della grandezza regolante e la corrispondente variazione della grandezza regolata. Secondo la figura 3.4 ciò può essere espresso come segue <sup>(6)</sup>:

$$\boxed{\frac{\Delta y}{\Delta x} = K_r} \quad (a) \quad \text{oppure} \quad \boxed{\Delta y = \Delta x \cdot K_r} \quad (b) \quad (3.1)$$

La pendenza della caratteristica, data da  $K_r$  può essere positiva o negativa, ossia  $K_r$  è provvisto di segno. Nel caso della figura 3.4, per esempio,  $K_r$  è di segno negativo; inoltre  $K_r$  è una grandezza dimensionale. Nel caso di una regolazione della temperatura si potrebbe avere, per esempio, che la pendenza della caratteristica sia  $K_r = -5 \frac{\text{mm di corsa della valvola}}{^\circ\text{C}}$ .

<sup>(5)</sup> Normalmente il valore prescritto viene posto dal fabbricante dell'apparecchio al centro del campo di funzionamento. Vi sono però anche casi in cui una posizione asimmetrica può essere più opportuna; per esempio, in impianti con batteria di preriscaldamento controllata a punto fisso, la valvola sarà aperta solo in minima percentuale in caso di bassi carichi (medie stagioni); tarando il valore prescritto, anziché al centro della banda, in un punto spostato più verso destra e quindi su un piccolo valore della corsa della valvola, si aumenta la precisione.

<sup>(6)</sup> Le formule di base per la tecnica della regolazione sono riquadrate. Alcune formule, di uso pratico immediato, saranno riportate in una riquadratura con doppio filetto. (N.d.T.).

Il « regolatorista » ben difficilmente usa il termine di « pendenza della caratteristica », preferendo l'espressione « fattore di trasferimento del regolatore » o fattore di « transfert » <sup>(7)</sup>, che corrisponde meglio al suo modo di vedere le cose: ossia, agli occhi del tecnico della regolazione, il complesso regolante trasferisce una variazione della grandezza regolata  $\Delta x$  in una variazione della grandezza regolante  $\Delta y$ . Dal fatto che la legge che lega le due grandezze, espressa dalla (3.1), rappresenta una relazione di proporzionalità, nasce la denominazione di questo tipo di regolazione: si tratta cioè di un complesso regolante ad azione proporzionale (abbreviato in P).

Nella pratica si è imposta, però, quasi esclusivamente un'altra grandezza caratteristica: la *banda proporzionale* o banda P, ossia il campo della grandezza regolata nel quale avviene l'intera escursione della grandezza regolante. Il simbolo che useremo per indicare la banda proporzionale è  $\Delta x_b$  (v. anche fig. 3.4). Nella maggior parte delle apparecchiature in commercio la banda proporzionale è regolabile ed il valore prescelto può essere letto su una scala in % del campo di regolazione od in % del campo di trasmissione di uno strumento di misura. Per maggiore chiarezza, la scala di  $\Delta x_b$  può essere graduata anche direttamente in unità della grandezza regolata.

La preferenza dell'impiego della banda proporzionale  $\Delta x_b$ , in luogo del fattore di trasferimento  $K_r$  è, in generale, dovuta alla sua maggiore praticità ed immediatezza <sup>(8)</sup>.

Come già abbiamo accennato, nelle norme <sup>(9)</sup> l'impiego della banda proporzionale ha un senso solo nel caso lineare, mentre il fattore di trasferimento mantiene la sua validità anche per le caratteristiche non lineari, fintanto che vengano prese in considerazione variazioni  $\Delta x$  e  $\Delta y$  sufficientemente piccole.

Nel caso di linearità, cioè il caso a cui ci riferiamo nel presente volume, non è necessario imporre condizioni restrittive all'ampiezza di  $\Delta x$  e  $\Delta y$ ; ossia queste possono assumere anche valori finiti. Nel caso particolare di  $\Delta y = \Delta y_\Omega$  e  $\Delta x = \Delta x_b$  l'equazione (3.1 b) diviene

$$\Delta y_\Omega = \Delta x_b \cdot K_r \quad (3.2)$$

Questa formula dà la relazione tra le due grandezze caratteristiche  $\Delta x_b$  e  $K_r$ .

<sup>(7)</sup> Più precisamente: fattore di trasferimento del regolatore allo stato stazionario. Le norme DIN 19226, paragrafo 11.2.1.1. definiscono il fattore proporzionale  $K_P$  come grandezza caratteristica dei complessi regolanti P, e questo tenendo conto dei complessi regolanti più complicati; però nel paragrafo 10.2.3. le norme dicono chiaramente che tale fattore è identico a  $K_r$  ossia al fattore di trasferimento allo stato stazionario.

<sup>(8)</sup> Per gli scopi pratici delle formule che seguiranno  $\Delta x_b$  deve venire espresso sempre in unità della grandezza regolata: i dati in % devono essere pertanto prima corrispondentemente trasformati.

<sup>(9)</sup> L'autore si riferisce sempre alle norme DIN (N.d.T.).

Si ha così:

$$\boxed{\Delta x_b = \frac{\Delta y_\Omega}{K_r}} \quad (a) \quad e \quad \boxed{K_r = \frac{\Delta y_\Omega}{\Delta x_b}} \quad (b) \quad (3.3)$$

Nel seguito, ogni volta che si dovranno eseguire calcoli numerici con la grandezza caratteristica  $K_r$ , i risultati verranno trasformati per mezzo delle (3.3), riferendoli anche a  $\Delta x_b$ , in modo da ottenere un valore più immediato; ciò non toglie che il complesso regolante P ideale venga definito da due grandezze, di cui la prima è il valore prescritto, mentre la seconda può essere sia  $\Delta x_b$  sia  $K_r$ , in quanto queste due grandezze esprimono il medesimo parametro, seppure sotto due diversi punti di vista.

### 3.2.3. Il complesso regolante con caratteristica I

Al paragrafo 3.2. si è detto chiaramente che nella presente classificazione vengono considerati solo i complessi regolanti che trovano impiego nella pratica: sotto questo punto di vista il complesso regolante a caratteristica I rappresenta un caso limite e ciò per due ragioni: innanzitutto, l'impiego dei complessi regolanti I nei circuiti di regolazione per la climatizzazione è circoscritto a pochissimi casi (ad esempio per la regolazione della pressione o della portata dell'aria come vedremo nel paragrafo 4.2.); secondariamente, anche nel caso di impiego di tale tipo di complesso regolante, all'atto pratico non si tratta di un complesso regolante I ideale ad azione continua, ma quasi sempre si ha a che fare con più semplici (e meno costosi) derivati ad azione non continua (complessi regolanti a due velocità secondo [3]). È necessario, tuttavia, conoscere le caratteristiche tipiche della classe dei complessi regolanti I; per poterne comprendere la denominazione, sarà necessario occuparsi, brevemente, dei complessi regolanti I ideali.

Secondo la definizione data nelle norme, nel complesso regolante I ad ogni valore dello *scostamento*  $\delta\Theta$  (valore istantaneo meno valore prescritto della grandezza regolata), viene fatta corrispondere una data velocità  $y'$  dell'organo regolante. Pertanto, questo tipo di complesso regolante si differenzia dal complesso regolante P per le proprietà fondamentali: non vi è più una corrispondenza fissa tra la grandezza regolata e la grandezza regolante allo stato stazionario; anzi, lo stato stazionario stesso viene raggiunto solamente se valore istantaneo e valore prescritto coincidono. Si può da ciò dedurre immediatamente che nelle condizioni di equilibrio un complesso regolante I è più preciso di un complesso regolante P.

Nel complesso regolante I ideale la legge che lega la grandezza regolata con la velocità di variazione della grandezza regolante è di nuovo lineare, e non compaiono fenomeni di isteresi. La figura 3.5 mostra che questa caratteristica può essere rappresentata graficamente in modo analogo a quanto fatto per il complesso regolante P. Per maggiore chiarezza, nella figura è stata disegnata solo una variante della caratteristica; per riferirci, ad esempio,

ad un caso pratico, si può pensare ad una regolazione della pressione in un serbatoio qualsiasi nel quale, per un aumento della pressione, la valvola di scarico debba aprirsi. Malgrado le differenze già rilevate sussiste ancora una notevole analogia con la figura 3.4:

- la legge che lega le due grandezze è valida solamente entro un determinato campo della grandezza regolata. Ai limiti di questo campo la velocità dell'organo di regolazione assume valori estremi, che mantiene al di fuori del campo stesso. Tale campo della grandezza regolata potrebbe essere denominato campo di linearità del complesso regolante, ed indicato con  $\Delta x_L$ : le norme vigenti non prevedono una terminologia e simbologia particolare;
- la caratteristica può essere diversamente inclinata ed assumere valori tanto positivi (come nella fig. 5) quanto negativi;
- volendo contrassegnare la caratteristica con un fattore di proporzionalità, questo è provvisto sia di segno che di dimensioni <sup>(10)</sup>.

Da tali considerazioni si deduce quasi necessariamente come, oltre al valore prescritto ed al campo di linearità  $\Delta x_L$ , la pendenza della caratteristica sia la grandezza più importante del complesso regolante I.

Anche in questo caso, si hanno due possibilità per descrivere numericamente tale pendenza, una più matematica ed una più immediata; chiariamo brevemente la prima.

Impiegando come grandezza caratteristica un fattore di proporzionalità, dalla figura 3.5 si ha la seguente relazione tra velocità della grandezza regolante e scostamento della grandezza regolata:

$$\boxed{y' = K_I \cdot \delta\Theta} \quad (3.4)$$

Come già detto,  $K_I$  è provvisto di segno; nel caso della figura 3.5  $K_I$  è positivo.

Riferendoci all'esempio della regolazione della pressione in un serbatoio e ammettendo che la grandezza regolante sia l'angolo di rotazione di una valvola a farfalla,  $K_I$  potrebbe avere il seguente valore e dimensioni:

$$K_I = 5^\circ \text{ </mm c.d'a.} \cdot \text{secondo}$$

Ciò significa che per uno scostamento di 1 mm c.d'a. la valvola a farfalla ruoterebbe con una velocità  $y' = 5^\circ/\text{s}$ .

Da questa esposizione matematica si possono dedurre altre cose ed in particolare la ragione del nome di questo tipo di regolazione. Se dall'equazione (3.4), che definisce la velocità dell'organo regolante, si vuole risalire alla gran-

<sup>(10)</sup> Le norme DIN 19226, al paragrafo 5.4.2. indicano questo fattore di proporzionalità con il simbolo  $K_I$  ed usano la denominazione di « fattore integrale »; mentre nel paragrafo 11.2.2.1. usano la denominazione di « grandezza caratteristica del complesso regolante I »; come si vede la materia non è ancora del tutto normalizzata.

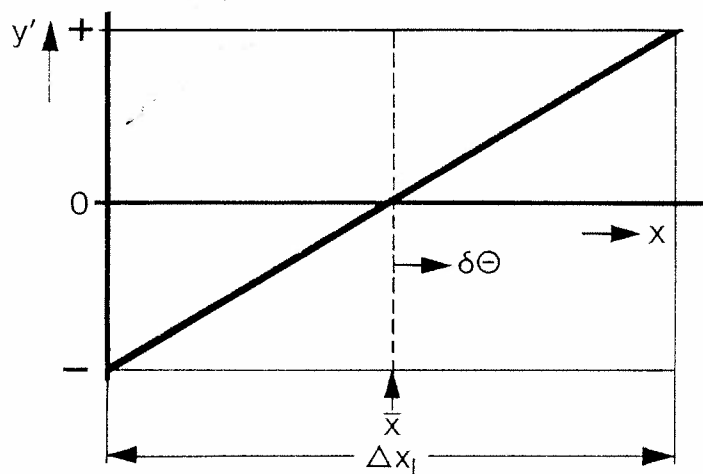


FIGURA 3.5

Raffigurazione grafica e grandezze caratteristiche del complesso regolante I

$x$	grandezza regolata	$\Delta x_L$	campo di linearità
$\bar{x}$	valore prescritto	$y'$	velocità dell'organo di regolazione
$\Delta\theta$	scostamento		

dezza regolante si deve operare un'integrazione. Ossia dalla (3.4) si ha:

$$y' = \frac{dy}{dt} = K_I \cdot \delta\Theta$$

da cui

$$y = K_I \int_0^t \delta\Theta \cdot dt \quad (3.5)$$

Abbiamo esposto la formula (3.5), anche se non verrà usata nel presente volume, solo a titolo di documentazione, per mostrare cioè come una relazione matematica abbia dato il nome a questo tipo di complesso regolante: si dice infatti « complesso regolante ad azione integrale » o « complesso regolante integrale », abbreviato in « complesso regolante I ».

### 3.2.4. Il complesso regolante con caratteristica PI

Come espresso dalla denominazione, questo tipo di complesso regolante unisce le caratteristiche di funzionamento del complesso regolante P con quelle del complesso regolante I. Il tecnico della regolazione parla, in questo caso, di complesso regolante ad azione combinata e naturalmente si attende da esso prestazioni più elevate rispetto ad un complesso regolante P o ad un complesso regolante I; quanto questa aspettativa venga soddisfatta nella realtà sarà oggetto di una discussione nel capitolo dedicato all'applicazione pratica dei più importanti circuiti di regolazione. Per il momento ci limiteremo ad esaminare la definizione di questo tipo di complesso regolante ed a determinarne le grandezze caratteristiche.

Evidentemente, nei complessi regolanti PI, e quindi ad azione combinata, la legge che lega la grandezza regolante e la grandezza regolata deve essere più complicata che nel caso dei complessi regolanti ad azione semplice trattati precedentemente: saremo quindi costretti, per chiarirne le relazioni, ad usare per il diagramma una rappresentazione diversa da quella impiegata finora. Per varie ragioni è particolarmente adatta allo scopo la cosiddetta risposta « al gradino », che verrà anche impiegata per la classificazione dei complessi regolati.

La figura 3.6 chiarisce meglio cosa si intenda per risposta al gradino. In questa figura è disegnata una variazione a gradino della grandezza regolata (variazione brusca nel tempo), a partire da uno stato stazionario in cui la grandezza regolata ha assunto il suo valore  $\bar{x}$ . Al tempo  $t_0$  la grandezza regolata abbandona questo stato di equilibrio ed aumenta di un valore pari a  $\Delta x$ .

Questo caso, immaginato al momento solo teoricamente, si realizza anche effettivamente nella pratica quando, ad esempio, si vogliono determinare sperimentalmente le grandezze caratteristiche del complesso regolante PI. Sarà utile, nel seguire le considerazioni che verranno fatte e per chi abbia già domestichezza con questo tipo di complessi regolanti, tenere presente il caso di una regolazione PI che si conosce in base alla propria esperienza, ed a cui ci si possa riferire (per esempio il caso della regolazione della temperatura di una batteria di riscaldamento). \*

La risposta al gradino del complesso regolante PI è rappresentata nel dia-

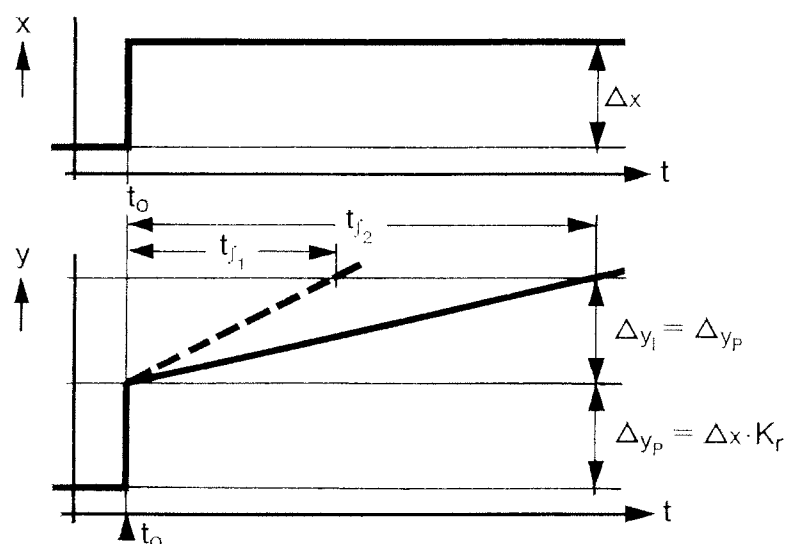


FIGURA 3.6

Risposta al gradino e grandezze caratteristiche del complesso regolante PI

$x$	grandezza regolata	$K_r$	fattore di trasferimento del regolatore
$y$	grandezza regolante	$t$	tempo integrale
$t$	tempo	$\int$	

gramma inferiore della figura 3.6. Si tratta dell'andamento nel tempo della grandezza regolante  $y$ , in seguito alla brusca variazione della grandezza regolata  $x$ . Nel concetto di risposta al gradino, e nella sua stessa denominazione, si può riconoscere una caratteristica tipica della mentalità e del modo di considerare le cose nell'ambito della tecnica della regolazione: nel paragrafo 3.1., parlando del circuito di regolazione, si era già accennato al fatto che i segnali di misura e di comando si sviluppano seguendo ben determinati « sensi », e ciò avviene anche entro ciascuno dei blocchi rappresentati nella figura 3.1. In ogni blocco si può riconoscere un'entrata ed un'uscita e, in corrispondenza, una grandezza entrante ed una grandezza uscente. Nel complesso regolante considerato queste due grandezze sono rappresentate dalla grandezza regolata e dalla grandezza regolante.

Variazioni del segnale di ingresso hanno come effetto variazioni del segnale in uscita. In questo fatto il tecnico della regolazione vede un processo di trasferimento, una relazione di causa ed effetto e riconosce che l'andamento temporale della grandezza regolante, rappresentato nella figura 3.6, è la risposta del complesso regolante ad una variazione del segnale di ingresso. Poiché nel caso considerato la grandezza regolata varia bruscamente (a gradino) diviene facilmente comprensibile perché, per l'andamento della grandezza regolante che ne risulta, sia stata appunto assunta la denominazione di « risposta al gradino ».

Quanto sopra esposto è stato necessario, per definire il concetto e la denominazione di questo tipo di regolazione e la discussione ha permesso di farsi un'idea (qualitativa) del comportamento funzionale del complesso regolante PI. Per gli scopi della nostra esposizione, fatta sempre in vista della regolazione per la climatizzazione, ciò non è tuttavia sufficiente; è necessario, infatti, analizzare anche quantitativamente il comportamento del complesso regolante PI, fissando anche i valori numerici delle grandezze caratteristiche. A tale scopo, conviene rifarsi alla constatazione esposta all'inizio, ossia che si è in presenza di un complesso regolante ad azione combinata. Quali sono in questo caso gli effetti della componente P, quali quelli della componente I e come si possono inquadrare numericamente? A queste domande si può rispondere per mezzo della figura 3.6.

La componente P produce una variazione brusca della grandezza regolante  $\Delta y$ , proporzionale alla variazione  $\Delta x$  all'ingresso. I mezzi necessari per descrivere la relazione tra i valori  $\Delta x$  e  $\Delta y$  sono già stati esposti trattando del complesso regolante P. Uno di questi mezzi, il fattore di trasferimento  $K_r$  <sup>(1)</sup> può essere impiegato — tale e quale — anche nel caso presente. Si ot-

<sup>(1)</sup> Cfr. anche nota (3). Sarebbe necessario usare, in questo caso, secondo le norme DIN 19226, il fattore proporzionale  $K_r$ , in quanto nei complessi regolanti PI il fattore di trasferimento, allo stato stazionario, diviene  $K_r = \infty$ . Poiché però usiamo  $K_r$  solo per delle considerazioni limitate alla componente P del complesso regolante, e per la quale vale quanto detto per i relativi complessi regolanti P, per poterci valere delle considerazioni già esposte dobbiamo mantenere lo stesso simbolo anche per i complessi regolanti a caratteristica PI.

tiene pertanto una relazione che corrisponde alla (3.1b), ossia

$$\Delta y_P = \Delta x \cdot K_r \quad (3.6)$$

L'impiego di questa formula è tuttavia poco pratico (come d'altronde per i complessi regolanti P), poiché anche per la componente P dei complessi regolanti PI è divenuto d'uso comune riferirsi alla banda proporzionale  $\Delta x_b$  come grandezza caratteristica variabile dell'apparecchio. Ciò non è comunque fonte di alcuna difficoltà in quanto le relazioni (3.3a e b), ricavate precedentemente, possono essere applicate nello stesso senso anche ai complessi regolanti PI.

Per la componente I sarà opportuno scegliere una grandezza caratteristica funzione del tempo. Per tale grandezza tutte le norme prevedono il *tempo integrale*  $t_f$ , cioè il tempo che, nella risposta al gradino, la componente I impiega per variare la grandezza regolante dell'entità  $\Delta y_I = \Delta y_P$ , ossia per ottenere una variazione della stessa entità di quella dovuta all'azione della componente P. Questa definizione, semplice e chiara, può essere facilmente compresa con l'aiuto della figura 3.6, nella quale sono rappresentati due diversi valori del tempo integrale.

Normalmente, chi si avvicina alla tecnica della regolazione è portato ad immaginare quale possa essere l'effetto di un complesso regolante, appena analizzato, su una installazione pratica: sta di fatto che a questo punto della trattazione dei complessi regolanti PI, benché la risposta al gradino descriva chiaramente il comportamento del complesso regolante stesso e permetta quindi di definire perfettamente le grandezze caratteristiche, non è tuttavia possibile dedurre gli effetti nel circuito di regolazione. Ciò risulterà con tutta chiarezza quando si esamineranno i circuiti di regolazione descritti nei capitoli 4. e 5. Tale avvertenza a questo punto si impone in quanto le definizioni e le descrizioni del comportamento e delle grandezze caratteristiche, trattate intenzionalmente in forma semplificata che non permettono analisi complete degli effetti di regolazione, non inducano a false deduzioni.

### 3.2.5. Il complesso regolante con caratteristica P + Z

Anche il complesso regolante P+Z è ad azione combinata, ma in questo caso non si tratta della combinazione di due diversi effetti derivati entrambi dalla misura della grandezza regolata, ma della sovrapposizione dell'effetto P con un secondo effetto, in funzione diretta della misura di una *grandezza perturbatrice*.

La denominazione corretta di questo complesso regolante dovrebbe essere — complesso regolante P con compensazione in funzione della grandezza perturbatrice.

Poiché, per la grandezza perturbatrice, è normalizzato l'uso della lettera



$z$  <sup>(12)</sup>, per semplicità ci si è accordati in pratica sulla sigla  $P+Z$ , senza riferirsi ad una norma precisa.

Le norme DIN 19226, nel paragrafo 11.3., prevedono questa definizione: « Nel complesso regolante con compensazione della grandezza perturbatrice la grandezza regolante viene influenzata da una o più grandezze perturbatrici ». Vi è pertanto espressamente lasciata la possibilità che si possano effettuare compensazioni con diverse grandezze perturbatrici; nel campo della regolazione per la climatizzazione ci si limita, però, alla compensazione di una sola grandezza perturbatrice e questo, inoltre, solo per il complesso regolante  $P$ . Infatti, nel caso del complesso regolante  $P$ , la compensazione della grandezza perturbatrice riduce od elimina del tutto lo scostamento residuo della grandezza regolata, propria dei complessi regolanti  $P$ , e giustifica così la maggiore complessità, e quindi il maggior costo, degli apparecchi.

Per rendere più evidente il modo di funzionare del sistema con compensazione della grandezza perturbatrice è possibile, partendo dalla rappresentazione della caratteristica di un complesso regolante  $P$  come da figura 3.4, disegnare un diagramma di funzionamento del complesso regolante  $P+Z$ . Come si può vedere nella figura 3.7, in un tale diagramma è riportato, oltre alla curva caratteristica del complesso regolante  $P$  (designata con la lettera  $z_3$ ), altre curve parallele (si considerino per ora solo le linee continue). Ad ogni curva di questa schiera corrisponde un determinato valore della grandezza perturbatrice, designata dal parametro  $z$  ( $z_1 \div z_5$ ). Per chiarezza, nella figura 3.7 sono state rappresentate solo 5 di queste curve, però sono ovviamente possibili anche tutte le curve intermedie. In questa maniera, nel diagramma si possono leggere i vari valori della posizione della valvola, corrispondenti ad ogni coppia di valori della grandezza regolata e della grandezza perturbatrice.

Si osservi in particolare come, per un valore costante della grandezza perturbatrice (per es.  $z = z_3$ ), il complesso regolante lavori come un normale complesso regolante  $P$  con banda proporzionale  $\Delta x_b$ ; si ha anche che per un valore costante della grandezza regolata (per. es.  $x = \bar{x}$ ), la posizione della valvola può essere fatta variare, dalla sola grandezza perturbatrice  $z$ , su tutto il campo di funzionamento della grandezza regolante  $\Delta y_\Omega$  ossia, da  $y = 0$  per  $Z = z_1$  ad  $y = 1$  per  $z = z_5$ . Se, nel caso pratico, si scelgono  $z_1$  e  $z_5$  in modo che corrispondano esattamente ai valori della grandezza perturbatrice per i quali la valvola è completamente chiusa od aperta, si ottiene l'effetto prima citato, ossia si ha una regolazione  $P$  la cui precisione è notevolmente superiore a quella che ci si aspetterebbe secondo la banda proporzionale  $\Delta x_b$ . Il campo  $z_1 \div z_5$  della grandezza perturbatrice può essere denominato campo della compensazione, ed in analogia con la banda proporzionale, potrebbe essere designato con  $\Delta z_b$ . Nelle norme, però, questa grandezza non è stata prevista. Tuttavia, per l'uso pratico, si possono scegliere  $\Delta x_b$  e  $\Delta z_b$  come le grandezze caratteristiche del complesso regolante  $P+Z$ .

<sup>(12)</sup> L'autore si riferisce sempre alle norme DIN (N.d.T.)

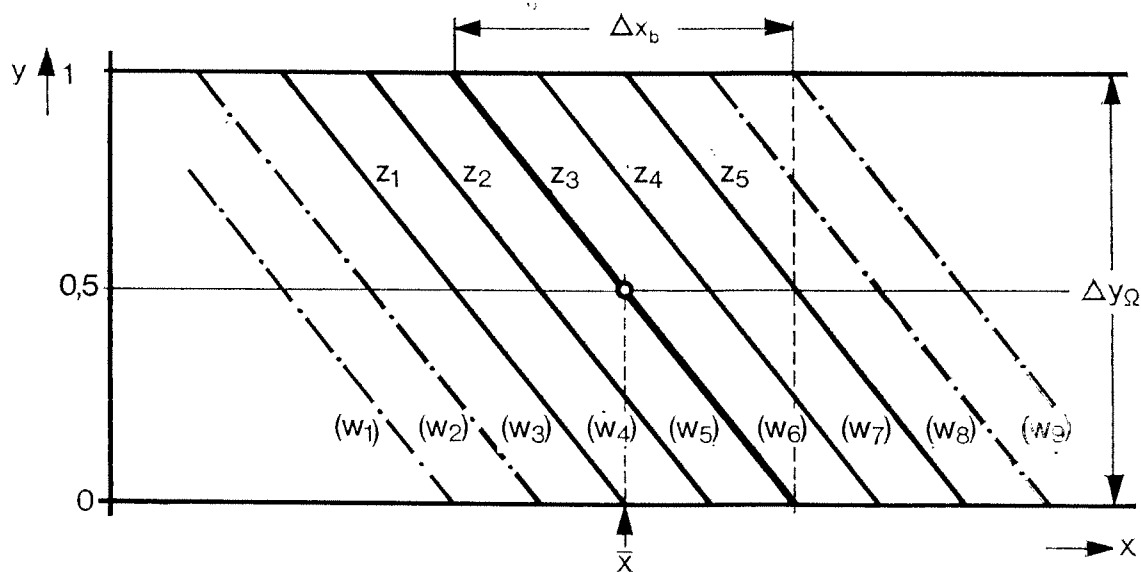


FIGURA 3.7

Diagramma di funzionamento del complesso regolante  $P + Z$

$x$	grandezza regolata	$\Delta y_{\Omega}$	campo di funzionamento della grandezza regolata
$\bar{x}$	valore prescritto	$z$	grandezza perturbatrice
$\Delta x_b$	banda proporzionale	$w$	grandezza pilota
$y$	grandezza regolante		

Dal punto di vista costruttivo, un complesso regolante  $P + Z$  non si distingue in alcun modo da un complesso regolante  $P$  con variazione a distanza del valore prescritto per mezzo di una grandezza pilota, e ciò è indicato nella figura 3.7 dalle curve caratteristiche a punti e tratti; ad ogni curva caratteristica si può far corrispondere un valore della grandezza pilota  $w$  ( $w_1 \div w_9$ ). In tal caso, per la solita convenzione relativa alla corrispondenza, — nei complessi regolanti  $P$  — tra grandezza regolante e valore prescritto ( $y = 0,5$  per  $x = \bar{x}$ ), risulta evidente che ad ogni valore della grandezza pilota  $w$  corrisponde anche un certo valore prescritto  $\bar{x}$  della grandezza regolata  $x$ . Nel diagramma  $\bar{x}$  è determinato dal punto d'incontro della curva caratteristica in questione con la retta orizzontale  $y = 0,5$  e, proiettandolo ortogonalmente verso il basso, può essere letto sulle ascisse.

L'accento all'affinità dei due tipi di complessi regolanti ( $P + Z$  e  $P$  con variazione a distanza del valore prescritto), ha anche uno scopo pratico. Ogni complesso regolante  $P$  può essere impiegato come complesso regolante  $P + Z$ , se vi è possibilità di variare i parametri di regolazione in modo da realizzare uno spostamento del valore prescritto di una entità pari a  $\Delta x_b$  per  $Z_p = z_1 - z_5$ . Per  $z_1$  e  $z_5$  si intendono ancora i valori estremi della grandezza perturbatrice che nel funzionamento normale non devono essere oltrepassati ed ai quali corrispondono i valori estremi della corsa della valvola.

### 3.2.6. Il complesso regolante a caratteristica P + PI

I complessi regolanti esaminati fino a questo punto appartenevano al tipo a semplice circuito e potevano essere facilmente classificati in quanto la loro azione di regolazione (P o PI) era determinata dal tipo stesso di complesso regolante; il complesso regolante P + PI è, invece, un complesso con doppio circuito, vale a dire che una parte di esso esplica un'azione a caratteristica P, ed una seconda parte ha un'azione di regolazione a caratteristica PI; in esso figurano quindi ancora gli elementi già noti, ma collegati tra loro in modo diverso.

Il modo migliore per una trattazione di questo tipo di complesso regolante è sempre dato dallo schema a blocchi come rappresentato nella figura 3.1. Tuttavia, poiché tale schema raffigura un circuito di regolazione in forma estremamente astratta, sarà opportuno integrarlo con la trattazione di un caso reale, come indicato nelle figure 3.8 e 3.9.

Nello schema a blocchi della figura 3.8 si può notare come non solo il complesso regolante, ma anche il complesso regolato sia più complicato, infatti vi figurano due complessi regolati posti in serie. Gli indici I° e II° si riferiscono all'andamento con cui si svolge l'azione di regolazione e non hanno niente a che fare con un'eventuale valutazione di importanza dei due complessi regolati. Le grandezze regolate ad essi corrispondenti vengono indicate con  $x_I$  e  $x_{II}$ , le grandezze perturbatrici con  $z_I$  e  $z_{II}$ .

Una particolarità di questi complessi regolanti è rappresentata dalle grandezze regolanti: il complesso regolante PI (parte sinistra dello schema di fig. 3.8) forma, con il complesso regolato I°, un normale circuito di regolazione semplice, che non differisce in alcun modo dalla rappresentazione di fi-

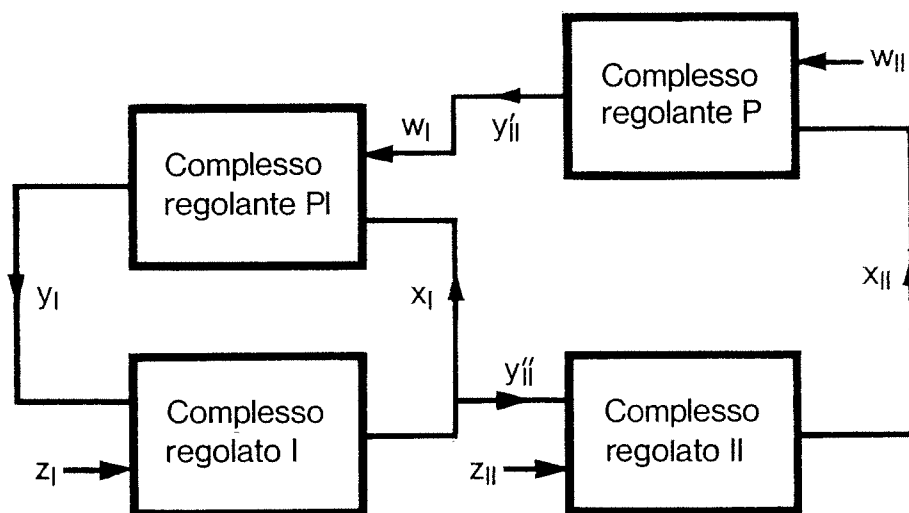


FIGURA 3.8

Schema a blocchi del complesso regolante P + PI

$x$  grandezza regolata  
 $y$  grandezza regolante

$w$  grandezza pilota  
 $z$  grandezza perturbatrice

gura 3.1; la grandezza regolante è rappresentata da  $y_I$ . Diversa è, invece, la parte di circuito relativa alla componente P, in quanto la grandezza regolata  $x_{II}$ , legata al complesso regolato II°, non è direttamente influenzabile dalla grandezza regolante  $y'_{II}$ . Infatti, la grandezza di uscita del complesso regolante P, indicata con  $y'_{II}$  nella figura 3.8, viene impiegata come grandezza pilota  $w_I$  del complesso regolante PI, e solamente la grandezza regolata  $x_I$ , del complesso regolato I°, fornisce la grandezza regolante  $y_{II}$  al complesso regolato II°.

Una tale combinazione di due complessi regolanti viene generalmente designata nella letteratura tecnica come « accoppiamento in cascata » [4]. Con questa espressione si vuole mettere in rilievo che sussiste una certa gerarchia, per la quale il complesso regolante PI forma, insieme al complesso regolato I°, un circuito di regolazione subordinato agli altri due componenti. Si parla pertanto anche di circuito di regolazione ausiliario e di complesso regolante ausiliario, mentre il complesso regolante P, in qualità di elemento di ordine superiore, viene denominato complesso regolante pilota.

Trattando in questa parte del volume solo della terminologia e delle definizioni, si deve prescindere dal fare una valutazione di questo complesso regolante di ordine superiore. Al momento è essenziale stabilire la sua importanza per la regolazione nella climatizzazione. Per facilitarne la comprensione ci varremo di un esempio pratico. Come vedremo nel capitolo 5., il complesso regolante P+PI viene impiegato spesso per la regolazione della temperatura di grandi ambienti condizionati. Lo schema di figura 3.9 rappresenta un

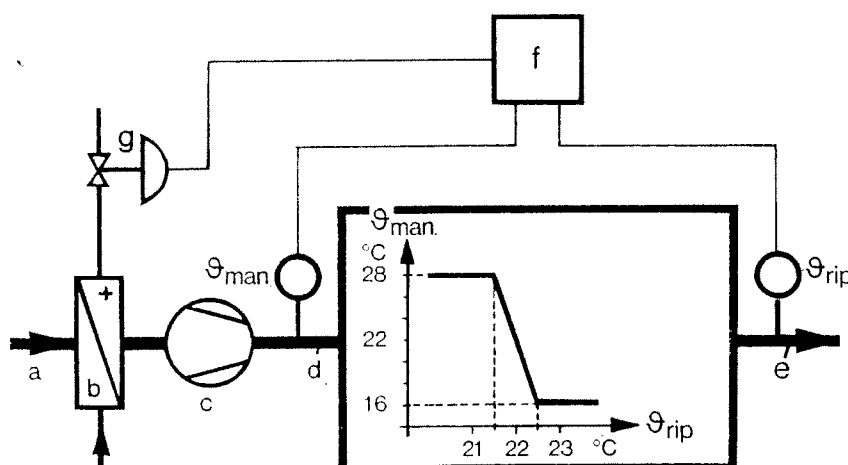


FIGURA 3.9

Esempio di una regolazione in cascata P + PI

- |   |  |   |  |
|---|--|---|--|
| a | aria esterna ( $\vartheta_{\text{est}} < 16^\circ\text{C}$ , solo riscaldamento) | e | canale aria di ripresa con trasmettitore di temperatura                |
| b | batteria di riscaldamento  | f | regolatore centrale PI con variazione a distanza del valore prescritto |
| c | ventilatore  | g | valvola con servomotore pneumatico                                     |
| d | canale aria di mandata con trasmettitore di temperatura                          |   |  |

caso di applicazione con strumentazione pneumatica. Ovviamente, lo stesso tipo di regolazione si potrà effettuare con strumentazione di tipo elettronico, con risultati del tutto analoghi.

Un confronto tra le figure 3.8 e 3.9 permette di determinare e classificare ogni singolo parametro e componente del circuito di regolazione. Valvola, batteria di riscaldamento, ventilatore e condotto dell'aria di mandata fino al punto di misura della temperatura dell'aria formano il complesso regolato I°. Il trasmettitore della temperatura dell'aria di mandata, il relé PI ed il servomotore pneumatico, con il proprio relé di posizionamento, formano il complesso regolante PI (ossia il complesso regolante ausiliario). Da notare come sia necessario un relé PI che permetta una variazione a distanza del valore prescritto della temperatura dell'aria di mandata; ciò è necessario per la formazione della cascata P+PI semplicemente aggiungendo un complesso regolante P. Il complesso regolato II° viene formato dall'ambiente climatizzato, per il quale si deve osservare che come grandezza regolante non compare la corsa di una valvola, bensì la temperatura dell'aria di mandata  $\vartheta_{\text{man}}$ , la quale forma contemporaneamente la grandezza regolata I° nel circuito di regolazione ausiliario (complesso regolante PI + complesso regolato I°).

Le condizioni di funzionamento dell'impianto di climatizzazione, calcolate dal tecnico della climatizzazione, forniranno il campo entro cui varierà la temperatura dell'aria di mandata, per esempio da 16 °C a 28 °C. Tale campo, indicato con  $\Delta\vartheta_{\text{man,max}}$  viene assunto come grandezza di riferimento per la determinazione della banda proporzionale del complesso regolante pilota. Il dato  $\Delta x_{b-w} = 1$  °C significa, in questo caso, che per una variazione della temperatura dell'aria ambiente <sup>(13)</sup> di 1 °C ( $\pm 1/2$  °C rispetto al valore prescritto), la temperatura dell'aria di mandata deve variare di  $\Delta\vartheta_{\text{man,max}} = 12$  °C.

Il senso d'azione degli apparecchi pneumatici dovrà essere naturalmente scelto in modo tale che, per un aumento della temperatura dell'aria ambiente, venga richiesta una diminuzione della temperatura dell'aria di mandata e viceversa.

Come grandezza caratteristica del complesso regolante P+PI, invece della banda proporzionale  $\Delta x_{b-w}$  del complesso regolante pilota, figura spesso la cosiddetta pendenza. Questa viene designata con S e definita dalla relazione

$$S = \frac{\Delta\vartheta_{\text{man}}}{\Delta\vartheta_{\text{amb}}} \quad (3.7)$$

In altre parole, la pendenza S indica di quanti °C la temperatura dell'aria di mandata deve essere variata, per ogni °C di variazione della temperatura dell'aria ambiente. L'inversione del segno non viene presa in considerazione.

<sup>(13)</sup> Nell'originale in lingua tedesca l'autore parla sempre di « temperatura dell'aria di ripresa » ciò non toglie che scopo della regolazione sia, normalmente, di ottenere determinate temperature « in ambiente » e non nel canale di ripresa e, anche se in pratica possiamo considerare uguali i due valori, abbiamo preferito usare, in questa edizione, il parametro « temperatura aria ambiente » anziché « temperatura aria di ripresa » (N.d.T.).

Dalla pendenza  $S$  si può sempre risalire alla banda proporzionale del complesso regolante pilota, se è nota la già citata grandezza di riferimento, ossia il campo di variazione della temperatura dell'aria di mandata  $\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}}$ , definita dalle caratteristiche dell'impianto di climatizzazione. Si ha in questo caso:

$$\Delta X_{b-w} = \frac{\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}}{S} \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.8)$$

Corrispondentemente, vengono impiegate come grandezze caratteristiche del complesso regolante  $P + PI$  sia  $S$  sia  $\Delta X_{b-w}$  (complesso regolante  $P$ ) e  $\Delta X_b$ ,  $t_f$  (complesso regolante  $PI$ ).

### 3.3. Classificazione dei complessi regolati per la climatizzazione

La classificazione di tutti i complessi regolati che interessano la climatizzazione si deve suddividere in due fasi distinte: nella prima fase, che si può basare completamente sulle norme oggi in vigore, vengono fissate le caratteristiche generali; nella seconda, vengono ricercate le caratteristiche tipiche per gli impianti di climatizzazione, e in questo caso non esistono né norme né direttive di alcun genere. In entrambi i casi l'esposizione verrà limitata solo a quanto strettamente necessario per la classificazione e la definizione delle grandezze caratteristiche. Nei capitoli 4. e 5. saranno pertanto necessarie trattazioni complementari, analizzando i singoli circuiti di regolazione, che saranno meglio comprese e valutate in seguito, poiché più evidente sarà la loro importanza per il comportamento di tutto il circuito di regolazione.

#### 3.3.1. Classificazione generale

Per mezzo della risposta al gradino si può effettuare una prima classificazione grossolana di tutti i complessi regolati, che ha valore in generale e non si limita al campo della regolazione per la climatizzazione. Le norme DIN 19226 [2] trattano, nel paragrafo 10.1.5., delle due classi di complessi regolati con condizioni di equilibrio e senza condizioni di equilibrio. Finora la risposta al gradino è stata impiegata solo nella discussione del complesso regolante  $PI$  (par. 3.2.4), non vi sono tuttavia difficoltà ad impiegarla più genericamente, per esempio analizzando sperimentalmente il complesso della batteria di riscaldamento della figura 3.2.

Partiamo da una condizione di equilibrio: nell'istante  $t_0$  viene effettuata una brusca variazione dell'apertura della valvola e viene registrato l'andamento della temperatura dell'aria che risulta all'uscita della batteria di riscaldamento. Formulato nel linguaggio del tecnico della regolazione, ciò significa che viene rilevato l'andamento — nel tempo — della grandezza regolata in seguito ad una brusca variazione della grandezza regolante, lasciando invariate le grandez-

ze perturbatrici. Nella figura 3.10 è riportata la corrispondente rappresentazione grafica.

Se, nella risposta al gradino, la grandezza regolata trova un nuovo stato di equilibrio, si tratta di un circuito di regolazione con condizioni di equilibrio (fig. 3.10a); in caso contrario (fig. 3.10b), ci troviamo di fronte ad un circuito di regolazione senza condizioni di equilibrio. Infatti, dopo la brusca variazione della grandezza regolante, la grandezza regolata si sposta, e non trova una nuova condizione di equilibrio corrispondente al nuovo valore della grandezza regolante.

In effetti, la risposta al gradino del circuito di regolazione, impiegata qui come criterio di classificazione, dovrebbe essere denominata, più precisamente, « risposta al gradino della grandezza regolante », in quanto esistono anche risposte al gradino ottenute mantenendo costante la grandezza regolante e facendo variare bruscamente una grandezza perturbatrice; queste ultime vengono quindi denominate « risposte al gradino della grandezza perturbatrice ». Questo secondo tipo di risposte al gradino può però essere tralasciato, poiché non trova impiego negli impianti di nostro interesse e quindi nel presente volume, parlando di risposta al gradino in un complesso regolato, intenderemo sempre « risposta al gradino della grandezza regolante ».

Poiché tutti i complessi regolati degli impianti di climatizzazione hanno, allo stato attuale delle conoscenze, l'attitudine all'equilibrio, la trattazione seguente si limiterà a questo solo tipo di complessi regolati.

Che sia necessaria una classificazione più dettagliata risulta chiaro dalla molteplicità dei complessi regolati, pensiamo solo a quanti tipi di circuiti di regolazione possono esistere in un impianto di climatizzazione: regolazione della temperatura nella camera di miscelazione, della temperatura del punto di rugiada, della temperatura dell'aria di mandata, della temperatura dell'aria ambiente, della temperatura dell'aria di ripresa, solo per citare i casi più importanti. Prima però di ricercare le caratteristiche che ne permettono una suddivisione più dettagliata, bisogna fare alcune considerazioni sulle grandezze caratteristiche del complesso regolato con condizioni di equilibrio. Per questo scopo ci si può basare ampiamente sulle norme DIN 19226.

Per il complesso regolato con condizioni di equilibrio si può definire, in base alla figura 3.10a un fattore di trasferimento, o di transfert, designato con  $K_{tot}$  e dato da:

$$\boxed{K_{tot} = \frac{\Delta x}{\Delta y}} \quad (3.9)$$

(vedi anche norme DIN 19226, paragrafo 10.1.3.).

Come il coefficiente  $K_r$  dei complessi regolanti P (paragrafo 3.2.2.),  $K_{tot}$  ha segno e dimensioni. Per la batteria di riscaldamento con valvola di figura 3.2 si potrebbe, ad esempio, avere  $K_{tot} = 2^\circ\text{C}/\text{mm}$  di corsa. Poiché  $K_{tot}$  è definito e calcolato in base ai valori alle condizioni di regime (o di equilibrio), non ha alcuna influenza, per esso, quale sia l'andamento della risposta al gradino prima che siano raggiunte le nuove condizioni di equilibrio (o, in altre parole, il

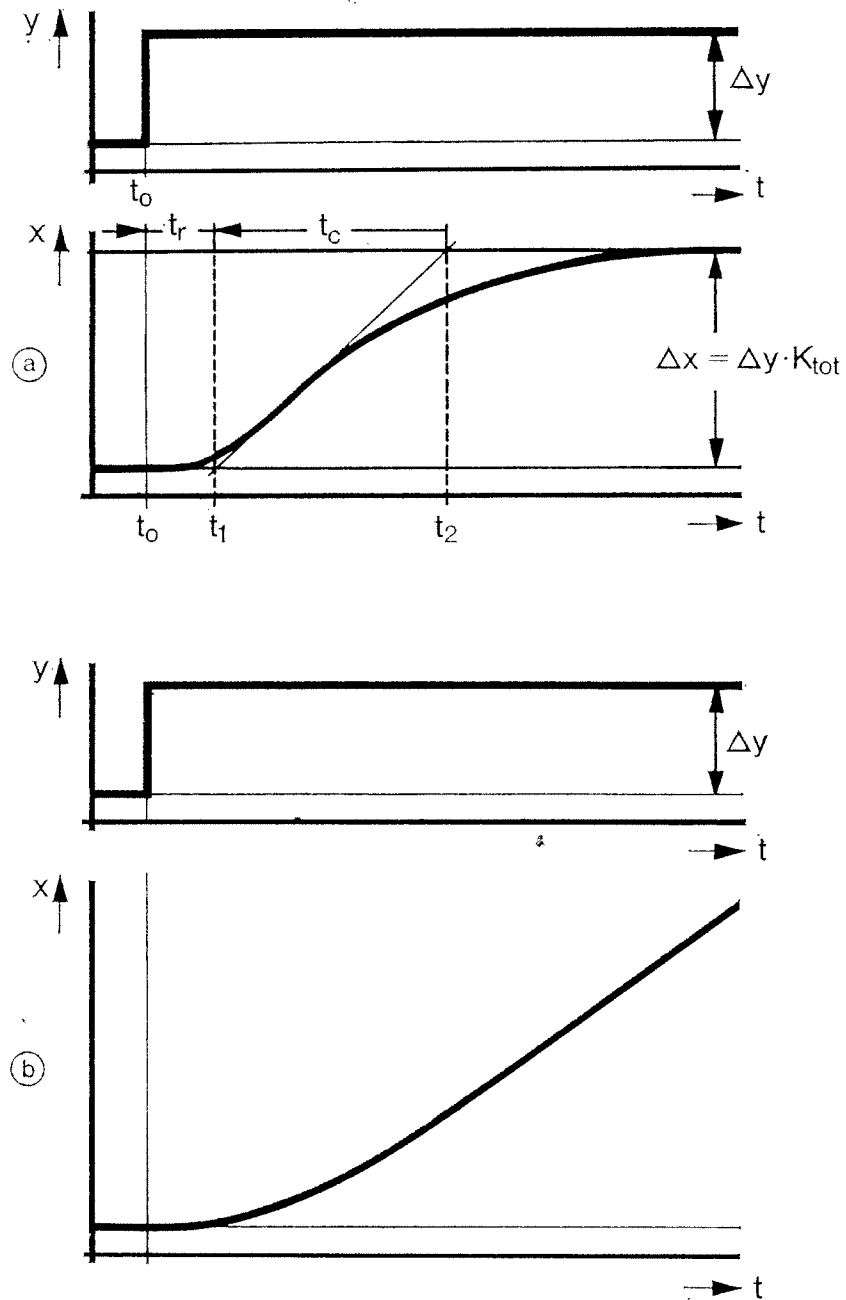


FIGURA 3.10

Risposta al gradino della grandezza regolante

a) complesso regolato con condizioni di equilibrio

b) complesso regolato senza condizioni di equilibrio

$x$  grandezza regolata

$y$  grandezza regolante

$t$  tempo

$t_r$  tempo di ritardo

$t_c$  tempo di compensazione

$K_{tot}$  fattore di trasferimento del complesso regolato in condizioni di stazionarietà



valore finale di  $x$ );  $K_{tot}$  può pertanto essere dedotto per valori costanti della grandezza perturbatrice anche per mezzo di una curva caratteristica o di una schiera di curve caratteristiche del complesso regolato. Tali curve caratteristiche (o schiere di curve caratteristiche) rappresentano, graficamente, i valori di regime — o di equilibrio — della grandezza regolata in funzione dei valori di regime della grandezza regolante. Ritorniamo su questo argomento nel capitolo 6, esaminando l'effetto della valvola di regolazione nel circuito.

Dall'equazione che definisce il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  (3.9) si possono dedurre due semplici relazioni, che saranno utili per l'analisi dei circuiti di regolazione. Una di queste è già contenuta nella figura 3.10a, ossia:

$$\Delta x = \Delta y \cdot K_{tot} \quad (3.10)$$

Questa relazione indica come una variazione  $\Delta y$  della grandezza regolante si traduca in una variazione  $\Delta x$  della grandezza regolata (in condizioni di regime o di equilibrio), ed è sempre valida, anche per caratteristiche non lineari, per valori  $\Delta x$  e  $\Delta y$  sufficientemente piccoli. Per complessi regolati lineari, nei quali le caratteristiche sono rappresentate da rette, non è necessario imporre condizioni restrittive all'ampiezza di  $\Delta x$  e  $\Delta y$ ; ossia, queste possono assumere anche valori finiti. Si può pertanto avere  $\Delta y = \Delta y_{\Omega}$  ossia uguale a tutto il campo della grandezza regolante. In questo caso si ottiene una variazione corrispondente della grandezza regolata, che si può denominare effetto della grandezza regolante  $\delta x_{\Omega}$  (<sup>14</sup>):

$$\delta x_{\Omega} = \Delta y_{\Omega} \cdot K_{tot} \quad (3.11)$$

Per un dato e ben definito complesso regolato si può descrivere concretamente la relazione data dalla (3.11). Per esempio, nel caso della batteria di riscaldamento della figura 3.2, la chiusura completa della valvola ha come conseguenza che a regime la temperatura di uscita dell'aria è uguale alla temperatura di entrata dell'aria: aprendo completamente la valvola e lasciando invariate tutte le altre condizioni, si stabilisce all'uscita della batteria una temperatura di regime superiore, rispetto alla suddetta temperatura di uscita, di una quota pari appunto a  $\delta x_{\Omega}$  (in °C), ossia all'effetto della grandezza regolante. Nel caso pratico l'effetto della grandezza regolante  $\delta x_{\Omega}$  può essere pertanto facilmente determinato quantitativamente.

Ci troviamo quindi di fronte ad una situazione già incontrata esaminando

(<sup>14</sup>) Secondo le norme DIN 19226, paragrafo 10.4.1. si dovrebbe parlare di campo di regolazione  $\delta x_{\Omega_{tot}}$  ( $X_{h_s}$ ) del complesso regolato; la denominazione « effetto della grandezza

regolante » (= effetto sulla grandezza regolata di un'intera corsa della valvola) è però enormemente più chiara ed efficace; pertanto, si è voluto mantenerla anche dopo la pubblicazione della nuova edizione delle norme. Una confusione con il campo di regolazione del regolatore  $\delta x_{\Omega_{reg}}$  ( $X_{h_r}$ ) non è possibile, poiché questa grandezza caratteristica

non viene impiegata nel presente volume. (I simboli tra parentesi sono quelli relativi alla terminologia tedesca).

il complesso regolante P (par. 3.2.2.): per la definizione della pendenza della curva caratteristica sono state definite due grandezze caratteristiche, di cui una ( $\Delta x_b$  o  $\delta x_{\Omega}$ ), è adatta solo al caso lineare e l'altra ( $K_r$  o  $K_{tot}$ ) è adatta, per variazioni sufficientemente piccole, anche al caso non lineare.

Poiché per mezzo del fattore di trasferimento  $K_{tot}$  viene determinato solo il valore finale della risposta al gradino, volendo definire l'andamento di una tale curva è necessario introdurre altre grandezze, tutte in funzione del tempo. Per una risposta al gradino con tangente nel flesso, come è mostrato nella figura 3.10a, l'andamento è descritto approssimativamente dal tempo di ritardo  $t_r$  e dal tempo di compensazione  $t_c$  (DIN 19226, par. 5.2.1.1. <sup>(15)</sup>). La determinazione di queste grandezze caratteristiche temporali, per mezzo della risposta al gradino, avviene con l'aiuto della tangente nel punto di flesso e può essere chiarito facilmente esaminando la figura 3.10a. Il tempo di ritardo  $t_r$  è il tempo tra l'istante  $t_0$  e l'istante  $t_1$  dato dal punto di incontro della tangente nel punto di flesso con il valore iniziale, ossia  $t_r = t_1 - t_0$ . Il tempo di compensazione  $t_c$  è il tempo determinato dal punto d'incontro della tangente nel flesso con il valore iniziale ( $t_1$ ) e con il valore finale ( $t_2$ ), ossia  $t_c = t_2 - t_1$ . Nel caso di tali risposte al gradino le norme parlano di elementi di ritardo di ordine superiore. I complessi regolati della climatizzazione appartengono, quasi senza eccezioni, a questo tipo e vengono denominati spesso, per semplicità, complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio.

Di per sé la trattazione generale dei complessi regolati con condizioni di equilibrio potrebbe terminare a questo punto, poiché il complesso regolato di ordine superiore con condizioni di equilibrio, che interessa nella regolazione per la climatizzazione, è stato descritto per mezzo delle grandezze caratteristiche ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ). A questo proposito si devono però considerare ancora due componenti di ritardo, più semplici, che nell'ulteriore corso della nostra trattazione risultano importanti come componenti di complessi regolati di ordine superiore, ma che nella loro forma ideale non compaiono singolarmente come complessi regolati della climatizzazione. Le grandezze caratteristiche di questi componenti devono essere fissate in forma del tutto generale, ed a questo scopo abbandoniamo momentaneamente la simbologia usuale per i complessi regolati e designamo la grandezza di ingresso dell'elemento di ritardo con  $x_e$  e la sua grandezza di uscita con  $x_u$ .

Innanzitutto, è necessario citare l'elemento di ritardo del primo ordine, la cui risposta al gradino è mostrata nella figura 3.11. Per semplicità, l'istante  $t_0$  dell'inizio del gradino è posto nel punto  $t = 0$ , e come valore iniziale della grandezza di uscita si è scelto  $x_u = 0$ . In tal modo l'espressione analitica dell'andamento della curva può assumere una forma semplice.

Si tratta quindi di una funzione esponenziale, per la quale si ha:

$$x_u = \Delta x_u (1 - e^{-t/\tau}) \quad (3.12)$$

<sup>(15)</sup> Dove la simbologia tedesca prevede:  $t_r = T_0$  e  $t_c = T_g$  (N.d.T.)

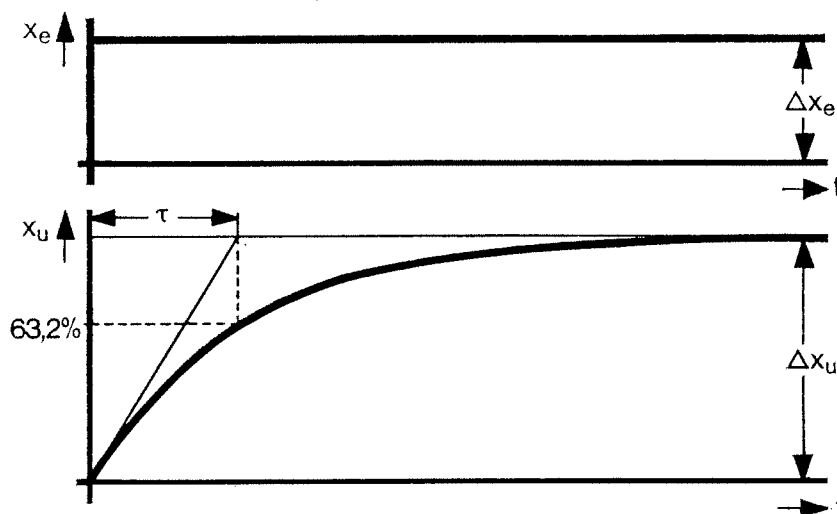


FIGURA 3.11

Risposta al gradino dell'elemento di ritardo del primo ordine

$x_e$  grandezza di ingresso       $t$  tempo  
 $x_u$  grandezza di uscita       $\tau$  costante di tempo

$\tau$  è la costante di tempo ed è l'unica grandezza a determinare l'andamento della curva. I valori numerici di  $e^{-t/\tau}$  possono essere ricavati da un qualsiasi manuale.

In tabella 3.1 ne sono dati alcuni valori.

TABELLA 3.1

$t/\tau$	1	2	3	4
ovvero $t =$	$1 \cdot \tau$	$2 \cdot \tau$	$3 \cdot \tau$	$4 \cdot \tau$
$e^{-t/\tau} =$	0,368	0,135	0,050	0,018
$x_u$ in % di $\Delta x_u$	63,2	86,5	95,0	98,2

Un gran numero di processi fisici viene descritto da un elemento di ritardo del primo ordine (ritardo nell'indicazione delle sonde di misura, carica di accumulatori attraverso resistenze, componenti RC, processi di miscelazione), per cui è molto importante conoscere le relazioni fondamentali sopradescritte.

Nel secondo elemento complementare da considerare, ossia il tempo morto secondo la figura 3.12, si è in presenza di un tipo del tutto diverso di ritardo. La risposta al gradino di ingresso non si presenta deformata all'uscita dell'elemento, ma ritardata del tempo morto  $t_m$ . Dal punto di vista fisico ciò è causato

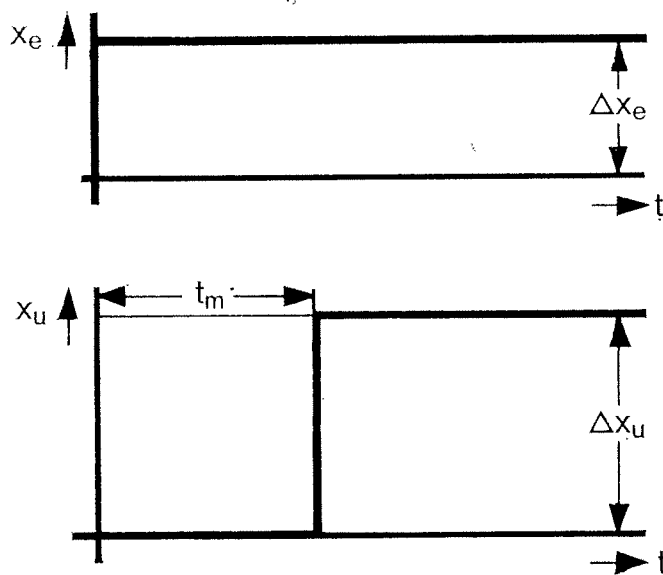


FIGURA 3.12

*Risposta al gradino del puro elemento di tempo morto*

$x_e$	grandezza di ingresso	$t$	tempo
$x_u$	grandezza di uscita	$t_m$	tempo morto

4

da processi di trasporto (trasporto di massa o di energia). L'espressione analitica della curva non è tuttavia necessaria essendo sufficientemente precisa, per i nostri scopi, la descrizione semplificata sopra trattata.

### 3.3.2. Classificazione secondo le caratteristiche specifiche relative della climatizzazione

Dopo aver trattato nel paragrafo 3.3.1. dei punti fondamentali dei complessi regolati di ordine superiore e di due importanti elementi di ritardo, possiamo rivolgerci al problema dell'ulteriore differenziazione nella classificazione dei complessi regolati della climatizzazione. Come già detto all'inizio, le norme non offrono alcuna indicazione al riguardo.

Abbiamo adottato, già da alcuni anni, una nostra suddivisione che offre il vantaggio di essere estremamente semplice: come ulteriori parametri di classificazione assumeremo, quindi, il tipo di grandezza regolata e l'elemento di impianto che influenza in maniera predominante le caratteristiche del complesso regolato. Per quanto riguarda le grandezze regolate, ci limiteremo alla temperatura  $\vartheta$ , all'umidità relativa  $U\%$  od assoluta  $U$  (quest'ultima data in g/kg di contenuto d'acqua) ed alla pressione  $p$  o differenza di pressione  $\Delta p$  nella regolazione della portata (queste grandezze regolate sono state elencate nell'ordine della loro importanza). Quanto all'elemento predominante dell'impianto lo suddivideremo tra condotto aria ed ambiente; le ragioni di questa sud-

divisione si chiariranno trattando dei circuiti di regolazione con l'ambiente come complesso regolato (capitolo 5.), è possibile comunque già far notare che la differenza principale consiste nell'andamento della corrente d'aria. Nel canale, infatti, l'aria è condotta univocamente in direzione dell'asse del canale stesso, mentre nell'ambiente si è in presenza di forme della corrente d'aria notevolmente più complicate e che pertanto influenzano anche il comportamento dell'ambiente come complesso regolato.

L'applicazione dei due criteri di classificazione e della conseguente terminologia risultano meglio nella tabella 3.II; in questa tabella figurano 6 tipi fondamentali di complessi regolati della climatizzazione, che hanno in realtà una diversa importanza pratica. Soltanto considerando la combinazione di essi con uno dei 6 tipi di complessi regolanti del paragrafo 3.2. si può decidere se il circuito di regolazione che ne consegue sia di importanza pratica o no. Questo problema verrà trattato nel prossimo paragrafo.

TABELLA 3.II  
*Classificazione dei complessi regolati*

Grandezza regolata →	Temperatura $\vartheta$	Umidità U od U%	Pressione p Differenza di pressione $\Delta p$
Elemento dell'impianto ↓	(Complesso regolato della temperatura)	(Complesso regolato dell'umidità)	(Complesso regolato della portata)
Condotto aria (Condotto dell'aria come complesso regolato)	Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria	Complesso regolato dell'umidità nel condotto dell'aria	Complesso regolato della pressione nel condotto dell'aria
Aria ambiente (Ambiente come complesso regolato)	Complesso regolato della temperatura ambiente	Complesso regolato dell'umidità ambiente	Complesso regolato della pressione ambiente

### 3.4. Determinazione dei circuiti di regolazione

Dopo aver esaminato la classificazione dei complessi regolanti e dei complessi regolati che ci interessano, possiamo passare all'esame della formazione dei circuiti di regolazione. Il principio è semplice, basta combinare ogni complesso regolato della tabella 3.II con ciascun complesso regolante del paragrafo 3.2., in modo da formare un intero circuito di regolazione, e poi esaminare il comportamento di questa combinazione. Poiché per ogni tipo di complesso regolato (condotto-ambiente), sono possibili sei tipi di regolazione (secondo quanto riportato nel paragrafo 3.2), si hanno in tutto 36 combinazioni figuranti nella tabella 3.III.

TABELLA 3.III  
Tabella dei circuiti di regolazione

Complesso regolante		A due posizioni	P	I	PI	P+Z	P+PI
Capitolo 4 Condotto dell'aria come complesso re- golato	4.1 θ	* 4.1.4.	* <u>4.1.1.</u>		* 4.1.2.	* 4.1.3.	
	4.2 U%-U	*	*		*		
	4.3 p-Δp		*	*	*		
Capitolo 5 Ambiente come complesso regolato	5.1 θ	° 5.1.5.	* <u>5.1.2.</u>		* 5.1.3.	°	* 5.1.4.
	5.2 U%-U	* 5.2.3.	* <u>5.2.2.</u>		°		°
	5.3 p		*		°		

θ temperatura °C

U% umidità relativa in %

U umidità assoluta in g/kg

\* variante normale

° variante rara

caselle vuote: combinazione impossibile o senza importanza pratica

4

Le singole combinazioni vengono suddivise in normali (caselle con \*) ed in varianti rare (caselle con °). Le caselle senza contrassegno corrispondono ad una combinazione senza applicazione pratica (o non consigliabile od impossibile). La valutazione è stata fatta in parte in base all'esperienza ed in parte in base a considerazioni teoriche.

Alcune di queste combinazioni sono di importanza capitale per la regolazione della climatizzazione e quindi verranno trattate dettagliatamente ed in modo particolare. Quindi, come si desume dalla tabella, nel capitolo 4. verranno esaminati i complessi regolati « condotto aria » e nel capitolo 5. i complessi regolati « ambiente ». In particolare, tre paragrafi risulteranno particolarmente interessanti e cioè:

— paragrafo 4.1.1.: complesso regolato della temperatura dell'aria nel condotto;

— paragrafo 5.1.2.: complesso regolato della temperatura ambiente;

— paragrafo 5.2.2.: complesso regolato dell'umidità ambiente;

negli stessi si troveranno, inoltre, dati utili per le altre combinazioni possibili risultanti dalla tabella 3.II.

Nelle singole caselle sono riportati i paragrafi in cui viene trattata la combinazione e ciò facilita la ricerca della trattazione relativa. Le combinazioni riportate nella finca P e con i numeri in nero e sottolineati contengono dati validi per tutte le combinazioni della riga orizzontale cui appartengono.

#### 4.

## circuiti di regolazione con condotto dell'aria considerato come complesso regolato

Come è già stato accennato nella premessa, il presente capitolo, unitamente ai due capitoli seguenti, rappresenta la ragion d'essere del presente volume, in quanto tratta i problemi propri della regolazione automatica degli impianti di climatizzazione. Questi tre capitoli si prefiggono lo scopo di chiarire il funzionamento dei più importanti circuiti di regolazione, e di elaborare metodi e formule (seppure approssimate) per una loro seria progettazione, naturalmente per quanto possibile nell'ambito delle attuali conoscenze della tecnica.

Nel precedente capitolo sono stati intenzionalmente suddivisi gli elementi di un circuito di regolazione nelle sue due parti fondamentali: il complesso regolante ed il complesso regolato. Le grandezze caratteristiche esaminate fino ad ora, a causa di tale suddivisione, descrivono il comportamento degli elementi fondamentali soltanto nella misura in cui essi siano considerati singolarmente, ed indipendentemente l'uno dall'altro. Questo « vizio d'origine » comporta che le analisi e le discussioni fatte non chiariscono ancora il comportamento del circuito di regolazione nel suo insieme. Inoltre, i vari tipi di complessi regolati che compaiono nei circuiti di regolazione per la climatizzazione, sono stati trattati finora solo nella forma più generale, e molto sommariamente (par. 3.3.).

Nel presente capitolo, pertanto, verrà esaminato ogni circuito di regolazione particolarmente significativo, secondo la tabella 3.III, determinandone gli aspetti caratteristici sotto due diversi punti di vista e cioè:

- dati particolari e più precisi, riguardanti i complessi regolati in questione;
- risultati delle ricerche e descrizione del comportamento del circuito di regolazione ottenuto con la combinazione del complesso regolante considerato.

Quanto sopra permetterà di ricavare metodi per la corretta progettazione dei circuiti di regolazione, intendendo con « corretta progettazione » quella effettuata in modo da garantire, a priori, il buon funzionamento dell'impianto riguardo la possibilità di realizzare, nella pratica, quanto viene richiesto alla regolazione — tenendo conto sia delle caratteristiche dell'impianto sia della precisione desiderata — e quindi di riconoscere per quali condizioni la combinazione considerata, di complesso regolante e complesso regolato,

non possa più adempiere ai « compiti » ad essa posti, ossia quando si debba rinunciare all'impiego di un certo complesso regolante.

Ovviamente, queste conoscenze facilitano considerevolmente le decisioni da prendere nella fase iniziale di progettazione, e le sottraggono all'incertezza di un procedimento puramente intuitivo o puramente empirico.

#### 4.1. Circuiti di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria

Dei tre casi in cui figura come complesso regolato il condotto dell'aria, quello della temperatura è senz'altro il più complicato. Non solo esso presenta notevoli varianti della sua composizione — e pertanto della sua struttura <sup>(1)</sup> — ma si ha anche che le sue « dimensioni », relativamente all'impianto comportino un ampio campo di ordini di grandezza. La validità di quest'ultima osservazione può essere confermata ricordando, ad esempio, quanto ampiamente divergano nei casi estremi la potenza (espressa per mezzo dell'effetto regolante dell'organo di regolazione  $\delta x_{\Omega}$ ) della batteria di postriscaldamento ( $\delta x_{\Omega} = 10^{\circ}\text{C}$ ) e della batteria di preriscaldamento ( $\delta x_{\Omega} = 50^{\circ}\text{C}$ ). Un'idea dell'ampio campo di variazione di una struttura formata da questo tipo di complesso regolato si può avere dalla figura 4.1, dove tutti i componenti di un complesso regolato della temperatura dell'aria nel condotto sono rappresentati uno di seguito all'altro. Sono possibili moltissime varianti della struttura, in quanto non sempre sono presenti tutti i componenti, e certi elementi influenzano solo in parte — o praticamente non influenzano affatto — i dati caratteristici di tutto il complesso regolato. Quanto più si consideri e si esamini il problema in tutti i particolari, tanto più ci si convince che è estremamente difficile poter effettuare una trattazione unitaria.

Per il caso rappresentato in figura 4.1, sono naturalmente valide tutte le grandezze caratteristiche e le relazioni dedotte nel paragrafo 3.3.1. Abbiamo a che fare con un complesso regolato di ordine superiore, con condizioni di equilibrio, le cui grandezze caratteristiche sono il tempo di ritardo  $t_r$ , il tempo di compensazione  $t_c$  ed il fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  <sup>(2)</sup>. Quello che invece rimane al momento assolutamente irrisolto è la questione di come si possano differenziare più esattamente, per quello che concerne la regolazione, le diverse varianti che talora si discostano tra di loro, anche in modo considerevole. Poiché la risposta a questo problema dipende, tra l'altro, dal modo con cui vengono reimpiegate le ulteriori conoscenze acquisite e riguardanti il complesso regolato, sarà necessario dapprima esaminare, mediante un primo esempio di circuito di regolazione, come possa venire descritto il suo

(1) Con « struttura » il tecnico della regolazione designa la costituzione interna di un complesso regolato, rappresentata in forma di uno schema a blocchi e composta da elementi base caratteristici. Nel paragrafo 4.1.1.4. si ritornerà sull'argomento. Al momento, l'insieme degli elementi componenti verrà denominato « struttura ».

(2) Nel testo questo tipo di complesso regolato verrà designato con la denominazione abbreviata di « complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{\text{tot}}$ ) ».



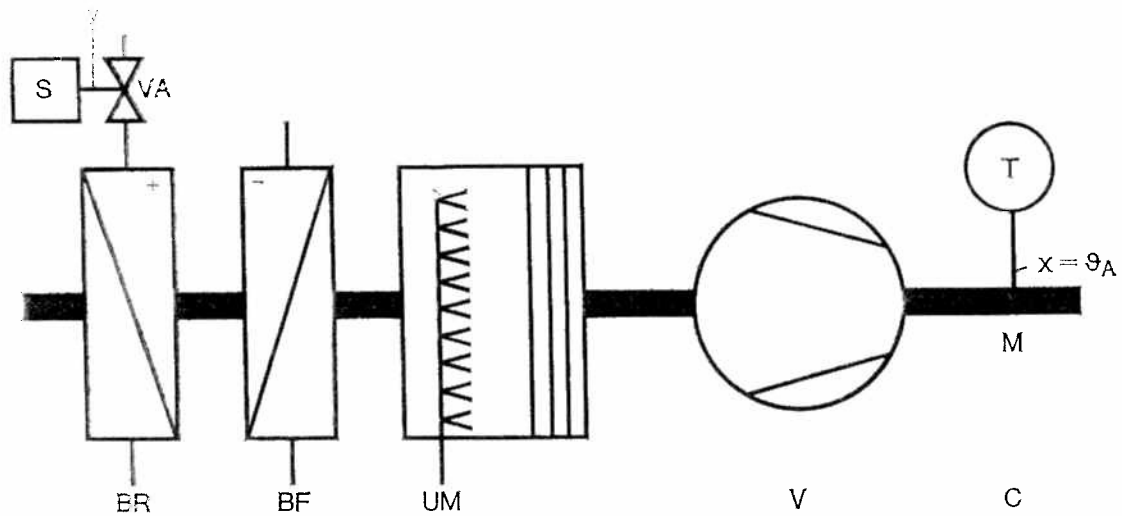


FIGURA 4.1

Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria.  
Combinazione dei diversi componenti

$S$	servomotore della valvola	} appartengono al complesso regolante
$T$	trasmettitore di temperatura (sonda)	
$x$	grandezza regolata (temperatura dell'aria $\vartheta_A$ )	
$y$	grandezza regolante (corsa della valvola)	
$VA$	valvola	$V$ ventilatore
$BR$	batteria di riscaldamento	$C$ condotto dell'aria
$BF$	batteria di raffreddamento	$M$ punto di misura
$UM$	umidificatore dell'aria	

comportamento, e quali considerazioni di impiego pratico si possono estrapolare da una tale analisi. In seguito, sarà più agevole riconoscere quali caratteristiche del complesso regolato siano veramente importanti per l'intero problema e debbano pertanto essere esaminate più a fondo.

#### 4.1.1. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante P

Un esempio di questo tipo è già stato incontrato nella figura 3.2. Il complesso regolante P dà, con il complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), un circuito di regolazione che, come tutti i circuiti che si presentano nella pratica, rappresenta un insieme con attitudine all'oscillazione o pendolazione. Ciò si manifesta nel fatto che in particolari condizioni la grandezza regolata non mantiene affatto il valore costante richiesto, ma rispetto a questo assume alternativamente valori maggiori e minori. Un tale comportamento viene denominato pendolazione, distinguendosi se l'ampiezza della pendolazione aumenta nel tempo (oscillazione non smorzata), o diminuisce (oscillazione smorzata). Nel caso di pendolazione non smorzata si è in presenza di una condizione di funzionamento assolutamente da evitarsi, in quanto comporta un'usura

inammissibile degli apparecchi (aumentata necessità di manutenzione, vita ridotta), un detrimento della sensazione di benessere da parte dell'utilizzatore (per esempio comparsa di fastidiose correnti d'aria negli ambienti condizionati), uno spreco di energia (si ha infatti alternativamente riscaldamento e raffreddamento), od addirittura a pericolose condizioni di esercizio (interruzioni a causa di interventi degli organi preposti alla sicurezza, come termostati limite di alta temperatura ecc.).

È chiaro che l'esigenza di una corretta progettazione di un circuito di regolazione può venire soddisfatta solo se si può calcolare in anticipo, o quanto meno valutare approssimativamente, il suo comportamento riguardo ai fenomeni di pendolazione. Quindi, ogni esame del comportamento di un circuito di regolazione si riduce — in definitiva — all'analisi dell'andamento della pendolazione stessa. Non appena si ottengono queste informazioni si possono dedurre i dati, importanti per la pratica, che sono lo scopo di questo volume.

È necessario quindi, nella discussione delle proprietà della combinazione « complesso regolante  $P$  + complesso regolato ( $t_r, t_c, K_{tot}$ ) », esaminare l'andamento della pendolazione.

Si impone la necessità di applicare la teoria della regolazione poiché la soluzione non può essere ottenuta per via puramente empirica: le nozioni più importanti si ricavano già con l'impiego della teoria lineare, anche se in questo caso si deve partire da premesse che spesso non si verificano in pratica; (vedi a questo proposito anche il capitolo 6.). Limitando lo studio ad ampiezze della pendolazione relativamente piccole, si aumenta la possibilità di applicare la teoria lineare della regolazione; è però necessario tenere sempre presente che i risultati elaborati in tale modo non si possono adattare, senz'altro, ai casi di grandi ampiezze della pendolazione (come quelle che si verificano ad esempio all'avviamento dell'impianto), né si possono estendere a tutti i punti di funzionamento. Queste sono chiaramente lacune che si devono accettare nell'applicazione della teoria lineare.

Purtroppo questa non è l'unica difficoltà: è necessario anche considerare che il complesso regolato ( $t_r, t_c, K_{tot}$ ) viene descritto solo approssimativamente dalle sue grandezze caratteristiche temporali. Un calcolo teorico è possibile solo se si è in grado di rappresentare il complesso regolato in forma matematica. Ciò esige che la struttura sia nota con precisione, e quindi costringe ad estendere l'analisi a più strutture tipiche definite, appartenenti alla famiglia dei complessi regolati ( $t_r, t_c, K_{tot}$ ). Interpretando accuratamente i risultati sarà possibile ottenere come risultato finale metodi pratici, di semplice formulazione e di altrettanto semplice applicazione, con campo di validità sufficientemente ampio.

#### 4.1.1.1. L'andamento della pendolazione

La prima struttura di cui si vuole esaminare più a fondo il comportamento, nel circuito di regolazione  $P$ , ha una configurazione molto semplice. Essa consiste di un accoppiamento in serie dei due elementi di ritardo trattati nel paragrafo 3.3.1. Lo schema a blocchi e la risposta al gradino di questa strut-

tura sono rappresentati nella figura 4.2. Da questa risulta che le grandezze caratteristiche temporali di un tale complesso regolato sono il tempo morto  $t_m$  e la costante di tempo  $\tau_{tot}$ . Per quest'ultima l'indice « tot » è stato aggiunto per mostrare l'appartenenza al complesso regolato. Il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolato non viene coinvolto dalle variazioni nella struttura, e può pertanto essere conservato immutato. Si ha così a che fare con un complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ).

L'analisi teorica della combinazione: complesso regolante P + complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) mostra che il comportamento di questo circuito di regolazione non dipende dalle grandezze  $t_m$  e  $\tau_{tot}$  prese separatamente, bensì dal loro quoziente:  $t_m/\tau_{tot}$ . Anche il fattore di trasferimento del complesso regolante P ( $K_r$ ) e quello del complesso regolato ( $K_{tot}$ ) non sono determinanti ognuno per sé, ma è piuttosto il loro prodotto

$$A_o = K_r \cdot K_{tot} \quad (4.1)$$

ad avere un'influenza sostanziale.

Queste sono già le prime fondamentali nozioni che giustificano l'impiego di procedimenti teorici di ricerca, poiché sperimentalmente esse possono essere ricavate a mala pena e, soprattutto, solo con grande dispendio di mezzi.

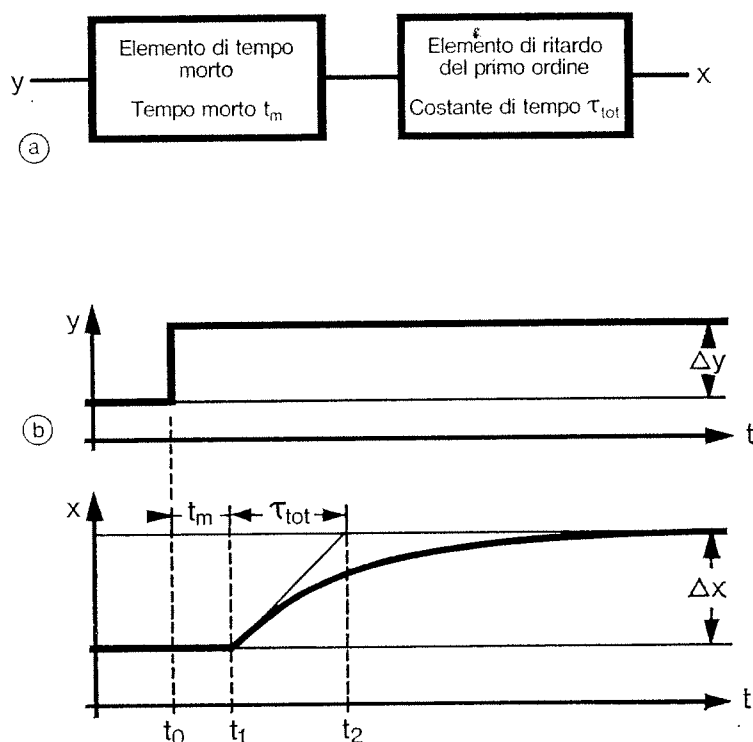


FIGURA 4.2

Il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ )

- a) Diagramma a blocchi
- b) Risposta al gradino

Con  $A_o$  è stato introdotto un nuovo concetto, che assume un significato solo nella combinazione complesso regolante + complesso regolato. Il tecnico della regolazione denomina con  $A_o$  l'amplificazione del circuito. Alla base di questa denominazione vi è l'idea che una variazione della grandezza regolata  $\Delta x_e$ , all'ingresso del complesso regolante, si ripresenta come  $\Delta x_u$  all'uscita del complesso regolato, dopo aver percorso il circuito di regolazione. Affinché il circuito di regolazione produca l'effetto ad esso richiesto,  $\Delta x_u$  deve essere di segno opposto a  $\Delta x_e$ , in quanto una correzione dello scarto della grandezza regolata dal suo valore prescritto ha luogo solo se il complesso regolante, attraverso il complesso regolato, provoca una variazione della grandezza regolata opposta a tale scarto. Inoltre,  $\Delta x_u$  dovrebbe essere quanto più grande possibile di  $\Delta x_e$ , ossia, per l'appunto, essere amplificato affinché ne risulti una correzione sufficientemente efficace. Trascurando il cambiamento di segno, si può rappresentare questo processo per mezzo delle equazioni (3.1b) per il complesso regolante P e (3.10) per il complesso regolato. Nell'esempio seguente tali equazioni sono riportate insieme ad un'applicazione numerica per una batteria di riscaldamento, come quella di figura 3.2.

Incominciando dall'entrata del complesso regolante: da una variazione  $\Delta x_e$  della grandezza regolata si origina una variazione della grandezza regolante  $\Delta y$ , che, secondo l'equazione (3.1b), vale:

$$\text{formula generale: } \Delta y = \Delta x_e \cdot K_r \quad * \quad (4.2)$$

$$\text{esempio: } 5 \text{ mm corsa valvola} = 1^\circ\text{C} \cdot 5 \text{ mm corsa valvola}/^\circ\text{C}$$

Una tale variazione della grandezza regolante influenza, attraverso il circuito regolato, la grandezza regolante  $x_u$  all'uscita. Secondo la (3.10) la variazione  $\Delta x_u$  risultante può essere calcolata come segue:

$$\text{formula: } \Delta x_u = \Delta y \cdot K_{tot} \quad (4.3)$$

$$\text{esempio: } 10^\circ\text{C} = 5 \text{ mm corsa valvola} \cdot 2^\circ\text{C/mm corsa valvola}$$

Sostituendo  $\Delta y$  nella (4.3), con il valore di  $\Delta y$  ricavato dalla (4.2), si ottiene la formula che descrive tutto l'andamento (in condizioni di regime o di equilibrio):

$$\text{formula: } \Delta x_u = \Delta x_e \cdot K_r \cdot K_{tot} = \Delta x_e \cdot A_o \quad (4.4)$$

$$\text{esempio: } 10^\circ\text{C} = 1^\circ\text{C} \cdot 5 \text{ mm}/^\circ\text{C} \cdot 2^\circ\text{C/mm} = 1^\circ\text{C} \cdot 10$$

L'amplificazione, nell'esempio  $A_o = 10$ , indica di quanto si ripresenti amplificato lo scostamento all'entrata del complesso regolante come correzione all'uscita del complesso regolato, dopo aver percorso una volta il circuito di regolazione.

Il fatto che l'andamento della pendolazione del circuito di regolazione considerato dipenda da due parametri ( $t_m/\tau_{tot}$  ed  $A_o$ ) facilita in modo considerevole, la rappresentazione grafica dei risultati di queste ricerche. Ad esempio, infatti, è possibile la trattazione per mezzo di un diagramma come quel-

lo della figura 4.3. In tale diagramma sono disegnate due curve, che dividono l'intero campo delle possibili combinazioni dei parametri in tre zone, relative alle tre condizioni di pendolazione del circuito. Con « instabile » è designato il campo delle oscillazioni non smorzate, entro il quale il circuito di regolazione compie pendolazioni permanenti, senza che queste vengano forzate dall'esterno. In realtà succede che, dopo l'insediarsi della pendolazione, l'ampiezza dapprincipio aumenta, come è infatti da attendersi nel caso di oscillazioni non smorzate, e poi, a causa di effetti non lineari dipendenti ad esempio dalla presenza di fine corsa (posizioni estreme della valvola), o da limitazioni della velocità del servomotore, l'ampiezza viene limitata ad un valore massimo.

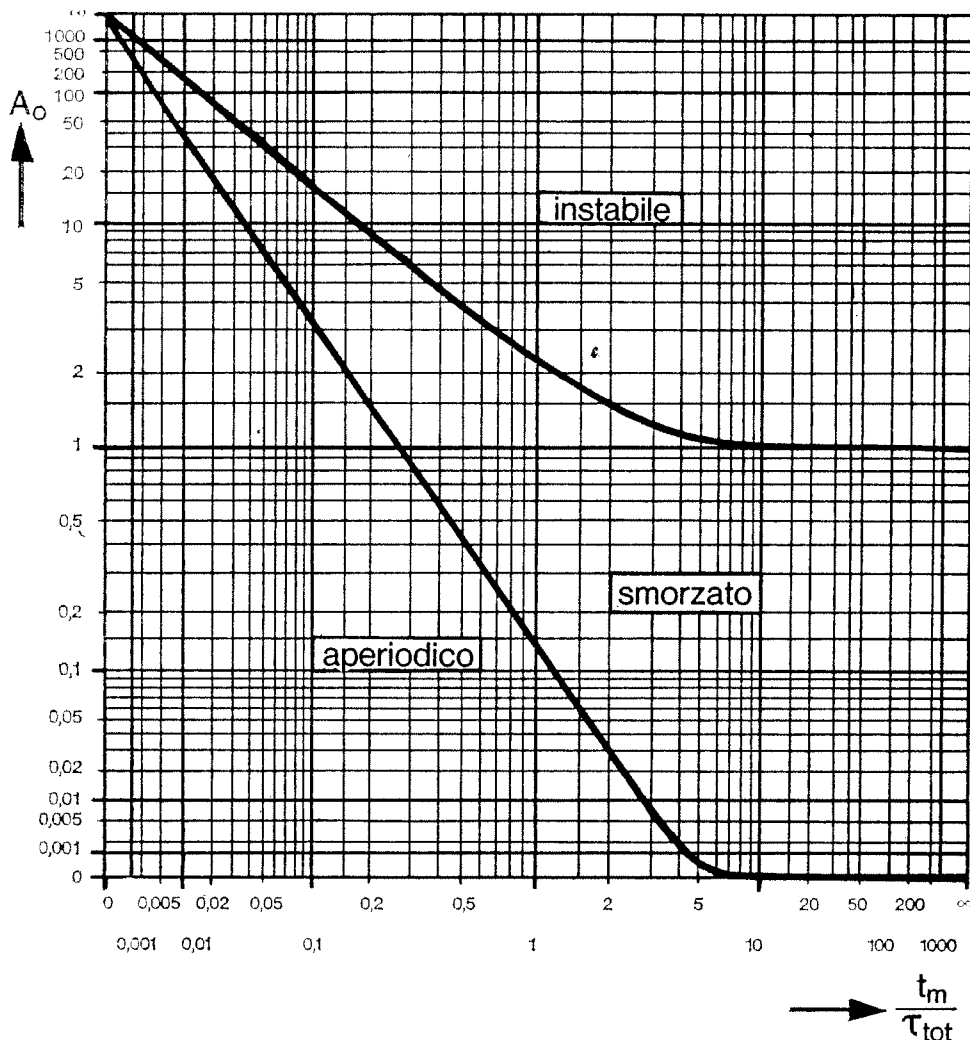


FIGURA 4.3

Complesso regolante  $P$  + complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, K_{tot}$ )  
 Limiti di stabilità e di aperiodicità

$t_m$  tempo morto                       $A_0$  amplificazione del circuito  
 $\tau_{tot}$  costante di tempo del complesso regolato

Nel campo « smorzato » sono comprese quelle combinazioni di parametri che, nel caso del presentarsi di una perturbazione, conducono ancora ad una pendolazione della grandezza regolata, ma per le quali l'ampiezza della pendolazione stessa decresce con il tempo fino a scomparire del tutto.

La curva limite tra questi due campi prende il nome di limite di stabilità. I valori corrispondenti dell'amplificazione del circuito  $A_0$  vengono denominati « critici » o, in forma abbreviata,  $A_{cr}$ .

Il terzo campo, quello nell'angolo inferiore a sinistra del diagramma, viene denominato « aperiodico », in quanto non vi si verificano pendolazioni. L'andamento dei fenomeni di regolazione presenta in questo campo una tale inerzia, e la precisione è talmente ridotta, che si deve escludere, a priori, un impiego pratico di tali combinazioni di parametri (questo concetto verrà chiarito meglio nel seguito). La curva limite tra il campo « aperiodico » ed il campo « smorzato » prende il nome di limite di aperiodicità, però non ha interesse per la trattazione successiva e viene qui citata solo per completezza d'informazione.

La rappresentazione grafica dei risultati porta, evidentemente, a conclusioni interessanti, in quanto rende possibile la comprensione, sia pure grossolana ma inquadrabile numericamente, di come le grandezze caratteristiche del complesso regolante e del complesso regolato determinino l'andamento della pendolazione nel circuito di regolazione esaminato. Tuttavia ciò non rappresenta ancora il raggiungimento dell'obiettivo finale, in quanto lo scopo prefisso non è solo la comprensione dei fenomeni nel circuito di regolazione, ma anche l'ottenimento di metodi pratici per la progettazione. Sarà pertanto necessario dedurre altri risultati dalla figura 4.3.

A tale scopo si può immaginare di avere un determinato circuito di regolazione ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) le cui grandezze caratteristiche siano costanti e note numericamente, per es.:  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$  e  $K_{tot} = 2^\circ\text{C}/\text{mm}$  di corsa della valvola. Tutto quello che la figura 4.3 contiene, al riguardo di questo particolare complesso regolante, va letto sulla retta verticale corrispondente al punto di ascissa 0,2. Poiché solo il campo « smorzato » ha un senso per gli scopi pratici, si può subito dedurre dal diagramma che sono da prendersi in considerazione solo i valori dell'amplificazione compresi nell'intervallo  $A_0 = 1,5 \div 8$ . Ciò pone subito due questioni:

- quale è il valore esatto od ottimale dell'amplificazione  $A_0$  entro il campo dato?
- come si possono realizzare quantitativamente i valori prescritti dell'amplificazione  $A_0$ ?

Nel paragrafo seguente troveremo le risposte a queste domande fondamentali, riguardo le quali si deve osservare che la risposta non ha valore solamente per il circuito di regolazione qui considerato, ma anche per tutti i circuiti di regolazione con complesso regolante P che interessano in questa sede.

## 4.1.1.2. Formule per la messa a punto

Per dare una risposta alla prima domanda (valore ottimale dell'amplificazione  $A_o$ ) mancano, all'attuale stato delle conoscenze, esatti criteri normativi. È solo possibile affermare che tale valore deve essere compreso tra il limite di stabilità ed il limite di aperiodicità. Il problema appartiene, senz'altro, al complesso dei problemi di ottimazione, riguardo i quali nella letteratura tecnica della regolazione esiste un numero di pubblicazioni continuamente in aumento. D'altronde, a questo punto della trattazione è improponibile il problema della messa a punto ottimale del circuito di regolazione, tenendo anche conto che essa dipende da un certo numero di premesse riguardo le quali, purtroppo, proprio nella fase di progettazione non si è in grado di conoscerne che molto poco.

Una formula per la messa a punto, molto usata nella pratica e che può anche essere dimostrata per via teorica, raccomanda di scegliere per il complesso regolante P un valore dell'amplificazione del circuito pari alla metà del valore dell'amplificazione critica:

$$A_{amm} = \frac{1}{2} A_{cr} \quad (4.5)$$

L'indice « amm » aggiunto al simbolo A della formula sta ad indicare « ammissibile ». Si parla cioè di una amplificazione ammissibile  $A_{amm}$ , il che non significa però che il valore ottimale debba necessariamente coincidere con questo e che il circuito di regolazione, una volta realizzato, debba funzionare esattamente con questo valore dell'amplificazione  $A_o$  perché si ottengano risultati soddisfacenti. Si tratta, invece, di un valore indicativo da impiegarsi soprattutto per facilitare la progettazione dei circuiti di regolazione. Se l'amplificazione aumenta al disopra del valore  $A_{amm}$  non è detto che si verifichino all'improvviso condizioni anormali di funzionamento, ma soltanto ci si avvicinerà successivamente al limite di stabilità: lo smorzamento delle pendolazioni del circuito di regolazione diminuisce ed alla fine diventa insufficiente per gli scopi pratici, e ciò generalmente già prima che per  $A_o = 2 \cdot A_{amm} = A_{cr}$  si presentino pendolazioni permanenti.

Se, invece, il valore dell'amplificazione si porta al disotto di  $A_{amm}$  il circuito di regolazione viene, inutilmente, troppo smorzato, ed in tal modo non è più in grado di correggere le perturbazioni, cosa che sarebbe invece possibile nel caso di messa a punto corretta. Su questo argomento si ritornerà ancora quando si tratterà di fare alcune considerazioni circa il concetto di precisione della regolazione. Per ora basta solo osservare che secondo l'equazione (4.5) l'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$  può essere sempre data quantitativamente, qualora si conosca il valore dell'amplificazione critica  $A_{cr}$ . Questa osservazione dovrà essere tenuta presente in seguito.

Alla seconda domanda posta nel paragrafo 4.1.1.1., in base alle premesse fatte all'inizio, ossia che le grandezze caratteristiche dei complessi regolati siano note e possano essere assunte come costanti, si può dare una sola

risposta: l'amplificazione desiderata può essere fissata in modo tale che le grandezze caratteristiche del complesso regolante P possano essere scelte in corrispondenza. Ciò significa che, partendo dalla (4.1) che definisce l'amplificazione del circuito  $A_o$ , il coefficiente di trasferimento del complesso regolante dovrà essere scelto corrispondentemente a:

$$\boxed{K_r = \frac{A_{amm}}{K_{tot}}} \quad (4.6)$$

Per le ragioni che abbiamo già chiarito in occasione della trattazione del complesso regolante P (par. 3.2.2.), questi dati non sono di grande aiuto. Se si usa invece l'equazione derivata (3.3b) e la si sostituisce in (4.6) si ha:

$$K_r = \frac{\Delta y_{\Omega}}{\Delta x_b} = \frac{A_{amm}}{K_{tot}}$$

e, di conseguenza:

$$\boxed{\Delta x_b = \frac{\Delta y_{\Omega} \cdot K_{tot}}{A_{amm}}} \quad (4.7)$$

Quanto sopra, tuttavia, non dà una visione immediata delle grandezze in gioco: le stesse relazioni sono più comprensibili se espresse in funzione di  $\Delta x_b$ . Ricordiamo solamente che la trasformazione, usata in questo caso, è lecita senza riserve per un complesso regolante lineare, ossia (4.6) e (4.7) sono assolutamente equivalenti.

Si può fare però un altro passo, e presupporre un comportamento lineare anche per il complesso regolato. Ciò permette di usare l'effetto regolante dell'organo di regolazione ( $\delta x_{\Omega}$ ) citato nel paragrafo 3.3.1., che secondo l'equazione (3.11) è definito da  $\delta x_{\Omega} = \Delta y_{\Omega} \cdot K_{tot}$ . Sostituendo  $\Delta y_{\Omega}$  ricavata da questa nella (4.7) si ha:

$$\boxed{\Delta x_b = \frac{\delta x_{\Omega}}{A_{amm}}} \quad (4.8)$$

La banda proporzionale  $\Delta x_b$  dovrà essere prefissata sul valore dato dalla (4.8), al fine di ottenere nel circuito di regolazione considerato l'amplificazione desiderata (ammissibile), e sia assicurato il necessario smorzamento delle pendolazioni. La questione di quanto effettivamente la linearizzazione del complesso regolato corrisponda ancora alle condizioni reali verrà ripresa nel capitolo 6. Per ora continueremo a considerare solo il caso ideale (lineare).

L'equazione (4.8) rappresenta, per tutti i circuiti di regolazione della climatizzazione con complesso regolante P, la formula fondamentale per la messa a punto dell'impianto.

Essa è stata in effetti ricavata per il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) però vale anche per tutti i complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ); verrà comunemente im-



piegata nello stadio di progettazione, per una pre-valutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$ , nei casi in cui sia necessario chiarire se si può impiegare il complesso regolante P o si debba prevederne la precisione. L'equazione (4.8) è più di una rappresentazione puramente astratta di una relazione: sostituendo a  $\delta x_\Omega$  ed  $A_{amm}$  i relativi valori numerici si ottiene la grandezza della banda proporzionale  $\Delta x_b$  del complesso regolante P. Ciò è di notevole importanza pratica poiché, come risulta ad esempio dalla figura 3.4, ogni circuito di regolazione — con complesso regolante P — nel funzionamento completamente automatico presenta uno scostamento funzionale della grandezza regolata dal valore prescritto. Tale scostamento può raggiungere al massimo il valore  $\pm \Delta x_b/2$  se la valvola viene fatta lavorare su tutto il campo della grandezza regolante  $\Delta y_\Omega$ . Questo scostamento funzionale è una imprecisione necessariamente legata all'impiego del complesso regolante P stesso.

Un semplice esempio numerico potrà meglio chiarire le affermazioni precedenti: con i valori per il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) fissati a pagina 74  $A_{cr}$  risulta pari a circa 8, da cui  $A_{amm} = 4$ . Supponendo un effetto regolante  $\delta x_\Omega = 16^\circ\text{C}$ , come normale nel caso delle batterie di postriscaldamento, in base all'equazione (4.8) sarà necessaria una banda proporzionale pari a

$$\Delta x_b = \frac{16^\circ\text{C}}{4} = 4^\circ\text{C}$$

Si osservi che per il momento ci occupiamo del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria. Il punto di misura del complesso regolante P considerato si trova quindi, come indicato nella figura 3.2, nel condotto, dopo la batteria di riscaldamento. In tale punto lo scostamento funzionale sarà al massimo  $\pm 2^\circ\text{C}$ . Affinché però nel funzionamento reale dell'impianto si verificino effettivamente scostamenti di tale entità si dovranno realizzare contemporaneamente due importanti premesse:

- le variazioni del carico dovranno richiedere uno sfruttamento dell'intero campo della grandezza regolante, ossia la valvola dovrà raggiungere effettivamente, nei casi estremi, le sue posizioni finali;
- l'impianto dovrà funzionare in maniera completamente automatica, senza interventi da parte del personale rivolti a correggere il valore prescritto prescelto in caso di forti variazioni di carico, per evitare grandi scostamenti dalla temperatura desiderata.

#### 4.1.1.3. Precisione della regolazione

Nella maggior parte dei circuiti di regolazione la funzione della regolazione viene formulata in modo corrispondente alle premesse innanzi citate; ossia, i circuiti di regolazione funzionano in modo completamente automatico tra 0% e 100%. Una corretta definizione della funzione della regolazione contiene però, oltre ai dati del valore prescritto desiderato per la grandezza regola-

ta, anche i valori delle tolleranze ammesse per lo stesso, e con le quali esso dovrà essere mantenuto durante il funzionamento dell'impianto. È necessario quindi esaminare brevemente il concetto di « precisione della regolazione ». A tale proposito si deve precisare che la tecnica della regolazione opera con due diversi concetti di precisione, distinguendo tra precisione statica e precisione dinamica. La prima si riferisce al mantenimento del valore prescritto in condizioni di regime, ossia nelle condizioni in cui, per definizione, il processo di regolazione è terminato. La seconda, invece, considera anche gli scostamenti — della grandezza regolata dal valore prescritto — che si presentano durante il processo di regolazione. Le differenze tra questi due tipi di precisione della regolazione sono notevoli, e quindi ci costringono ad impiegare due diversi metodi di esposizione.

La precisione statica della regolazione può venire indicata, nel modo più semplice, tramite, scostamenti  $\pm$  dei valori di regime delle grandezze di regolazione dal loro valore prescritto. Analogamente, la precisione richiesta alla regolazione può venire espressa nella forma di tolleranze  $\pm$ , che per chiarezza vengono denominate tolleranze statiche. In tal modo diviene estremamente semplice il confronto tra precisione — ossia ciò che un circuito di regolazione messo a punto correttamente può dare — e tolleranza, che invece si riferisce a ciò che allo stesso circuito di regolazione viene richiesto.

Nel caso numerico precedente si è riconosciuto che in quel determinato circuito di regolazione si presentano scostamenti funzionali fino a  $\pm 2^\circ\text{C}$ . Se la precisione richiesta ammette tolleranze di questa entità, allora la soluzione è accettabile; se invece vengono prescritte tolleranze minori, il complesso regolante P non adempie ai suoi compiti con precisione sufficiente, e la soluzione scelta è inutilizzabile.

Naturalmente, è poco piacevole ed antieconomico scoprire l'inadeguatezza della regolazione soltanto ad impianto ultimato, al momento della messa a punto, o dopo una certa durata di esercizio quando si verificano condizioni estreme di funzionamento. È pertanto necessaria una progettazione corretta che eviti di trovarsi in tale situazione. Una progettazione corretta costa, ovviamente, enormemente di meno rispetto a modifiche a posteriori.

Fintanto che si è in condizione di preavvalutare, in fase di progettazione, la banda proporzionale  $\Delta x_b$  in base alla formula (4.8), il confronto tra la precisione statica della regolazione (al massimo  $\pm \Delta x_b/2$ ) e le prescritte tolleranze statiche, dà la possibilità di decidere se l'impiego del complesso regolante P sia ammissibile o no. Tutto quanto esporremo sarà pertanto indirizzato verso una valutazione numerica della (4.8) già in fase di progettazione. Ciò significa che ci occuperemo a fondo del problema del come pervenire, nel singolo caso, ad ottenere i valori numerici sia per l'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$ , sia per l'effetto regolante  $\delta x_\Omega$  dell'organo di regolazione.

Prima però di procedere con la ricerca in questa direzione, è necessario dedicare alcune parole alla precisione dinamica della regolazione ed alle tol-

leranze dinamiche. È chiaro che anche dal confronto di queste grandezze si può decidere se la combinazione in questione, di complesso regolante e complesso regolato, sia o no rispondente a quanto richiesto: sarebbe quindi utile riuscire a « numerizzare » anche queste ultime.

Purtuttavia considerazioni pratiche ci hanno consigliato di non addentrarci nella discussione di questi valori. I processi di regolazione hanno un andamento temporale e quindi sarebbe necessaria dapprima una profonda trattazione teorica per poter, in seguito, esaminare l'andamento della funzione di regolazione tenendo conto, contemporaneamente, e dello scostamento e dell'elemento tempo: è evidente, ad esempio, che in presenza di un alto valore di scostamento per un tempo relativamente breve, si avranno effetti negativi di minore entità rispetto ad un minimo valore di scostamento perdurante, però, per lungo tempo oppure in presenza di pendolazioni poco smorzate.

È inoltre altrettanto vero che nell'andamento temporale di un processo di regolazione hanno importanza decisiva le cause che lo hanno provocato: lente variazioni della temperatura esterna od improvvise variazioni della temperatura dell'aria di mandata (in seguito a chiusura di serrande od arresto della pompa del lavatore), provocheranno diversi processi di regolazione sia per entità sia per durata.

Stante le attuali conoscenze della tecnica sono disponibili, inoltre, solo una minima parte dei dati di base necessari per una corretta valutazione numerica della precisione dinamica della regolazione, che permettano un confronto con le tolleranze dinamiche, già in fase di progettazione dell'impianto. A volte, molto raramente, ciò è necessario <sup>(3)</sup> ed in questo caso sarà imperativo valersi dell'opera di un esperto di regolazioni automatiche con livello di conoscenze di grado 2 o 3 secondo la tabella 1.II ma, ribadiamo ancora una volta, questo problema si affaccia molto raramente e quindi la non trattazione dello stesso in questo volume ci appare completamente giustificata.

#### 4.1.1.4. Ricerca dei valori numerici per l'amplificazione ammissibile del circuito $A_{amm}$

Dopo aver esaminato i metodi ed i procedimenti che, attraverso la comprensione dei processi nel circuito di regolazione, portano a criteri pratici di decisione circa l'applicabilità o meno del complesso regolante P, è necessario rivolgere la nostra attenzione alla ricerca dei valori numerici necessari per l'applicazione dell'equazione (4.8). Nel presente paragrafo tratteremo, quindi, l'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$ , e nel paragrafo seguente (4.1.1.5.) l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$

<sup>(3)</sup> Solitamente una richiesta di questo genere viene quantificata, per complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria, come segue: « nella fase di avviamento il valore prescritto della temperatura può essere superato, nel caso di sistemi a serrande o simili, di 2 °C al massimo, oppure lo scostamento può durare, al massimo, 5 minuti ». Anche per complessi regolati della temperatura ambiente vengono date tolleranze dinamiche, per esempio nel caso di rapide variazioni dell'occupazione dei locali climatizzati (teatri), o di disinserzione ed inserzione di macchinari con forte emissione di calore.

In impianti già realizzati si potrebbe pensare di rilevare, sperimentalmente, la risposta al gradino, od un'equivalente funzione di risposta, e di dedurne i risultati per mezzo della teoria. Tale procedimento sarebbe però di regola poco sensato, in quanto un buon tecnico, valendosi dell'esperienza, può ricavare — con tentativi diretti — i valori per la messa a punto corretta del complesso regolante più velocemente e con maggiore semplicità.

I costi di una completa ricerca sperimentale e teorica sono perciò giustificabili solo allorché si desidera ottenere nuove conoscenze fondamentali sulle proprietà (relative alla tecnica della regolazione) di un complesso regolato, o quando si vogliono rinvenire errori non altrimenti determinabili.

La situazione è tuttavia fondamentalemente diversa quando si tratti di quantificare il valore di  $A_{amm}$  già nella fase di progettazione. Poiché l'impianto non è ancora esistente manca completamente la possibilità di una ricerca sperimentale, sempre che, come è nella maggior parte dei casi, si escludano costose e lunghe prove su modelli. Non rimane pertanto altro da fare che dedurre dai dati di progetti dell'impianto sia i dati di dimensionamento sia gli altri dati tecnici per i vari componenti.

È da questa premessa di base che dobbiamo partire per le considerazioni successive se si vuole poter impiegare l'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$  come dato ausiliario per la progettazione dell'impianto stesso. Ciò costringe però a chiarire altri concetti della teoria della regolazione.

Abbiamo visto come con l'equazione (4.5), dimezzando l'amplificazione critica, si ottenga l'amplificazione ammissibile. La figura 4.3 mostra con la curva « limite di stabilità » in quale maniera  $A_{cr}$  dipenda dalle grandezze temporali del complesso regolato, o più precisamente dal suo rapporto  $t_m/\tau_{tot}$ . I valori numerici sono validi esattamente solo per il caso preso in esame, ossia per il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ); molte volte, tuttavia, vengono in pratica impiegati gli stessi valori, come valori approssimati, anche per i complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ). Contro un tale procedimento troppo semplificato sono state sollevate — nel corso del tempo — obiezioni sempre più frequenti, che debbono essere assolutamente prese in considerazione. Esse riguardano principalmente due complessi di questioni da chiarire più a fondo, ossia:

- il problema dell'identificazione (coincidenza tra realtà e modello per quanto riguarda struttura e valori dei parametri);
- la determinazione dei parametri dai dati dell'impianto.

L'identificazione è oggi un campo della teoria della regolazione (o più in generale della teoria dei sistemi) ampiamente sviluppato, campo di attività di matematici ed ingegneri adetti alle ricerche teoriche.

Per lo scopo dichiarato del presente volume è possibile occuparsi di questo problema riferendosi solamente alla pratica, senza ricorrere alla letteratura tecnica che si occupa più in generale dei metodi e delle possibilità dell'identificazione. Abbiamo quindi le seguenti condizioni come base della discussione:

- i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria sono complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio;
- come grandezze caratteristiche per indicare le proprietà (dal punto di

vista della tecnica della regolazione) di questa famiglia di complessi regolati vengono impiegati  $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$  secondo le norme <sup>(4)</sup>;

- per il calcolo del comportamento del circuito di regolazione deve esistere un modello matematicamente descrivibile, ossia esattamente definito nella sua struttura e nei valori dei parametri.

Poiché nostro interesse precipuo è la previsione del valore dell'amplificazione critica  $A_{cr}$  nel circuito di regolazione formato da complesso regolante P e complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), il criterio per giudicare l'idoneità di un certo modello è dato, evidentemente, dall'esattezza con cui esso rende possibili tali previsioni: è evidente che non si può operare, con un unico modello, su tutto il grande campo di variazione delle proprietà del complesso regolato della temperatura nel condotto. Ciò significa, di conseguenza, che il problema della precisione della previsione non è risolvibile fornendo dati di carattere generale; è quindi necessario affrontare il problema stesso esaminando di quanto si scostino i valori di  $A_{cr}$  calcolati per i singoli modelli, rispetto ad un caso reale per ora non ancora definito. A tale scopo, si devono esaminare altre strutture che appartengono sempre alla famiglia dei complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ).

Sulla base delle esperienze acquisite fino a questo momento il numero delle varianti può essere ragionevolmente limitato, in modo che vengano considerate solo strutture che:

- siano costituite da elementi di tempo morto e da elementi di ritardo del primo ordine (par. 3.3.1., pag. 58 ÷ 64).
- contengano gli elementi collegati in serie (struttura a catena secondo le norme) <sup>(5)</sup>.

Una scelta di tali strutture, che rappresentano senza eccezioni modelli relativi al complesso regolato della temperatura dell'aria nel condotto, considerato come complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), è rappresentata nella figura 4.4 in forma di diagrammi a blocchi, con indicata la corrispondente risposta al gradino. Un primo gruppo di strutture contiene solo combinazioni in serie di elementi di ritardo del primo ordine. Solo il numero  $n$  degli elementi ( $n = 2 \div 10$ ), e la grandezza delle singole costanti di tempo, oppure il loro rapporto con una grandezza temporale di riferimento, sono variabili. Il secondo gruppo comprende strutture in serie di elementi di ritardo del primo ordine, completati però da un elemento di tempo morto. A questo gruppo appartiene, naturalmente come caso limite anche il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) trattato finora, per il quale si deve porre  $t_m = t_r$  e  $\tau_{tot} = t_c$ . Per ogni struttura sono state calcolate, per un certo numero di valori dei parametri, le seguenti due grandezze:

- rapporto delle grandezze caratteristiche temporali  $t_r/t_c$  se la struttura data viene interpretata come complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ );

<sup>(4)</sup> L'autore fa sempre riferimento alle norme DIN 19226 dove  $t_r = T_u$ ,  $t_c = T_g$ ,  $K_{tot} = K_s$ . (N.d.T.).

<sup>(5)</sup> DIN 19226, paragrafo 3.4.

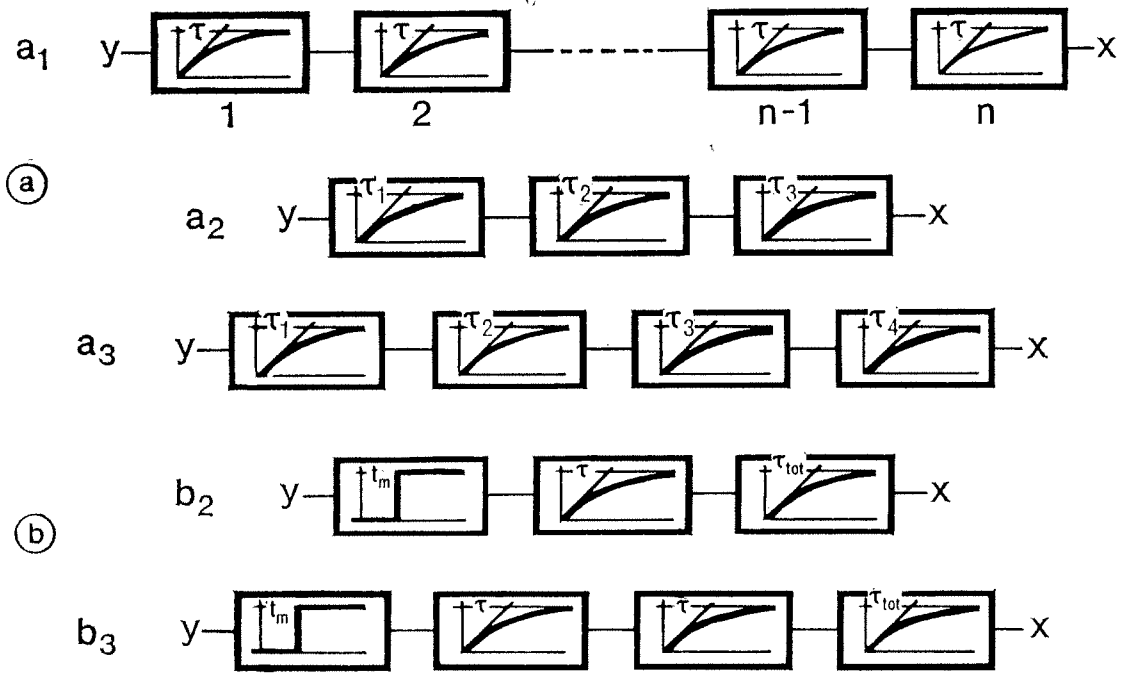


FIGURA 4.4

Varianti di strutture del complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ )

- a) Strutture senza elemento di tempo morto
- $a_1$   $n$  elementi di ritardo del primo ordine, tutti con la stessa costante di tempo  $\tau$
  - $a_2$  3 elementi di ritardo del primo ordine con costanti di tempo  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$  non uguali
  - $a_3$  4 elementi di ritardo del primo ordine con costanti di tempo  $\tau_1$ ,  $\tau_2$ ,  $\tau_3$ ,  $\tau_4$  non uguali
- b) Strutture con elemento di tempo morto (per 1 elemento di tempo morto e 1 elemento di ritardo del primo ordine vedi figura 4.2)
- $b_2$  1 elemento di tempo morto e 2 elementi di ritardo del primo ordine con costanti di tempo  $\tau$  e  $\tau_{tot}$  non uguali
  - $b_3$  1 elemento di tempo morto e 3 elementi di ritardo del primo ordine con due uguali costanti di tempo  $\tau_{tot}$  (differenti dalla costante di tempo  $\tau$ )

— amplificazione critica  $A_{cr}$ , se la struttura considerata forma, con il complesso regolante  $P$ , un circuito chiuso di regolazione.

I risultati della nostra ricerca teorica supplementare sono stati riportati nella figura 4.5 come limiti di stabilità, ossia come  $A_{cr}$  in funzione di  $t_r/t_c$ . Per ragioni che saranno più chiare in seguito, si è scelto un campo di variazione per  $t_r/t_c$  più piccolo che per quello che sarebbe necessario per  $t_m/\tau_{tot}$  della figura 4.3. In questa sede non è possibile discutere in dettaglio i risultati, benché essi forniscano un gran numero di nozioni relative all'effetto del numero degli elementi e della grandezza dei valori caratteristici temporali. Però, dall'esame della figura 4.5 si notano alcune relazioni fondamentali, che sono particolarmente importanti per chiarire le questioni che ci interessano. Per poterle identificare è necessario considerare attentamente l'importanza dei singoli tratti di curva.

La curva  $a$  rappresenta il già noto complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ). I

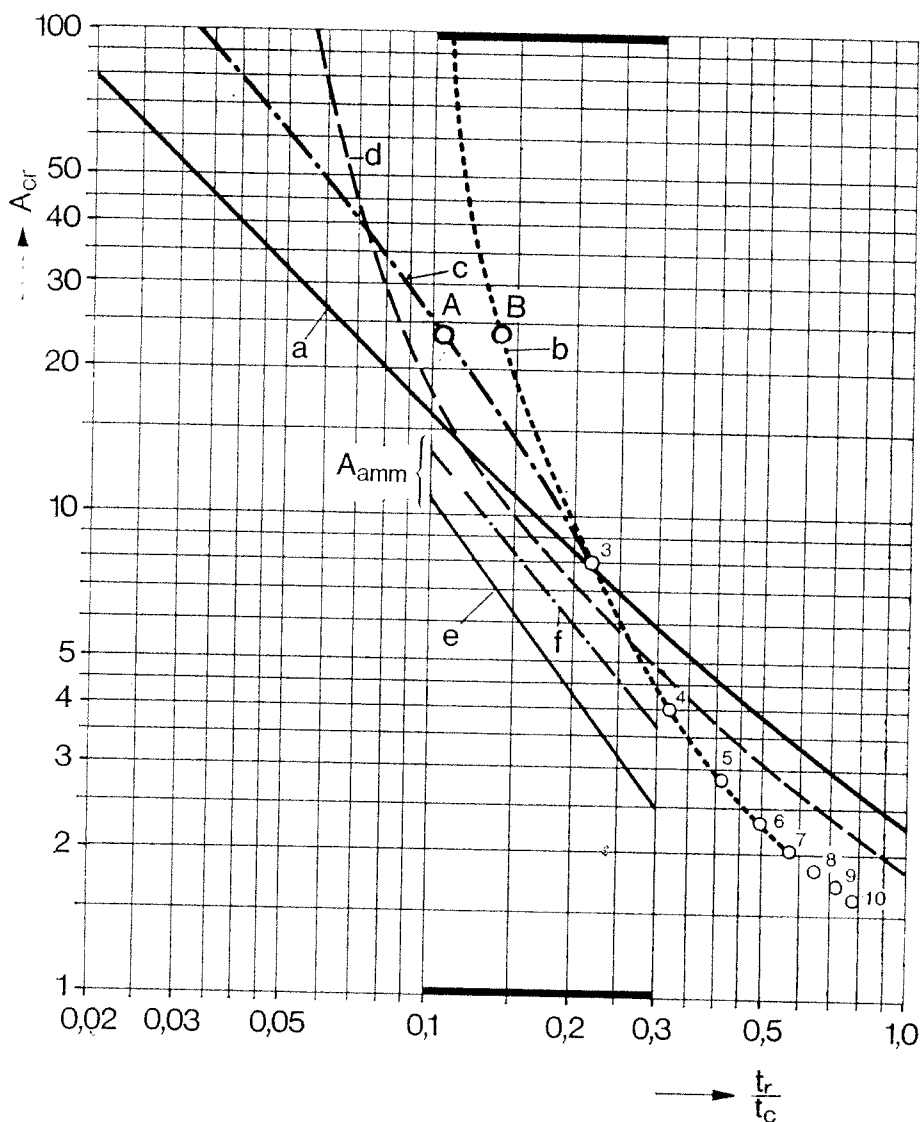


FIGURA 4.5

Complesso regolante  $P +$  complessi regolati ( $t_r, t_c, K_{tot}$ ). Amplificazione del circuito  $A_0$  (critica e ammissibile) in funzione del grado di difficoltà  $t_r/t_c$ . Per l'importanza delle singole curve vedi testo alle pagine 79 ÷ 81

punti designati con i numeri  $n = 3 \div 10$  sulla curva  $b$  rappresentano il caso di  $n$  elementi di ritardo del primo ordine, con le stesse costanti di tempo, collegati in serie. La curva  $b$  si genera facendo tendere con continuità a zero dapprima la decima costante di tempo, poi la nona, l'ottava ecc., finché, dopo  $n = 3$ , la curva abbandona verso l'alto il diagramma (per  $n = 2$  si ha  $t_r/t_c = 0,104$  e  $A_{cr} = \infty$ ). Se invece, a partire da  $n = 3$ , si mantengono uguali due costanti di tempo e si fanno tendere queste due contemporaneamente a zero, allora vale la curva  $c$ . Curve analoghe si ottengono partendo dai punti  $n = 4$  e  $n = 5$  e mantenendo una costante temporale mentre le rimanenti vengono fatte contemporaneamente tendere a zero (caso non disegnato). Nelle strutture

con tempo morto si ottiene la curva  $d$  se al complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, K_{tot}$ ) viene aggiunto un altro elemento di ritardo del primo ordine con costante di tempo  $\tau = 0,1 \cdot \tau_{tot}$ .

Se fosse  $\tau = 0,01 \cdot \tau_{tot}$ , ossia dieci volte più piccolo, allora varrebbe la curva  $a$ . Assumendo invece  $\tau = \tau_{tot}$  il limite di stabilità coinciderebbe praticamente con la curva  $b$ ; se, invece di uno, venissero collegati due ulteriori elementi di ritardo del primo ordine, i limiti di stabilità avrebbero lo stesso andamento.

Son stati esaminati i casi in cui entrambe le due ulteriori costanti di tempo sono uguali ed assumono i valori  $\tau = 0,1/1/10 \cdot \tau_{tot}$ . Nel caso di  $\tau = 0,1 \cdot \tau_{tot}$  la curva del limite di stabilità inizia nel punto A ( $t_m = 0$ ) ed ha un andamento verso il basso a destra, in direzione della curva  $d$ ; per  $\tau = \tau_{tot}$  essa inizia nel punto  $n = 3$ ; per  $\tau = 10 \cdot \tau_{tot}$  nel punto B e segue quindi, con piccoli scostamenti in  $\pm$ , la curva  $b$ .

Quali sono le conclusioni fondamentali che si possono dedurre dalla figura 4.5? Innanzitutto si può constatare quanto segue:

- all'aumentare di  $t_r/t_c$  l'amplificazione critica  $A_{cr}$  diventa sempre più piccola. Ciò ha come conseguenza che la banda proporzionale  $\Delta x_b$  deve essere fissata su valori sempre più grandi, quanto maggiore diviene  $t_r/t_c$ . In altre parole: la precisione statica della regolazione diminuisce dall'aumentare di  $t_r/t_c$ . Un complesso regolante P non offre, quindi, grande precisione nella regolazione di impianti con grandi valori di  $t_r/t_c$ . Si osservi inoltre l'equazione (4.8): l'effetto regolante  $\delta x_\Omega$  influenza pure il valore numerico di  $\Delta x_b$ ; per tale ragione nella letteratura il rapporto  $t_r/t_c$  viene spesso indicato come grado di difficoltà del complesso regolato;
- nel campo  $t_r/t_c < 0,2$  il valore massimo raggiungibile, in pratica, per l'amplificazione critica del circuito  $A_{cr}$ , dovrebbe essere dato all'incirca dalla curva  $c$ ; valori maggiori non corrispondono più alle strutture che si presentano in realtà nella regolazione per la climatizzazione;
- se  $t_r/t_c$  supera il valore di 0,22, il valore superiore di  $A_{cr}$  viene fornito dal complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, K_{tot}$ ). Tutte le altre strutture esaminate portano a valori più piccoli dell'amplificazione critica del circuito, e richiedono perciò per l'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$  anche valori più piccoli che nel caso di complessi regolati ( $t_m, \tau_{tot}, K_{tot}$ );
- nelle immediate vicinanze di  $t_r/t_c = 0,2$  l'amplificazione critica è sorprendentemente insensibile a variazioni della struttura del complesso regolato. Di conseguenza, per calcoli di prima approssimazione, si possono in questo caso assumere, con sufficiente precisione,  $A_{cr}$  ed  $A_{amm}$  come dipendenti esclusivamente da  $t_r/t_c$ .

Per quanto importanti possano essere queste considerazioni approfondite rimane pur sempre il fatto che in generale, se non si determina contemporaneamente la struttura di un complesso regolato, i valori di  $A_{cr}$  ed  $A_{amm}$  possono essere dati per singoli campi. Si è giunti così ad un punto in cui evidentemente non si può più procedere oltre con la sola teoria, e pertanto sarà neces-



sario valersi anche dei risultati di ricerche pratiche, eseguite su complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria.

Tali ricerche sono state compiute, nel corso del tempo, sulle più diverse varianti di questi tipi di circuiti regolati. In generale si è proceduto nella maniera seguente: in un punto di lavoro disponibile al momento della misura (e per lo più non influenzabile) si sono rilevate le risposte del complesso regolato al gradino; in base ai risultati ottenuti in tal modo si è oggi dell'opinione che oltre il 90% dei complessi regolati della temperatura del condotto si trovano in un campo delle grandezze caratteristiche delimitato da:

$$\frac{t_r}{t_c} = 0,1 \div 0,3$$

Non è possibile fornire una dimostrazione su base teorica di questo fatto, che però può essere accettato con sufficiente sicurezza e che può formare la base per successive deduzioni.

Ciò permette di rifarsi ancora alla figura 4.5 e di procedere con la discussione in un campo più ristretto. Ossia, se adesso si deve considerare solo il campo compreso tra  $\frac{t_r}{t_c} = 0,1$  e  $\frac{t_r}{t_c} = 0,3$  sarà naturalmente notevolmente

più semplice determinare, per  $A_{amm}$ , valori approssimati ragionevoli indipendenti dalla struttura. Ad esempio, si possono scegliere per  $A_{amm}$  valori medi, entro campi di variazione determinati e quindi, dimezzando questi secondo quanto prescritto dalla (4.5), pervenire a valori di  $A_{amm}$  quali sono dati dalla curva *e* della figura 4.5. Altre valutazioni, che possano contare su un fattore di sicurezza più limitato, e che si avvicinino di più ai valori di  $A_{cr}$  dei casi più sfavorevoli, potrebbero portare all'incirca a valori secondo la linea *f*.

Benché in tal modo, per la dipendenza dell'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$  da  $t_r/t_c$ , si siano trovate approssimazioni utilizzabili, il problema che ci occupa non è affatto risolto. Quello che abbiamo ottenuto è stato solo di stabilire valori approssimati, che danno valori numerici abbastanza vicini, come mostra la tabella 4.I.

TABELLA 4.I

	$t_r/t_c$	0.1	0.2	0.3
$A_{amm}$ secondo:	la curva « e » di figura 4.5	11.0	4.3	2.5
	la curva « f » di figura 4.5	13.6	6.0	3.7
	la formula approssimata $\frac{1}{t_r/t_c}$	10.0	5.0	3.3

Ciò che tuttora rimane irrisolto è la questione del valore effettivo di  $t_r/t_c$  che si ha in un caso concreto. Fintanto che, nella fase di progettazione, non sia possibile calcolare questa grandezza caratteristica per il complesso rego-

lato della temperatura del canale non è di alcuna utilità sapere come  $A_{amm}$  dipenda da  $t_r/t_c$ . Ossia, in altre parole, al momento non avrebbe alcun senso discutere se ci si deve decidere per la curva  $e$ , per la curva  $f$  o per la formula empirica  $A_{amm} = \frac{1}{t_r/t_c}$ .

Tuttavia, per poter sfruttare nella pratica la formula (4.8) e per farne un mezzo ausiliario per la progettazione, è necessario determinare per  $A_{amm}$  un valore fisso e sensato ai fini della progettazione del circuito di regolazione della temperatura nel condotto. Per nostra esperienza possiamo affermare come  $A_{amm} = 5$  sia un buon valore indicativo che può pertanto essere ancora usato nella progettazione al livello 1 secondo la tabella 1.II. Accettando tale valore, è possibile derivarne un'importante formula — approssimata — per una valutazione preliminare della banda proporzionale  $\Delta x_b$  di un complesso regolante  $P$ , combinato con un complesso regolato della temperatura dell'aria nel condotto:

$$\boxed{\Delta x_b = \frac{\delta x_\Omega}{5}} \quad (4.9)$$

Quanto detto è naturalmente una semplificazione grossolana, il cui scopo è solo quello di condurre ad una formula approssimata e di servire tuttavia in un primo momento, ma che non può soddisfare come risultato definitivo. Previsioni più precise di  $A_{amm}$  sono perciò possibili solo con un metodo che tenga conto della struttura del complesso regolato, e ciò richiede di nuovo che si raggiungano i livelli 2 o 3 secondo la succitata tabella 1.II.

Può succedere che il progettista, che abbia avuto a che fare con complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria di tipo particolarmente favorevole, giudichi i valori di  $\Delta x_b$  ottenuti con la formula approssimata (4.9) come troppo prudenti. Il fatto che ci possano essere, in pratica, anche casi più propizi non giustifica però in nessun modo una riduzione, in generale, dei valori calcolati di  $\Delta x_b$ ; ciò sarebbe un inammissibile superamento dei limiti dell'esperienza, a meno che non si tratti di un altro impianto esattamente uguale in tutti i particolari.

Si deve inoltre tenere presente che i metodi di calcolo basati sull'uso dell'effetto regolante dell'organo di regolazione ( $\delta x_\Omega$ ), presuppongono un andamento lineare della variazione della temperatura — nella corrente d'aria — in funzione della corsa della valvola. Ossia, l'amplificazione ammissibile del circuito non deve essere superata per nessun punto di lavoro della valvola, se si vuole che rimanga assicurata la stabilità del circuito di regolazione in tutto il campo di carico dell'impianto. Nel capitolo 6 verrà trattato l'argomento sotto il profilo pratico relativamente a tale linearità. Comunque, si può già adesso accennare al fatto che quanto vedremo non incoraggia l'uso, nella formula approssimata (4.9), di valori, in generale più elevati per  $A_{amm}$ .

Poiché nella letteratura tecnica si hanno continuamente accenni al fatto che la teoria della regolazione dispone di metodi di calcolo che possono portare

al desiderato miglioramento della valutazione della banda P, ci occuperemo brevemente anche di queste possibilità, e delle premesse effettivamente disponibili per la loro applicazione. Sarà quindi più chiaro perché per una valutazione preliminare della banda P, nella pratica di ogni giorno, viene raccomandata l'espressione (4.9) ancora oggi, ossia dopo oltre 15 anni dalla sua introduzione.

È stato possibile dedurre la formula approssimata (4.9) del paragrafo 4.1.4. solo rinunciando a tenere conto, nella formula, della dipendenza dell'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$  dal rapporto delle grandezze caratteristiche temporali dei circuiti regolati  $t_r/t_c$ . Poiché, però, nella fase di progettazione è sempre noto di quali elementi, nel senso della figura 4.1, si componga un complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, tutti gli sforzi sono diretti verso una stessa meta, e cioè verso il miglioramento di una situazione oggi ancora insoddisfacente, nella quale si viene a trovare il progettista della regolazione di un impianto di climatizzazione. Ossia, attraverso una precisa ricerca del comportamento (dal punto di vista della tecnica della regolazione) dei diversi elementi componenti, si vuole creare una base, dalla quale derivare la struttura e le grandezze caratteristiche di ogni complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria.

Non appena siano stati esaminati in tale senso tutti gli elementi componenti, e si siano chiarite le relazioni tra i loro dati costruttivi e le loro grandezze caratteristiche (dal punto di vista della tecnica della regolazione), si può calcolare anticipatamente  $A_{amm}$  con i noti metodi della tecnica della regolazione.

A tale fine sono disponibili diversi metodi che si distinguono tra loro solo per quello che riguarda la precisione ed i mezzi occorrenti. Ad esempio, è possibile, mediante procedimenti grafici di semplice impiego, ricavare la grandezza caratteristica  $t_r/t_c$  e determinare  $A_{amm}$  con una delle già citate approssimazioni (*e* od *f*) della figura 4.5. È però anche vero che i metodi di calcolo della regolazione, dei quali abbiamo dato finora solo i risultati, possono essere applicati direttamente al caso in questione e portano immediatamente al valore di  $A_{amm}$  come risultato finale. Il progettista della climatizzazione sarebbe senz'altro in grado di seguire il primo metodo, mentre nel secondo caso dovrebbe invece completare notevolmente le sue conoscenze intorno alla teoria della regolazione, a meno che non voglia a questo punto rimettere al tecnico della regolazione il lavoro di progettazione dell'impianto di regolazione.

Oggi però il problema principale non consiste nel metodo da seguire per un calcolo più approssimato, bensì nel fatto che nella prassi attualmente seguita nella progettazione non si sono create affatto le premesse per tenere conto della struttura dei complessi regolati.

Riguardo i singoli componenti dei complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria si è raggiunta all'incirca la situazione seguente:

— le batterie di scambio termico a correnti incrociate, ossia gli elementi più importanti del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria,

sono continuamente oggetto di studi, senza che però si sia raggiunto un solo risultato utile per le applicazioni pratiche. Sarebbe troppo lungo, in questa sede, voler dimostrare dettagliatamente tale affermazione; per maggiori dettagli è utile consultare i testi da [5.1] a [5.7];

- nel già citato lavoro [5.11] Lenz si occupa della dinamica del lavatore, peraltro dal punto di vista della regolazione dell'umidità (umidità assoluta), per cui è difficile poter dedurre dalla trattazione, già di per sé piuttosto scarsa, valori numerici utilizzabili per le condizioni di trasferimento della temperatura. Riguardo questo problema si stanno svolgendo in varie sedi diverse ricerche, però i risultati non sono ancora disponibili;
- gli elementi termicamente passivi (batteria di riscaldamento con valvola chiusa, ventilatore), che, con la loro attitudine ad accumulare calore, possono influenzare la dinamica del complesso regolante della temperatura dell'aria del condotto, possono essere notoriamente descritti per mezzo di una costante di tempo data dalla relazione

$$\tau = \frac{M \cdot c}{\alpha \cdot \sigma}$$

in cui

M (kg) massa di accumulo del calore;

$\sigma$  ( $m^2$ ) superficie di contatto con la corrente d'aria;

c ( $\frac{kcal}{kg \text{ } ^\circ C$ ) calore specifico del materiale accumulante calore;

$\alpha$  ( $\frac{kcal}{m^2 h \text{ } ^\circ C$ ) coefficiente liminare di trasmissione del calore;

- Ciò che sorprende è che per lungo tempo non siano stati mai pubblicati i risultati numerici di cui abbiamo bisogno per tenere conto di tali elementi nei nostri calcoli. Leutenegger riferisce in [6] su una ricerca teorica riguardo tale problema. Nel calcolo di un esempio trovò che il ventilatore possiede una costante di tempo trascurabile, ( $< 1s$ ), mentre la batteria di riscaldamento chiusa deve essere messa in conto con  $\tau = 3 \div 25$  s;
- il condotto dell'aria, un altro elemento passivo, è stato esaminato in dettaglio grazie ai lavori della scuola di Profos del Politecnico di Zurigo: si è potuto da ciò conoscere, con la necessaria chiarezza, come soprattutto i canali immurati influenzino sfavorevolmente la dinamica del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e, se superano una certa lunghezza, devono essere assolutamente isolati internamente. In ogni caso, circa questo punto si sono realizzate tutte le premesse per un calcolo approssimato di un circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria; per i particolari si veda Hemmi [7].

Questo è lo stato attuale delle cose che ci costringe ad orientare il capitolo presente al livello 1 della tabella 1.I, ed a prescindere da un calcolo più preci-

so che tenga conto della struttura del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria; per il passaggio al livello 2 sono già stati effettuati diversi lavori preparatori, per cui si può sperare di poter compiere quanto prima un importante passo avanti.

#### 4.1.1.5. Ricerca dei valori numerici dell'effetto regolante $\delta x_{\Omega}$

Nel paragrafo 3.3.1., a proposito della definizione del concetto di « effetto regolante », si rilevò che è relativamente facile determinare il valore numerico di  $\delta x_{\Omega}$ . Eventuali problemi possono al massimo sorgere dal fatto che, nel caso pratico, spesso non si verifica quella condizione di linearità, presupposta invece dalla definizione, e che di conseguenza è necessario prendere talora qualche provvedimento per assicurare al complesso regolante una sufficiente linearità (cap. 6.). In ogni modo, le difficoltà che si presentano possono essere superate più facilmente che nel caso della determinazione di  $A_{amm}$ . Non si deve però dimenticare che ciò che si vuole ottenere in definitiva è una valutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$ , valutazione che si tende a fare con un ragionevole margine di sicurezza. Seguendo la linea tenuta finora, considereremo soprattutto il caso lineare.

Secondo la trattazione del paragrafo 3.3.1. l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  corrisponde all'aumento massimo della temperatura della corrente d'aria (nel caso di una batteria di riscaldamento) o della diminuzione massima (nel caso di una batteria di raffreddamento). Ciò vale, senza alcuna limitazione, nel caso di temperatura costante dell'aria all'ingresso. Nei casi, invece, in cui la temperatura dell'aria entrante è variabile (per esempio a causa di presenza di batterie di preriscaldamento e di preraffreddamento), si devono considerare, per i nostri scopi, le temperature estreme. Ossia, nel caso di una batteria di preriscaldamento si deve determinare  $\delta x_{\Omega}$  per la più bassa temperatura dell'aria entrante, nel caso di una batteria di raffreddamento per la più alta. Tutti gli altri valori di temperatura portano a valori minori della quantità di calore trasmesso e quindi a valori minori di  $\delta x_{\Omega}$ .

Se lo stesso complesso regolante P comanda due scambiatori di calore in sequenza, nella formula approssimata (4.9) si deve porre la somma degli effetti regolanti dei due scambiatori di calore. Nel caso di una batteria di riscaldamento e una di raffreddamento, in sequenza, si avrà:

$$\Delta x_b = \frac{\delta x_{\Omega-C} + \delta x_{\Omega-F}}{5} \quad (4.10)$$

(indice C: valvola del caldo; indice F valvola del freddo).

Se la batteria di riscaldamento è seguita da un lavatore, che appartiene al complesso regolato della temperatura nel condotto, il punto di misura della temperatura si troverà dopo il lavatore, e pertanto l'effetto regolante effettivo deve essere riferito al punto di misura. Come si può facilmente controllare per mezzo del diagramma dell'aria umida, il lavatore riduce l'effetto

regolante della batteria di riscaldamento. Per descrivere questo fatto è peraltro più conveniente riferirsi, di nuovo, al coefficiente di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolato e di considerare l'andamento del trasferimento nel caso di piccole variazioni della temperatura. Nella figura 4.6 è stato considerato il campo delle normali temperature del punto di rugiada. Da tale diagramma si ricava che una variazione di  $5^{\circ}\text{C}$  della temperatura dell'aria all'ingresso del lavatore provoca una variazione di appena  $2^{\circ}\text{C}$  all'uscita del lavatore stesso. Il valore dell'effetto regolante della batteria di riscaldamento deve essere pertanto moltiplicato per il fattore 0,4 se si vuole ottenere il valore da sostituire nella formula approssimata. Nel caso di una normale regolazione della temperatura con batteria di riscaldamento e lavatore, per la banda proporzionale di un complesso regolante P vale la seguente formula approssimata modificata:

$$\Delta x_b = \frac{0,4 \cdot \delta x_{\Omega}}{5} = 0,08 \cdot \delta x_{\Omega} \quad (4.11)$$

Onde evitare malintesi si deve ancora una volta far osservare che questo modo di procedere è giustificato solo operando al livello 1, ma deve essere abbandonato se, partendo dal livello 2 o 3, si debba considerare l'esatta struttura del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria.

Come è noto, nel caso di una batteria di raffreddamento con temperatura superficiale inferiore alla temperatura di rugiada dell'aria, una parte del vapore d'acqua della corrente d'aria si condensa sulla superficie della batteria stessa. Questo fatto provoca anche una riduzione dell'effetto regolante calcolato con i procedimenti normali, ma dipende in maniera notevole anche dallo stato dell'aria entrante, per cui in tali tipi di batterie di raffreddamento si può avere senz'altro che un periodo di esercizio con condensazione d'acqua possa essere seguito da uno senza condensazione. Per tale ragione, si può trascurare di tenere conto di un fattore di riduzione, che si presenterebbe solo ad intervalli. Non si deve dimenticare, infatti, che si desidera che l'impianto di regolazione risulti proporzionato correttamente per le condizioni più sfavorevoli di esercizio, e pertanto non si deve tener conto di condizioni più favorevoli, che compaiono però solo temporaneamente.

In tale contesto si presenta un ultimo problema: quando si regola la posizione delle serrande dell'aria esterna, dell'aria di ricircolo e dell'aria di espulsione e quindi esse sono l'organo regolante nel circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria, a quanto ammonta in tal caso il valore dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$ ?

Stabilito che  $\delta x_{\Omega}$  debba corrispondere alla differenza tra la temperatura dell'aria entrante e quella dell'aria uscente, esso non può essere costante. Se la temperatura dell'aria esterna è uguale alla temperatura dell'aria di ricircolo  $\delta x_{\Omega}$  diviene nullo, ed una variazione della posizione delle serrande rimane senza effetto. Ciò è inevitabile; al massimo si può migliorare alquanto la situazione agendo sulla caratteristica delle serrande (secondo le considerazioni sulla caratteristica dell'organo regolante contenute nel cap. 6.). In ogni

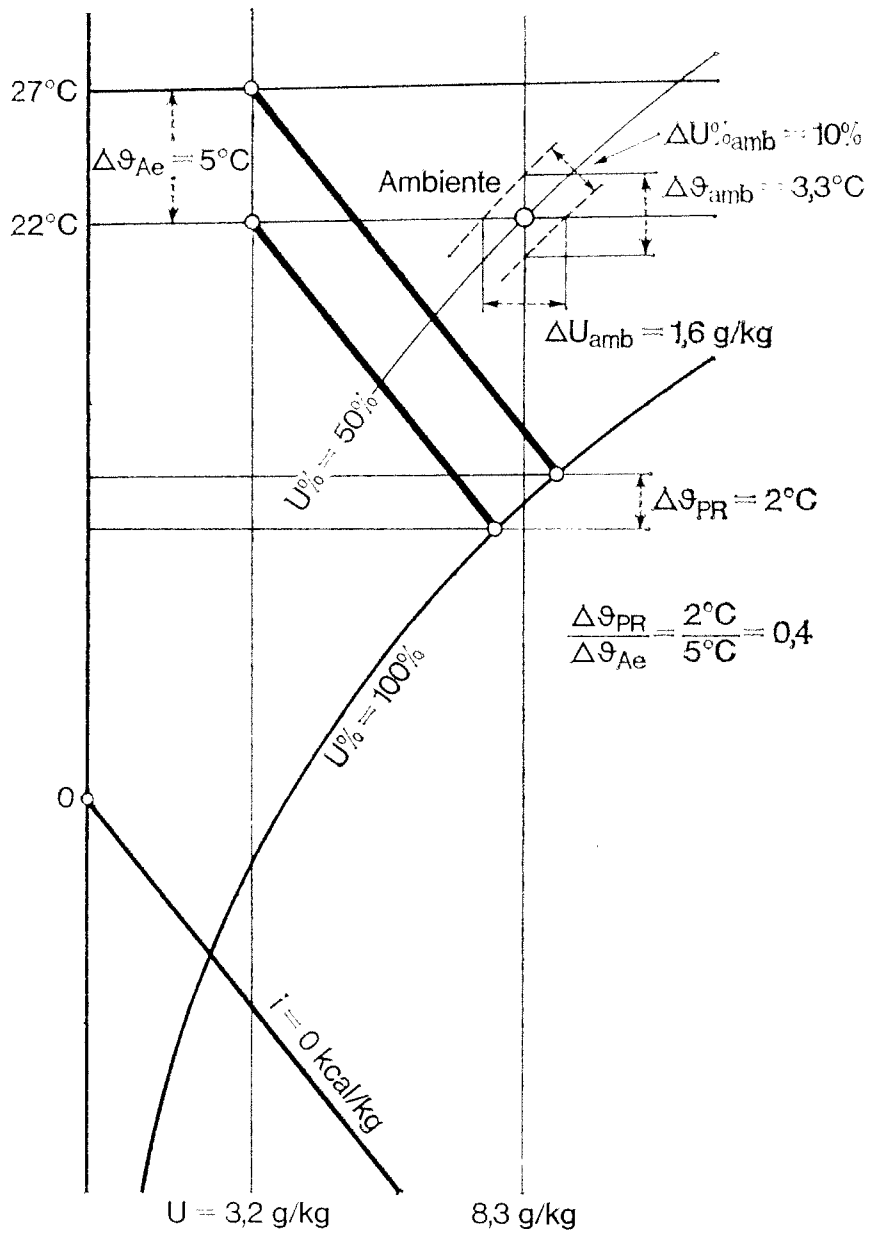


FIGURA 4.6

Fattore di trasferimento del lavatore nel caso di azione dell'organo regolante sulla temperatura di ingresso

- $\vartheta_{Ae}$  temperatura dell'aria entrante
- $\vartheta_{PR}$  temperatura del punto di rugiada
- $\Delta\vartheta_{amb}, \Delta U\%_{amb}, \Delta U_{amb}$  variazioni interdipendenti dello stato dell'aria ambiente

caso, per valutazione della banda proporzionale si deve considerare il valore più grande di  $\delta x_{\Omega}$  ossia:

$$\delta x_{\Omega} = \vartheta_{A_{ric}} - \vartheta_{A_{est\ min}}$$

L'effetto delle serrande di forma opportunamente modificata, con caratteri-

stica non lineare, può essere descritto chiaramente solo per mezzo del fattore di trasferimento  $K_{tot}$ .

Con questo problema si è giunti chiaramente ai limiti delle possibilità di impiego del semplice concetto dell'effetto dell'organo regolante e quindi con queste considerazioni si può concludere la trattazione del circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria con complesso regolante P. Molte delle cose viste serviranno ancora nel seguito, per cui, come si è già detto all'inizio, un esame approfondito di tutto il paragrafo 4.1.1. è assolutamente necessario.

I risultati ottenuti dalle ricerche sul comportamento dei complessi regolati sono alla base dei paragrafi seguenti, nei quali verrà esaminato il comportamento di due complessi regolanti più complicati (PI e P + Z), ed uno più semplice (a due posizioni), combinati con il complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria.

#### **4.1.2. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante PI**

Come risulta dal paragrafo 4.1.1. vi sono situazioni nelle quali, per ragioni di precisione, non è possibile impiegare il complesso regolante P. In tali casi una delle soluzioni possibili è offerta dal complesso regolante PI. Grazie alla presenza della componente I viene notevolmente migliorata la precisione statica del complesso regolante P, poiché, come è noto, il processo regolante di un complesso regolante I continua finché la grandezza regolata non abbia raggiunto il proprio valore prescritto.

Questa semplice spiegazione, se sufficiente per i « non addetti ai lavori » non lo è più per il tecnico, ed è quindi necessaria una discussione più approfondita del comportamento di questo circuito di regolazione, con contemporanea ricerca di formule per la messa a punto e metodi pratici di impiego di questo tipo di complesso regolante. Ciò è quanto esamineremo di seguito, con la stessa suddivisione usata nel paragrafo 4.1.1.

##### **4.1.2.1. L'andamento della pendolazione**

Come già per il complesso regolante P, anche in questo caso per chiarire l'andamento della pendolazione non è possibile fornire un metodo teorico in una forma valida in linea generale per i complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), ma è necessario riferirsi ad una struttura del complesso regolato ben definita. Naturalmente si potrà procedere come per i complessi regolanti P poiché, dato che il complesso regolante PI contiene anche una componente P, è evidente che valgano ancora le relazioni ricavate nel paragrafo 4.1.1.

Se si esamina dapprima l'andamento della pendolazione del circuito di regolazione formato da complesso regolante PI e complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) è possibile osservare che tale andamento non è determinato più da due, ma da tre parametri. Essi sono l'amplificazione del circuito  $A_o$ , il rapporto delle grandezze caratteristiche temporali  $t_m/\tau_{tot}$  (questi due parametri sono gli stessi del caso del circuito di regolazione con complesso regolante P), ed il tempo integrale



$t_f$  o, più esattamente, il rapporto  $t_f/t_m$ , in quanto  $t_f$  influenza il comportamento del circuito di regolazione non come grandezza assoluta, ma in rapporto con un'altra grandezza caratteristica temporale. La descrizione dei risultati è ancora possibile in forma di diagramma, solo che per le ordinate conviene prendere grandezze diverse che nel caso del paragrafo 4.1.1. se si vuole ottenere una rappresentazione altrettanto chiara ed immediata. Una delle possibilità è mostrata nella figura 4.7 in cui in un sistema di coordinate  $t_m/\tau_{tot}$  e  $t_f/t_m$  sono rappresentati i limiti di stabilità — del circuito di regolazione considerato — per diversi valori dell'amplificazione del circuito  $A_o$ . Ogni curva  $A_o$  divide tutto il campo delle possibili combinazioni dei parametri  $t_m/\tau_{tot}$  e  $t_f/t_m$  in due parti,

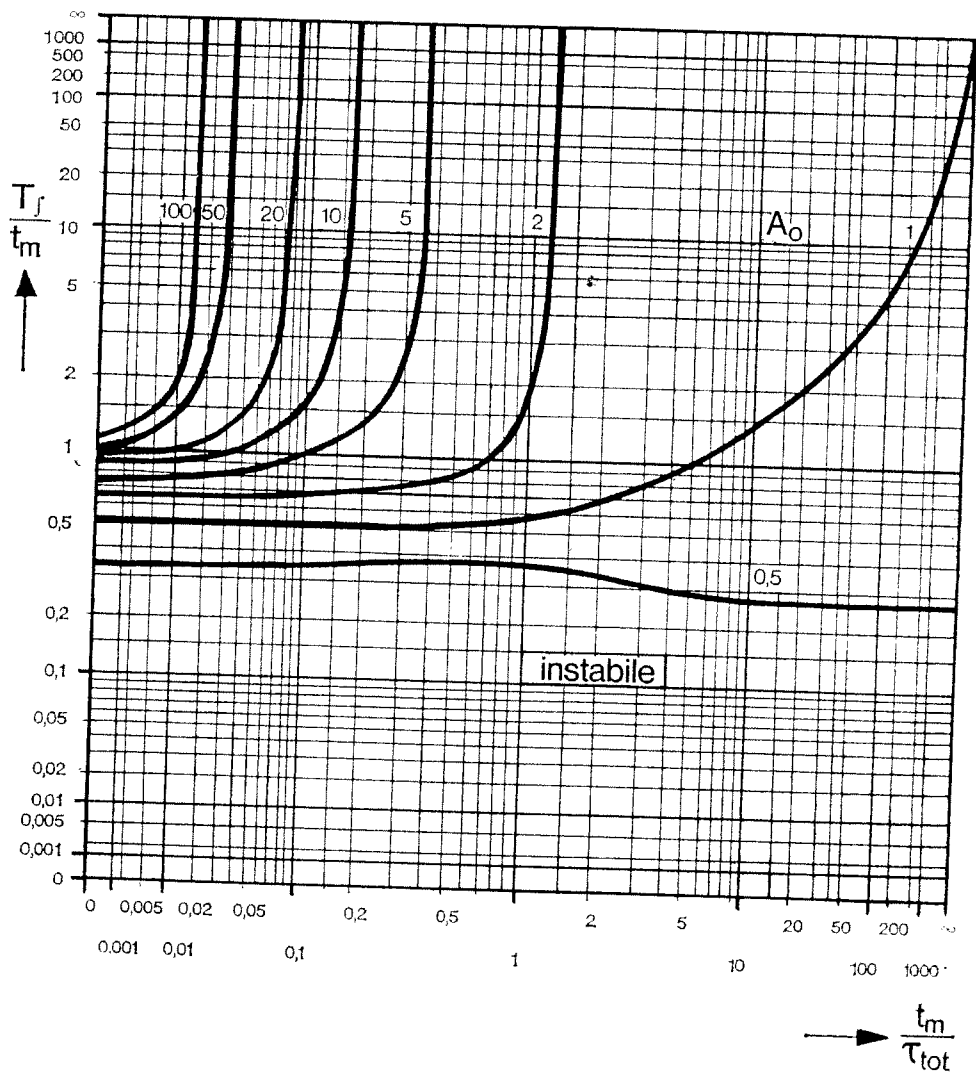


FIGURA 4.7

Complesso regolante PI + complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, K_{tot}$ ). Limite di stabilità del circuito di regolazione per diversi valori dell'amplificazione del circuito  $A_o$ .

di cui una corrispondente alla zona di instabilità, l'altra alla zona di stabilità. Per non complicare il diagramma si è rinunciato alla rappresentazione del campo corrispondente alle pendolazioni smorzate ed alla rappresentazione della curva del limite di aperiodicità.

La figura 4.7 dimostra le relazioni tra i parametri del complesso regolante e l'andamento della pendolazione del circuito di regolazione. Per mettere in rilievo i fatti più importanti ai fini dell'impiego pratico di questo tipo di regolazione, quali risultano dal diagramma, conviene riferirsi ad un esempio concreto che può presentarsi effettivamente in realtà, ossia quello relativo al grado di difficoltà  $t_r/t_c = t_m/\tau_{tot} = 0,2$ . Nella figura 4.7 questa condizione corrisponde alla verticale passante per il punto di ascissa 0,2 e va interpretata come segue:

- la verticale  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$  taglia quattro delle linee di limite di stabilità disegnate, ossia  $A_o = 0,5; 1; 2$  e  $5$ . Ad ognuno dei quattro punti di incontro corrisponde un determinato valore di  $t_f/t_m$ , ossia  $0,37; 0,52; 0,72$  ed  $1,4$ . Se il valore prescelto al regolatore per  $t_f/t_m$  è maggiore di quello del valore limite, l'amplificazione del circuito  $A_o$  conduce a pendolazioni smorzate, ossia ad un comportamento utilizzabile nella pratica del circuito di regolazione; se invece è minore, il circuito di regolazione si viene a trovare nel campo di instabilità;
- l'orizzontale  $t_f/t_m = \infty$  corrisponde ad una condizione per la quale la componente rimane senza efficacia, ossia per la quale il complesso regolante PI diviene di nuovo complesso regolante P. La corrispondenza dei valori critici dell'amplificazione del circuito  $A_{cr}$  con i valori  $t_m/\tau_{tot}$ , corrispondenza che si ha al limite di stabilità, deve essere la stessa come nel caso del complesso regolante P, ossia secondo la figura 4.3. Se, per un dato valore di  $t_m/\tau_{tot}$ , viene prefissata al complesso regolante un'amplificazione  $A_o$  superiore ad  $A_{cr}$  del complesso regolante P ideale (per es.  $A_o > 8$ , sempre nel caso dell'esempio di  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$ ), il circuito di regolazione non può più essere stabilizzato aumentando  $t_f/t_m$  poiché anche per  $t_f/t_m = \infty$  si è sempre nel caso dell'instabilità. Per la ricerca dei valori da prefissarsi nella pratica in un complesso regolante PI è molto importante conoscere questa proprietà del circuito di regolazione. Le regole per la messa a punto impiegate normalmente dal tecnico della regolazione ne tengono conto, in quanto raccomandano di cercare dapprima il valore della banda proporzionale  $\Delta x_b$  facendo  $t_f$  quanto più possibile grande, e quindi di portare  $t_f$  sul valore corretto;
- la verticale  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$  taglierebbe anche le curve di  $A_o < 0,5$  (non disegnate, ma con circa lo stesso andamento della curva di  $A_o = 0,5$ , solo poste più in basso), in punti corrispondenti a valori di  $t_f/t_m$  sempre più piccoli ma che, raddoppiando  $t_f/t_m$ , portano pur sempre a pendolazioni

smorzate. È possibile dimostrare che la velocità dell'organo regolante del complesso regolante PI tende verso valori corrispondenti al puro complesso regolante I. Ossia scegliendo molto piccoli i valori di  $A_0$  e  $t_f/t_m$ , il complesso PI viene deformato in un complesso regolante I.

In base ai tre casi esposti si può descrivere nel modo seguente il comportamento del circuito di regolazione considerato: per ogni condizione corrispondente ad un valore di  $t_m/\tau_{tot}$  esiste una molteplicità di coppie di valori ( $A_0$ ,  $t_f/t_m$ ) che portano alla condizione desiderata di smorzamento delle pendolazioni del circuito di regolazione. Il modo più semplice per determinare tali coppie di valori è quello di partire da valori numerici determinati per mezzo dei limiti di stabilità della figura 4.7 e, quindi, o ridurre l'amplificazione del circuito  $A_0$ , come già per i complessi regolanti P, od aumentare  $t_f/t_m$ .

Come già accennato, il secondo intervento non porta sempre al raggiungimento dello scopo desiderato, per cui sarà necessario fare alcune considerazioni sulla messa a punto più opportuna. Comunque, finora si sono riconosciuti per lo meno i casi limite: quanto più si porta la coppia di valori verso il limite superiore ( $t_f/t_m \rightarrow \infty$ ) tanto più spiccatamente il complesso regolante assume il comportamento di un puro complesso regolante P. Quanto più si porta la coppia di valori verso il limite inferiore, tanto più il complesso regolante PI si comporta come un puro complesso regolante I.

Quanto sopra è stato esposto per il complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ): sarà bene a questo punto controllare quanto esso valga anche per il circuito di regolazione generalizzato, composto dal complesso regolante PI e dal complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ).

Si può affermare che, per gli scopi pratici della progettazione dei circuiti di regolazione, si ritengono validi i corrispondenti risultati esposti nel paragrafo 4.1.1.4. per il complesso regolante P e riguardanti l'amplificazione del circuito  $A_0$  (critica ed ammissibile), integrati con considerazioni che tengano conto del tempo integrale  $t_f$  come grandezza da prefissare. Tuttavia, non è più necessaria un'analisi in tutti i dettagli come è stata fatta nel caso dei complessi regolanti P per le più diverse strutture del complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ): dalle ricerche menzionate è risultato, infatti, che l'amplificazione critica del circuito  $A_0$  dipende da  $t_r/t_c$  in modo analogo come, nel caso precedente, dipendeva da  $t_m/\tau_{tot}$ ; la dipendenza varia, cioè, di caso in caso con la struttura considerata del complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ); però, entro l'intervallo di  $t_r/t_c = 0,1 \div 0,5$  — che è quello che interessa il complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria — il campo di variazione dei valori numerici di  $A_0$  è molto ristretto. Poiché le ulteriori ricerche, intorno all'influenza del tempo integrale sull'andamento della pendolazione del circuito di regolazione con complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), portano ancora al risultato che si possono accertare solo piccole variazioni dipendenti dalla struttura, si può affermare che l'andamento della pendolazione del circuito di regolazione considerato non cambia in modo

decisivo ed i risultati ottenuti finora rimangono validi se si sostituisce  $t_m$  con il tempo di ritardo  $t_r$  e  $\tau_{tot}$  con il tempo di compensazione dei sistemi di ordine superiore  $t_c$ . Nel paragrafo che segue si farà uso di questa semplice possibilità di trasferimento dei risultati.

#### 4.1.2.2. Formule per la messa a punto

Se nella pratica di ogni giorno si vogliono sfruttare pienamente i vantaggi del complesso regolante PI, nella messa a punto non si dovrà naturalmente cadere in uno dei casi limite ai quali si è precedentemente accennato. In corrispondenza del limite superiore gli scostamenti funzionali — propri della componente P — vengono mantenuti troppo a lungo; al limite inferiore il comportamento I è preponderante, e risulta quindi necessario prefissare parametri per i quali l'andamento della regolazione si svolge in maniera inutilmente troppo lenta. Dalla figura 4.7 si può chiaramente riconoscere che per  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$  e  $A_o = 5$ , partendo da  $t_f/t_m = \infty$  e riducendo successivamente il valore di  $t_f/t_m$ , ci si incomincia ad avvicinare decisamente al limite di stabilità soltanto con valori di  $t_f/t_m \cong 3$ .

Alla luce dei risultati ottenuti nel paragrafo precedente, possiamo attenderci che qualcosa di analogo sia valido anche per il complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ). È inoltre necessario dire che il valore limite di 3, precedentemente citato, dipende in modo non essenziale da  $t_r/t_c$  fintant'ò che si rimane nel campo di  $t_r/t_c = 0,1 \div 0,3$ , cioè in effetti il campo che interessa il complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria. Per questa ragione le regole usuali per la messa a punto raccomandano di scegliere  $t_f/t_r = 2 \div 3$ , indipendentemente da  $t_r/t_c$ .

Per l'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$  viene dato un valore generalmente più piccolo che per i puri complessi regolanti P. Questo fatto non ha molta importanza, poiché la banda proporzionale  $\Delta x_b$  non è più in relazione con la precisione statica della regolazione. Con ciò, si può dare la seguente formula per la messa a punto dei complessi regolanti PI, valida nel caso di complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria:

$$\boxed{\begin{aligned} \Delta x_b &= \frac{\delta x_\Omega}{4 \div 5} \\ t_f &= (2 \div 3) \cdot t_r \end{aligned}} \quad (4.12)$$

Con l'applicazione di questa formula si riesce ad ottenere un funzionamento stabile e si sfruttano adeguatamente le possibilità offerte dal complesso regolante PI.

Come già accennato a pagina 83 e 84 i risultati di misure eseguite su complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria hanno reso possibile definire un campo di valori probabili per il tempo di ritardo  $t_r$ . Per i pro-

blemi qui trattati ciò è di grande importanza pratica, poiché permette di stabilire il campo entro il quale si può esigere che il tempo integrale  $t_f$  debba poter essere prefissato, al complesso regolante PI, se questo è combinato con un complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria. In base alle conoscenze odierne tale campo vale:

$$t_r = 0,1 \div 0,6 \div (1,5) \text{ min}$$

Il valore tra parentesi corrisponde a condizioni eccezionali, ossia particolarmente sfavorevoli. La relazione tra il tempo integrale  $t_f$  ed il tempo di ritardo  $t_r$ , contenuta nella (4.12) può pertanto essere interpretata come segue: normalmente i complessi regolanti previsti per i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria dovrebbero permettere di poter scegliere il valore del tempo integrale  $t_f$  entro il campo:

$$t_f = 0,2 \div 2 \text{ min}$$

eccezionalmente, si deve tuttavia tenere conto di condizioni che richiedono valori del tempo integrale fino a  $t_f = 3 \div 4,5 \text{ min}$ . I complessi regolanti di concezione più semplice, quali sono quelli più comunemente usati nella regolazione per la climatizzazione, hanno per lo più una limitata possibilità di variare il valore da prefissare per  $t_f$ . Alcune esecuzioni (generalmente di tipo elettronico) presentano addirittura un solo valore fisso del tempo integrale. Naturalmente si deve accettare il fatto che questi tipi possano essere impiegati in modo ottimale solo in un minimo numero di casi, mentre una situazione più vantaggiosa si presenta, di regola, quando il valore effettivamente disponibile per  $t_f$  è più piccolo di quanto sarebbe previsto dalla (4.12). Nella scelta del tipo di complesso regolante queste considerazioni devono essere fatte assolutamente nella fase di progettazione, allo scopo di evitare spiacevoli sorprese al momento della messa in servizio dell'impianto.

#### 4.1.2.3. Precisione della regolazione

Mentre nel caso del complesso regolante P la precisione statica è data dal valore prescelto della banda proporzionale, e pertanto allo stato di equilibrio del circuito di regolazione possono presentarsi scostamenti della grandezza regolata — dal suo valore prescritto — fino a  $\pm \Delta x_b/2$ , nel caso del complesso regolante PI questo effetto della banda proporzionale PI scompare completamente.

La precisione statica dipende solamente dalla sensibilità del complesso regolante PI, ossia da una grandezza dipendente principalmente dalle caratteristiche costruttive degli apparecchi. I complessi regolanti PI elettronici, con uscita a relé, presentano una zona neutra della grandezza regolata entro la

quale la grandezza regolante non può essere variata, poiché l'apparecchio comincia a lavorare quando gli scostamenti della grandezza regolante superano la zona neutra. Per tali complessi regolanti della temperatura si può considerare, come valore indicativo per la precisione statica, circa  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ . I complessi regolanti PI pneumatici sono generalmente più sensibili, però in compenso presentano spesso una leggera dipendenza del punto di zero dalla pressione del segnale di comando. Tuttavia, nella classe di prezzo degli apparecchi usati normalmente nella regolazione per la climatizzazione, è senz'altro possibile che la precisione statica sia di  $\pm 0,1^\circ\text{C}$  su tutto il campo della grandezza regolante. Da questi dati numerici si riconosce che solo nei casi più rari la precisione statica non corrisponderà alle tolleranze fissate in base ai « compiti » posti alla regolazione, e pertanto si può a questo punto concludere con la discussione di questo problema.

Benché da questo punto di vista il complesso regolante PI possa apparire preferibile rispetto al complesso regolante P, sarebbe sbagliato volerlo impiegare sempre, senza tenere conto di altre considerazioni. Il complesso regolante PI mostra, all'avviamento, un comportamento più sfavorevole che nel complesso regolante P; ciò si manifesta nel fatto che all'inserzione dell'impianto la grandezza regolata si porta oltre il valore prescritto, in modo molto più sensibile di quanto accada con il complesso regolante P. Nel caso, infatti, che quest'ultimo sia impiegato, ad esempio, con un complesso regolato rappresentato da una batteria di riscaldamento, quando la temperatura raggiunge per la prima volta il valore prescritto la valvola si trova già a metà corsa; nel caso del complesso regolante PI, invece, a questo punto la valvola si troverà ad essere completamente aperta ed inizierà da quel momento a chiudersi. In impianti che vengono spesso inseriti e disinseriti, ossia che presentano un funzionamento prevalentemente intermittente e che per ragioni di precisione statica debbano essere regolati con un complesso regolante PI, ciò può portare alla necessità di prevedere particolari soluzioni nello schema del circuito. Quindi, quando non esistano particolari necessità di precisione statica, per impianti a funzionamento intermittente sarà sempre meglio utilizzare complessi regolanti P, sempre che ciò sia possibile in base alla formula approssimata (4.9).

#### **4.1.3. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante P + Z**

Consideriamo il caso di impianti senza lavatore, con il 100% di aria esterna, in cui sia necessario regolare la temperatura dell'aria di mandata. Essi rappresentano un complesso regolato il cui livello di carico viene determinato soprattutto dalla temperatura esterna. Per un tale impianto sono necessarie batterie di riscaldamento con un grande effetto regolante, onde poter sostenere il pieno carico (per es.  $\delta x_\Omega = 40^\circ\text{C}$ ). Normalmente è richiesta una tolleranza statica della temperatura dell'aria di mandata di  $\pm 1^\circ\text{C}$  od ancora più piccola, e pertanto non è possibile prevedere l'impiego di un complesso regolante P. D'altra parte, anche un complesso regolante PI potrebbe essere

indesiderato se per ragioni di funzionamento si richiede un buon comportamento della regolazione all'avviamento. In tali situazioni ci si trova nella tipica condizione in cui la soluzione più appropriata è offerta da un complesso regolante  $P$  con compensazione della grandezza perturbatrice.

Il complesso regolante  $P + Z$  (par. 3.2.5.) viene da una parte previsto con una banda proporzionale  $\Delta x_b$  sufficiente per il corretto smorzamento delle pendolazioni del circuito di regolazione, mentre da un'altra parte la compensazione della grandezza perturbatrice (in questo caso attraverso una misura della temperatura esterna), provvede alla pre-determinazione del punto di lavoro della valvola in funzione del carico. Il campo di compensazione  $Z_b$  dovrà essere scelto in modo tale che si verifichino le seguenti posizioni della valvola: per temperatura esterna minima, 100% della corsa; per temperatura esterna = temperatura di mandata, 0% della corsa della valvola. In tal modo si otterrà un circuito di regolazione con un buon comportamento all'avviamento e con una banda proporzionale ideale, cioè sufficientemente grande ed il cui scostamento funzionale verrà mantenuto entro limiti accettabili grazie alla compensazione della grandezza perturbatrice. Per poter chiarire meglio il modo di funzionare del complesso regolante  $P + Z$  è opportuno osservare il diagramma di lavoro della figura 3.7 con i valori effettivi di temperatura. Tale diagramma di lavoro può essere utile anche più tardi per la taratura degli apparecchi.

#### **4.1.4. Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e complesso regolante a due posizioni**

Alcuni componenti del complesso regolato non sono adatti ad essere comandati con un'azione continua. Si pensi ad esempio ai piccoli compressori per il freddo che utilizzano una batteria di raffreddamento direttamente come evaporatore od alle batterie di riscaldamento elettriche per le quali viene spesso prevista una semplice regolazione a due posizioni. Naturalmente, anche in questi casi ci si deve chiedere se la decisione a favore o contraria ad una tale soluzione si è potuta prendere liberamente, o se piuttosto si siano dovute rispettare determinate condizioni già nella fase di progettazione.

Poiché il funzionamento tipico del complesso regolante a due posizioni si differenzia in vari punti essenziali dalle varianti ad azione continua considerate finora, è evidente come non sia possibile impiegare per essi gli stessi criteri e gli stessi ragionamenti. Infatti, poiché nel complesso regolante a due posizioni l'intervento dell'organo regolante avviene con una inserzione ed una disinserzione, ossia con due soli valori possibili della grandezza regolante, si avrà inevitabilmente una pendolazione continua nel circuito di regolazione, e quindi una condizione che è stata finora decisamente rifiutata come inaccettabile, e che si è cercato di evitare scegliendo opportunamente i valori da prefissare al regolatore.

Benché sia chiaro come nel circuito di regolazione a due posizioni le pendolazioni permanenti siano inevitabili, ciò non significa affatto che debbano accettarsi senz'altro tutte le possibili oscillazioni. Si tratta di decidere se un tale

funzionamento corrisponda alle condizioni poste alla regolazione ed è quindi necessario prendere in considerazione due caratteristiche delle pendolazioni del circuito di regolazione, e cioè l'ampiezza massima  $\Delta x_{\max}$  (doppia della punta massima) e la frequenza dell'oscillazione  $f$  (o durata di una pendolazione completa). È possibile che ci si trovi nella necessità di rinunciare al complesso di regolazione a due posizioni se l'ampiezza massima è troppo elevata, e se quindi il circuito di regolazione lavora in maniera troppo imprecisa; può anche presentarsi il caso che, pur essendo assicurata una precisione accettabile, sia la frequenza ad essere troppo alta, per cui viene messa in pericolo la vita meccanica degli apparecchi di regolazione. Queste sono le ragioni che spingono ad approfondire la comprensione del comportamento del circuito di regolazione.

Anche in questo caso, per la trattazione si dimostra utile l'impiego di un diagramma basato sui risultati di calcoli teorici. Il diagramma di figura 4.8 rappresenta le condizioni che si ottengono in un circuito di regolazione formato

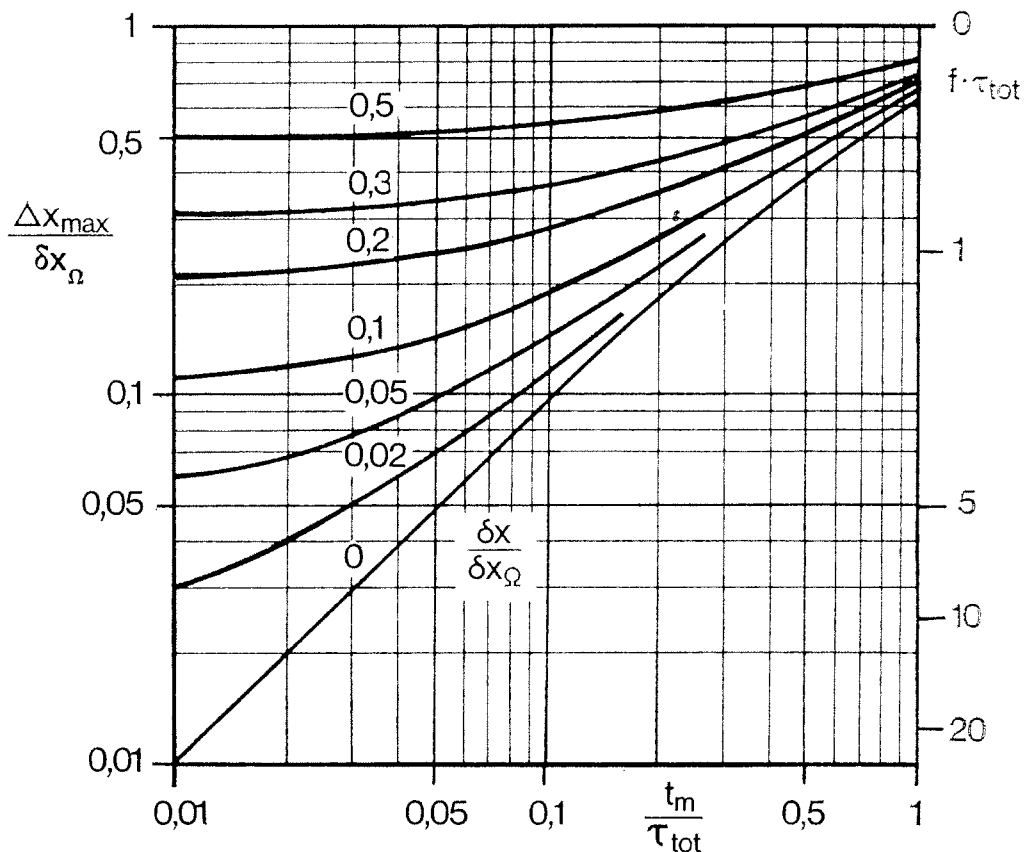


FIGURA 4.8

Complesso regolante a due posizioni + complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ). Caratteristiche della pendolazione del circuito di regolazione in funzione delle grandezze caratteristiche del complesso regolante e del complesso regolato

$\Delta x_{\max}$	ampiezza massima dell'oscillazione (doppio della punta massima)	$\delta x_{\Omega}$	effetto regolante
$\delta x$	differenziale	$f$	frequenza dell'oscillazione



da un complesso regolante a due posizioni e da un complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) e mostra le relazioni tra l'ampiezza massima  $\Delta x_{max}$  e la frequenza  $f$  da una parte, e le grandezze caratteristiche del complesso regolante (differenziale  $\delta x$ ) e del complesso regolato dall'altra. Le curve sono disegnate secondo i valori del parametro  $\delta x / \delta x_{\Omega}$  e valgono, secondo la scala delle ordinate a destra per la grandezza adimensionale  $f \cdot \tau_{tot}$ . Per l'impiego del complesso regolante a due posizioni con il complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ) si può applicare l'approssimazione già usata altre volte  $t_r = t_m$ ,  $t_c = \tau_{tot}$ , per cui si ha che:

- per valori di  $t_r/t_c > 0,1$  e/o grandi valori dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  si hanno punte massime  $\Delta x_{max}$  troppo grandi per essere accettate;
- interventi per ridurre  $\Delta x_{max}$  conducono, d'altra parte, a valori di frequenza troppo alti;
- indesiderate frequenze troppo elevate possono presentarsi in special modo per piccoli valori di  $t_c$ .

Da notare come anche qualora si riducesse a zero il differenziale  $\delta x$  si avrebbe sempre un certo valore dell'ampiezza massima  $\Delta x_{max}$ . Questo è un effetto del tempo morto o del tempo di ritardo. Inoltre, la grandezza adimensionale  $f \cdot \tau_{tot}$  è legata direttamente all'ampiezza massima relativa  $\Delta x_{max} / \delta x_{\Omega}$ , e cioè attraverso la relazione espressa nel diagramma per mezzo delle diverse scale delle ordinate, e non è affatto influenzata dai parametri  $\delta x / \delta x_{\Omega}$  e  $t_m / \tau_{tot}$ . Questa relazione può essere accettata con buona approssimazione per tutte le varianti del complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ).

Nel caso, qui considerato, del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  assume, di regola, un valore di pochi °C. Grandi potenze di riscaldamento e di raffreddamento vengono suddivise in vari gradini, e per il calcolo delle pendolazioni si considererà l'effetto regolante di ogni singolo gradino. Per un impiego pratico del diagramma della figura 4.8 è necessario, inoltre, conoscere per quali valori di  $t_m / \tau_{tot}$  esso sia valido. Poiché però — in base agli studi attuali — non si conosce ancora compiutamente il complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, mancano a questo proposito dati esatti. Come valore approssimato, seppure valido per una prima valutazione, si raccomanda di impiegare valori numerici corrispondenti a  $t_m / \tau_{tot} = 0,2$ .

Per fare un esempio pratico: consideriamo una batteria di riscaldamento elettrica (o un gradino di questa) con un effetto regolante di 4 °C combinata con un complesso regolante a due posizioni con differenziale  $\delta x = 1$  °C, essa darà luogo a pendolazioni della temperatura nel canale dell'aria di mandata di circa 1,6 °C di ampiezza massima. Il diagramma di figura 4.8 dovrà venire letto in questo caso per  $t_m / \tau_{tot} = 0,2$  e  $\delta x / \delta x_{\Omega} = 1/4 = 0,25$ . Il valore corrispondente  $\delta x_{max} / \delta x_{\Omega} = 0,4$  verrà moltiplicato per  $\delta x_{\Omega} = 4$  °C, e darà un risultato pari a  $\delta x_{max} = 1,6$  °C.

Si ha inoltre  $f \cdot \tau_{tot} = 0,6$  però, poiché nella fase di progettazione  $\tau_{tot}$  si

conosce solo raramente, la frequenza della pendolazione potrà essere calcolata per un certo campo solo grossolanamente;  $\tau_{\text{tot}}$  dovrebbe valere circa  $1 \div 3$  min, ciò che conduce a  $f = 0,6 \div 0,2$  pendolazioni al minuto. Più espressivo è il valore della durata di un'oscillazione, ossia  $1/f$ : nel caso in questione si avrebbe  $1,7 \div 5$  min.

Abbiamo riportato questo esempio per dimostrare come sia possibile, partendo dai calcoli puramente teorici da cui è stato derivato il diagramma stesso, ricavare valori numerici estremamente interessanti per l'applicazione pratica.

Con queste considerazioni possiamo concludere la discussione, volutamente dettagliata, sul comportamento dei circuiti di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria e possiamo passare alla trattazione dei circuiti di regolazione delle altre grandezze. Premettiamo che per questi si è a conoscenza di un numero notevolmente minore di ricerche, dirette all'elaborazione di risultati per impieghi pratici, e pertanto la trattazione non potrà essere completa come nel caso della temperatura.

## 4.2. Circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria

Benché, in molti casi, il problema della regolazione dell'umidità negli impianti di condizionamento venga aggirato, o per mezzo di un lavatore regolato in base alla temperatura del punto di rugiada, o per mezzo di un circuito di regolazione dell'umidità ambiente, vi sono pur sempre alcuni casi tipici in cui si deve operare con circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria. Cercheremo pertanto di mettere insieme tutte le cognizioni disponibili su questo tipo di complesso regolato allo scopo di facilitare il lavoro al progettista. Come risulta dalla tabella 3.III, nel circuito di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria sono possibili tre tipi di complessi regolanti e cioè: complesso regolante P (il più frequente); complesso regolante a due posizioni (nei casi più semplici); complesso regolante PI (ove sia richiesta una maggiore precisione).

L'azione di questi tre complessi regolanti sui complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio è già stato discusso dettagliatamente nel paragrafo 4.1. Poiché, come verrà dimostrato anche nel paragrafo 4.2.2., i complessi regolati dell'umidità ambiente sono anch'essi complessi regolati di ordine superiore, seppure con costanti di tempo più piccole che nel caso dei complessi regolati della temperatura nel canale dell'aria, potremo ritenere validi i risultati ottenuti per questi ultimi e quindi procedere con un'esposizione più concisa.

### 4.2.1. Circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria definiti in base ai problemi della climatizzazione

I due casi che verranno discussi nel seguito appartengono alle tipiche situazioni che, nel senso delle osservazioni fatte all'inizio, richiedono per la loro soluzione circuiti di regolazione dell'umidità nel canale dell'aria.

4.2.1.1. Trattamento centralizzato dell'aria senza regolazione del punto di rugiada

In un impianto con trattamento centralizzato dell'aria per varie zone successive di post-trattamento, come è rappresentato nella figura 4.9, la temperatura minima ammissibile dell'aria  $\vartheta_{\text{min, min}}$  può venire a trovarsi diversi °C al di sopra della temperatura del punto di rugiada. Infatti, dal punto di vista del bilancio energetico, non è conveniente in questi casi raffreddare tutta la corrente d'aria fino al punto di rugiada e poi riscaldarla di nuovo fino alla temperatura minima dell'aria di ingresso. Da quando sono disponibili sonde di umidità con sufficiente costanza della misura, e senza necessità di grande manutenzione, si fa sempre più uso della regolazione diretta dell'umidità. Come risulta dalla figura 4.9 ciò porta all'impiego contemporaneo di due circuiti di regolazione.

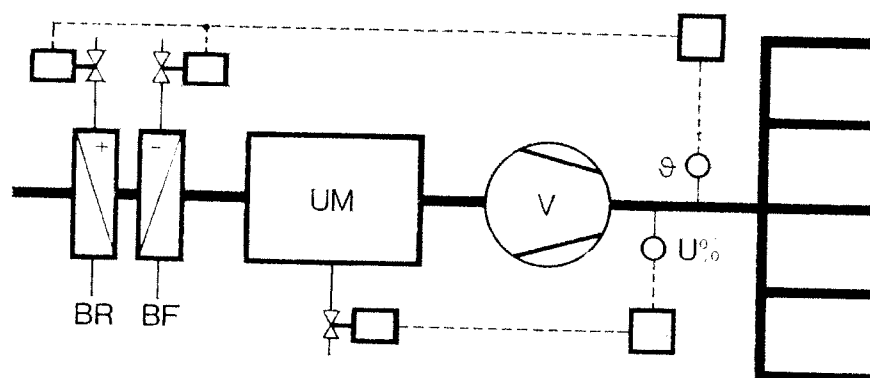


FIGURA 4.9

Trattamento centralizzato con regolazione dell'umidità

- |    |                            |    |  |
|----|----------------------------|----|--|
| BR | batteria di riscaldamento  | UM | dispositivo di umidificazione                              |
| BF | batteria di raffreddamento | —  | umidificazione con portata regolabile dell'acqua spruzzata |
| V  | ventilatore                | —  | umidificatore a vapore con regolazione continua            |

Nel circuito di regolazione della temperatura si mantiene una temperatura costante dell'aria di mandata, comune per tutte le zone di post-trattamento, mentre il circuito di regolazione dell'umidità, agendo su un umidificatore di potenza regolabile, porta il contenuto d'acqua dell'aria sul valore desiderato. Il sistema più semplice è quello di variare la potenza di un umidificatore a vapore, poiché con questo apparecchio si può facilmente regolare la quantità di vapore agendo su una valvola.

Gli umidificatori a vapore con riscaldamento elettrico, in cui la quantità di vapore prodotto dipende dalla potenza elettrica, vengono generalmente regolati con uno o due gradini, ossia in modo discontinuo. Come è stato visto nel paragrafo 2.3.5. il grado di umidificazione dipende dal rapporto  $\rho_{\text{v.a.}}$ . Diminuendo la quantità d'acqua spruzzata si può ridurre il grado di

umidificazione. In pratica, però, si tende ad evitare questa soluzione poiché gli ugelli non si prestano ad essere regolati su un ampio campo, ed aumentando lo strozzamento della portata aumenta anche la dimensione delle goccioline d'acqua. In pubblicazioni tecniche è stato spesso espresso il parere che in tale maniera si renda impossibile una corretta regolazione dell'umidità. Häussler (in [1] cap. 6.3., in particolare fig. 23), non è di questa opinione ed anche per nostra propria esperienza dobbiamo riconoscere che il metodo può essere impiegato in pratica e può venire raccomandato come una delle possibili soluzioni.

Impiegando il circuito come nella figura 4.9 si presentano però altri problemi, di natura del tutto diversa e di tipo mai trattato finora, che, come nel caso degli ugelli che si prestano male ad essere regolati, sono pure causa di risultati scadenti della regolazione. Si tratta di questo: per la prima volta, nel corso delle nostre analisi, si incontra un componente (il dispositivo di umidificazione), che compare in due circuiti di regolazione come elemento struttura del complesso regolato. Poiché si tratta di regolare due grandezze, la temperatura  $\vartheta$  in °C e l'umidità relativa  $U\%$  o l'umidità assoluta  $U$  in g/kg, si parla di una regolazione doppia (caso particolare delle regolazioni multiple) e si indica con il termine « accoppiamento » la possibilità di entrambi i circuiti di regolazione di influenzarsi reciprocamente.

Per le regolazioni multiple esiste tutta una teoria già elaborata, la cui applicazione alla regolazione per il condizionamento non è però affatto sviluppata e, soprattutto per ragioni tecniche, è impossibile da impiegare al 1° livello della tabella 1.II. Tutto il complesso di questioni può essere tanto meglio chiarito quanto meno accoppiamenti si hanno e quanto più deboli sono gli accoppiamenti presenti: se questi sparissero del tutto si avrebbero due circuiti semplici di regolazione, come quelli che vengono esaminati nel presente volume. Si può facilmente dedurre che tanto per la progettazione, quanto per l'esercizio pratico dell'impianto secondo la figura 4.9, sono vantaggiose tutte quelle misure che conducano ad un disaccoppiamento dei due circuiti di regolazione. Per raggiungere questo scopo si può operare per mezzo della scelta del punto di misura e del metodo di umidificazione. È possibile seguire due metodi:

- l'umidificatore può essere regolato anche per mezzo di un dispositivo di regolazione con sonda dell'umidità, però in tal modo si ha un accoppiamento con la temperatura dell'aria poiché, per un contenuto costante d'acqua, l'umidità relativa diminuisce all'aumentare della temperatura. In tali casi si raccomanda di prevedere una misura dell'umidità assoluta, in modo che le variazioni della temperatura non provochino indesiderate variazioni dell'umidificazione;
- nel caso del lavatore, uno strozzamento della quantità d'acqua spruzzata causa — nell'aria uscente — non solo una riduzione dell'umidità, ma anche un aumento della temperatura. Per l'umidificatore a vapore, invece, l'influenza sulla temperatura dell'aria di una variazione di portata di vapore è molto piccola, per cui questo tipo di umidificazione viene preferito grazie ai minori effetti di accoppiamento nel circuito in questione. Ciò, per

lo meno, fintanto che per quello che riguarda l'impianto non vengano poste determinate condizioni alla purezza dell'aria, come è il caso, ad esempio, di impianti industriali di climatizzazione con forte presenza di polvere.

#### 4.2.1.2. Limitatore dell'umidità nel condotto dell'aria nel caso di post-umidificazione con vapore di aria pretrattata

Se nella zona di post-trattamento si richiede una post-umidificazione, questa viene normalmente ottenuta per mezzo di umidificatori a vapore montati nel condotto (o più raramente nell'ambiente), e regolati dall'ambiente. Nella figura 4.10 è rappresentato un tale caso.

In tali impianti sussiste, però, il pericolo che dall'ambiente vengano richieste quantità di vapore al disopra dello stato di saturazione dell'aria, peraltro, in genere, solo per brevi periodi e per lo più quando si varino i valori prescritti. Per tali ragioni si prevede di regola un limitatore dell'umidità massima, che impedisca la formazione di condensa nel condotto dell'aria. Infatti, la condensa che si può formare porta a disturbi di funzionamento ed a indesiderate manutenzioni straordinarie dell'impianto, in quanto è estremamente difficile raccogliarla e scaricarla, per cui essa, attraverso il condotto, può pervenire facilmente fin nell'ambiente.

L'impianto di figura 4.10, benché concepito come circuito di regolazione dell'umidità nel condotto, funziona come circuito di regolazione dell'umidità ambiente non appena si verificano le condizioni per le quali si ha l'inter-

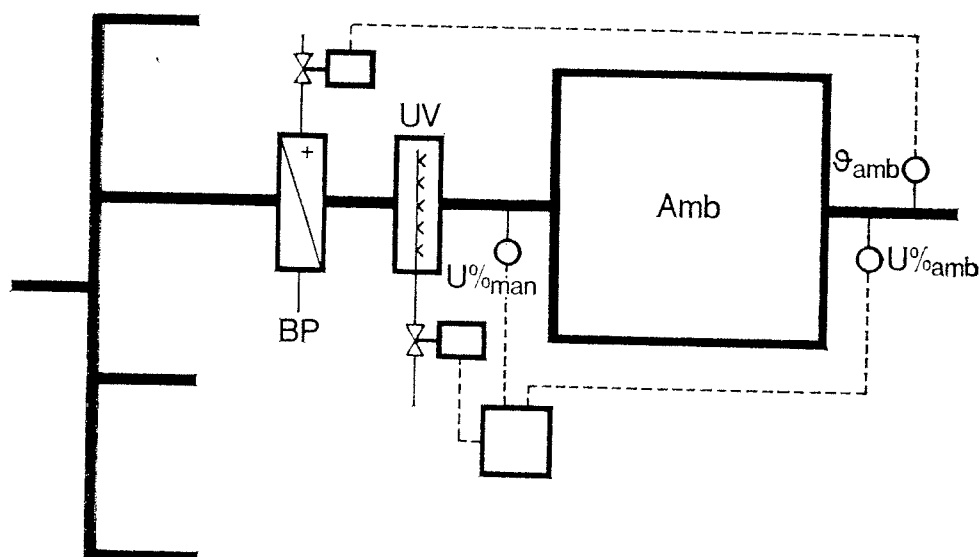


FIGURA 4.10

Zona di post-trattamento con umidificazione aggiuntiva

BP batteria di post-riscaldamento

UV umidificatore a vapore

Amb ambiente

vento del limite. Ciò dovrà essere tenuto presente in fase di progettazione, poiché anche nel controllo di limite si ha interesse che si verifichino le condizioni relative alla stabilità ed alla precisione. La misura nel condotto viene effettuata sul valore di umidità relativa, poiché il controllo di limite non avviene per un unico valore della temperatura dell'aria di mandata, ma per un vasto campo di questa. Se la temperatura delle pareti del condotto si trova al disotto della temperatura dell'aria di mandata, una limitazione dell'umidità, per es. al  $90 \div 95\%$ , non offre ancora la sicurezza assoluta che non si formino condensazioni d'acqua sulle pareti interne del condotto. Anche questo fatto dovrà essere tenuto presente qualora si modifichi (in aumento) il valore prescritto della temperatura ambiente.

#### **4.2.2. I più importanti complessi regolati dell'umidità nel condotto dell'aria**

Dalla precedente trattazione dei possibili circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria risulta che bisogna concentrare la discussione su due complessi regolati dell'umidità, le cui proprietà ci interessano in questo contesto. Il primo è composto da un umidificatore a vapore ed il secondo da un lavatore con portata variabile dell'acqua spruzzata. Per entrambi i casi non sono disponibili risultati di immediato impiego pratico, dovuti a ricerche nostre o di altri, né è prevedibile che questi possano aversi in un prossimo futuro. Pertanto, le conclusioni che si faranno saranno operate da un fattore di incertezza dovuto alla mancanza di una conferma sperimentale, però sono senz'altro sufficienti per una prima approssimazione.

##### **4.2.2.1. Umidificatore a vapore**

La caratteristica più rimarchevole di un complesso regolato dell'umidità nel condotto dell'aria, che lavora con un umidificatore a vapore di sufficiente capacità, è la rapidità con cui può venire variata l'umidità dell'aria. I piccoli ritardi, ancora riscontrabili, sono dovuti al processo di miscelazione vapore-acqua ed al tempo di trasporto fino al punto di misura. Il fenomeno relativo al tempo di trasporto può essere rappresentato per mezzo di un elemento di tempo morto. Poiché attraverso studi e ricerche è stato stabilito che l'attitudine di un impianto ad essere regolato diminuisce all'aumentare del tempo morto, si sarebbe portati a pensare, per ridurre il tempo morto, di effettuare la misura immediatamente a valle dell'umidificatore. È però anche necessario effettuare le rilevazioni in un punto del condotto dove il fenomeno di miscelazione si sia già concluso. In base ai dati oggi disponibili non si può ancora stabilire a quale distanza in metri dall'umidificatore debba essere montata in pratica la sonda. Risultati accettabili si ottengono se il punto di misura si trova dopo il ventilatore. Comunque, in ogni caso, si deve sempre fare conto su un tempo morto di alcuni secondi. Quanto al fenomeno di miscelazione questo viene descritto da una costante di tempo, anch'essa dell'ordine di alcuni secondi.

Poiché siamo di fronte ad un complesso regolato con puro tempo morto e perlomeno ad una costante di tempo, si è senz'altro in presenza di un sistema

di ordine superiore. Però, le grandezze caratteristiche temporali assumono valori talmente piccoli che a loro volta le caratteristiche della pendolazione, del circuito di regolazione con complesso regolante P, dipendono principalmente dai ritardi propri del complesso regolante stesso; ciò che non si presentava nei casi esaminati nel paragrafo 4.1. La velocità dell'organo regolante, e la costante di tempo della sonda, assumono così in questo caso un'importanza che era stata prima trascurata. Una trattazione sommaria del comportamento del circuito di regolazione è pertanto ancor meno possibile che nel caso dei complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria. Ciò significa che l'esigenza di raggiungere almeno il 2° livello secondo la tabella 1.II diviene ancor più importante.

Ci si può chiedere, per esempio, se un'inerzia sufficientemente grande della sonda permetta di scegliere una piccola banda proporzionale, benché un calcolo schematico non lo permetta nel caso di un complesso regolante P ideale. L'aumento del valore di una costante di tempo del complesso regolante, al disopra del valore delle altre costanti di tempo, ha lo stesso effetto dell'aumento del tempo di compensazione  $t_c$ , restando invariato il tempo di ritardo  $t_r$ , ossia, in tal modo viene aumentata l'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$ . Questa è la ragione per cui, in un complesso regolato dell'umidità nel condotto, è necessario cercare di impiegare un complesso regolante P (cosa già empiricamente nota), e soltanto nel caso che si siano poste delle esigenze ristrette alla precisione si può ripiegare su un complesso regolante PI.

I dati sulle costanti di tempo delle sonde, se non sono disponibili dai cataloghi delle case fabbricanti, possono venire ricavati dai dati contenuti nelle opere di Melion [8] e Barschdorf/Bender [9]. Se non si è in grado di scomporre la struttura del circuito di regolazione nei suoi elementi, e di calcolare individualmente l'amplificazione ammissibile, si può sempre far uso, per un primo calcolo approssimato di  $\Delta x_b$  della formula:

$$\Delta x_b = \frac{\delta x_\Omega}{5}$$

in cui  $\delta x_\Omega$  è l'effetto regolante della valvola dell'umidificatore nel punto di misura, espressa in U% per l'umidità relativa od U in g/kg per l'umidità assoluta.

Se nell'umidificatore la produzione di vapore avviene direttamente, attraverso riscaldamento per mezzo di energia elettrica, l'apparecchio reagisce con maggiore inerzia ai comandi di variazione della grandezza regolante, ossia, nel linguaggio del tecnico della regolazione, possiede un tempo di compensazione maggiore che nel caso precedente. Poiché normalmente il riscaldamento elettrico può essere comandato con azione discontinua (inserzione e disinserzione), si trova per lo più impiegato un complesso regolante a due posizioni, per il quale il valore piuttosto grande del tempo di compensazione rappresenta addirittura un vantaggio, riducendo, in tal modo, l'ampiezza e la frequenza delle pendolazioni del complesso regolante a due posizioni.

#### 4.2.2.2. Lavatore con portata regolabile dell'acqua spruzzata

Nel già citato lavoro di Lenz [5.1 par. 10.37.], vengono forniti alcuni dati per il lavatore con portata dell'acqua spruzzata regolabile. La variazione dell'umidità segue rapidamente, e proporzionalmente, la variazione di portata dell'acqua. Malgrado la rapidità della reazione vi è pur sempre una certa quota di tempo morto e si è di nuovo in presenza di un complesso regolato di ordine superiore. Di conseguenza, come già visto nel paragrafo 4.2.2.1. le grandezze caratteristiche del complesso regolante assumono una maggiore importanza. Nella rilevazione sperimentale della risposta al gradino la condizione di equilibrio della regolazione non corrisponde alle condizioni di equilibrio termico. Quest'ultimo viene raggiunto quando tutto il contenuto d'acqua del lavatore si è riscaldato alla nuova temperatura di regime. Secondo il rapporto tra portata dell'acqua spruzzata e contenuto d'acqua si ha un andamento che si svolge con una costante di tempo di  $4 \div 20$  min, e che non influenza più il comportamento alla stabilità del circuito di regolazione dell'umidità, il quale lavora più rapidamente.

Per un giudizio sull'impiego di un complesso regolante P, con un tale complesso regolato, si deve osservare che l'effetto regolante dipende dal contenuto d'acqua dell'aria entrante nel lavatore. Sono però necessarie ricerche più approfondite prima di essere in grado di elaborare metodi completi e semplici per un impiego pratico. In particolare, non si deve perdere di vista il fatto che ogni variazione della portata d'aria <sup>ACQUA</sup> spruzzata provoca, contemporaneamente, anche una reazione del circuito di regolazione della temperatura.

In definitiva, si deve osservare che per la scelta del regolatore, nei circuiti di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria considerati, si è in presenza di una situazione iniziale molto meno chiara che nel caso dei circuiti di regolazione della temperatura. Se non è possibile evitare che già nella fase di progettazione vengano fissati dati numerici sulla precisione statica raggiungibile, non rimane, per una pre-valutazione, altra possibilità che impiegare in modo analogo la formula approssimata  $\Delta x_b = \delta x_\Omega / 5$ .

### 4.3. Circuiti di regolazione della pressione e della portata dell'aria nel condotto

In un certo senso si è in presenza delle stesse condizioni dei circuiti di regolazione dell'umidità: i complessi regolati della pressione nel condotto dell'aria ( $p$ ), e della portata ( $\Delta p$ ), reagiscono molto rapidamente ad una variazione dell'organo regolante, e gli stessi ritardi propri del complesso regolante hanno un'importanza decisiva su tutto il comportamento del circuito di regolazione. Nella tabella 3.III potrebbe pertanto essere previsto, per l'impiego con questi complessi regolati, anche il complesso regolante I accanto ai complessi regolanti P e PI. Nel complesso regolante I la precisione statica è relativamente elevata (per es.  $\pm 0,1 \div 0,2$  mm c.d'a.), ed uno smorzamento delle pendolazioni viene ottenuto tenendo sufficientemente bassa la velocità



dell'organo regolante. Anche nel caso del complesso regolante P usato in questi casi (denominato « regolatore di precisione della pressione ») si lavora spesso con bande proporzionali di  $1 \pm 2$  mm c.d'a., e lo smorzamento della pendolazione viene favorito dall'inerzia del servomotore.

Per una rappresentazione più precisa delle proprietà di tali circuiti di regolazione della pressione, ed in particolare anche per la descrizione dell'effetto dei ritardi entro il complesso regolante, si veda l'articolo di Heck [10].

Con queste note si può chiudere il paragrafo 4.3. ed anche il capitolo 4. In diversi punti sono venute alla luce lacune nelle attuali conoscenze della tecnica della regolazione, però è stato possibile riconoscere come vi sia sufficiente materiale a disposizione e come esso possa venir impiegato vantaggiosamente nei lavori di progettazione. In ogni caso, è risultato chiaramente in quale direzione ci si muova nel campo della regolazione per la climatizzazione, ossia verso un maggiore approfondimento dei problemi teorici.

## 5.

# circuiti di regolazione con l'ambiente considerato come complesso regolato

Nella discussione circa una classificazione più dettagliata dei complessi regolati della climatizzazione (par. 3.3.2.) si è accennato al fatto che la ragione per cui è necessario considerare diversamente i complessi regolati dell'aria nel condotto da quelli ambiente è da ricercarsi nel diverso comportamento della corrente dell'aria. Ciò è tuttavia valido solo per i circuiti che controllano la temperatura e l'umidità ambiente; nel caso di circuiti che controllino la pressione ambiente, altri fenomeni determineranno le proprietà dal punto di vista della regolazione. Infatti, le variazioni di pressione vengono causate da variazione della quantità d'aria presente nell'ambiente, e non dipendono dalla forma della corrente; i circuiti di regolazione della pressione ambiente hanno pertanto un comportamento che, come già nel caso dei complessi regolati della pressione nel condotto dell'aria, si discostano da quello dei circuiti di regolazione della temperatura e dell'umidità. Il paragrafo 5.3. tratterà unicamente di questi problemi.

Gli altri due tipi di circuiti di regolazione (temperatura e umidità) che verranno trattati nei paragrafi 5.1. e 5.2. si comportano invece in maniera molto simile tra loro, a causa di un'affinità fisica tra i complessi regolati. In entrambi i casi, si tratta di complessi di ordine superiore, con condizioni di equilibrio e con valori delle grandezze caratteristiche temporali  $t_r$  e  $t_c$  compresi all'incirca nello stesso campo. Una particolarità, rappresentata dal coefficiente di trasferimento  $K_{tot}$ , verrà trattata in dettaglio. Per quello che riguarda il modo di agire dei diversi complessi regolanti sul complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ) ci si potrà basare ampiamente sulle ricerche fatte nel capitolo 4. Pertanto, nel capitolo presente tratteremo soprattutto delle proprietà dei complessi regolati della temperatura e dell'umidità ambiente, fino ai criteri per la scelta del tipo di regolatore, analogamente a quanto fatto per i complessi regolati della temperatura del canale.

### 5.1. Circuiti di regolazione della temperatura ambiente

Prima di descrivere il comportamento di quei circuiti di regolazione della temperatura ambiente che, secondo la tabella 3.III, corrispondono a casi di interesse pratico, e prima di esaminare i metodi per il loro dimensionamento

è necessario chiarire alcuni aspetti particolari del complesso regolato della temperatura ambiente. Dopo una definizione dei concetti fondamentali verranno esaminati i risultati di misure note ormai da tempo, risultati che hanno portato ad un primo chiarimento dei problemi; verranno quindi considerati i risultati delle nuove ricerche teoriche sullo stesso argomento.

### **5.1.1. Il complesso regolato della temperatura ambiente**

Volendo esaminare le proprietà di un ambiente climatizzato sotto il punto di vista della regolazione è necessario determinare quale grandezza debba essere considerata come grandezza regolante e in quale punto debba essere effettuata la misura della grandezza regolata. Ad un primo esame potrebbe sembrare che a questo proposito non sussistano dubbi o, quanto meno e considerando la figura 5.1, nella quale è rappresentato schematicamente un usuale circuito di regolazione della temperatura ambiente, si ha l'impressione che, impiegando i principi generali (quali sono già stati trattati per esempio a pag. 38 in occasione dell'introduzione dei più importanti concetti della regolazione), il complesso regolato è chiaramente delimitato da una parte dalla valvola della batteria di postriscaldamento, e dall'altra dalla sonda della temperatura dell'aria nel condotto di ripresa; le considerazioni che seguiranno forniranno però una definizione del complesso regolato più completa e delimitata.

#### **5.1.1.1. Definizione dei limiti concettuali**

Per rendere accessibile alla descrizione ed al calcolo il comportamento dell'ambiente, separato dagli altri componenti, non rimane altra possibilità che considerare la temperatura dell'aria di mandata come grandezza regolante (infatti non è detto che la grandezza regolante debba sempre essere la corsa di una valvola). Poiché però, nel circuito di regolazione della temperatura ambiente, hanno importanza anche gli elementi che prendono parte alla « generazione » di una certa temperatura dell'aria di mandata, l'intero complesso regolato è una combinazione, in serie, del complesso regolato della temperatura ambiente in senso stretto (secondo la definizione qui fatta), e di un complesso regolato della temperatura dell'aria nel canale che, nell'esempio precedente, è formato dalla valvola, dalla batteria di postriscaldamento e dal condotto dell'aria fino al plenum. Quest'ultimo, (od al suo posto gli elementi di adduzione dell'aria nell'ambiente), viene attribuito dalla maggior parte degli autori al complesso regolato della temperatura ambiente, ed anche noi ci atterremo a questa convenzione.

Le proprietà della combinazione in serie dei complessi regolati, della temperatura nel condotto dell'aria e della temperatura ambiente, verranno trattate quando ci si occuperà, nel paragrafo 5.1.2., dell'intero circuito di regolazione. Esiste, peraltro, un caso in cui il complesso regolante, insieme al complesso regolato della temperatura ambiente, forma già un circuito di regolazione completo, e cioè quando la temperatura desiderata dell'aria di mandata viene ottenuta miscelando aria calda ed aria fredda; ossia, senza l'intervento

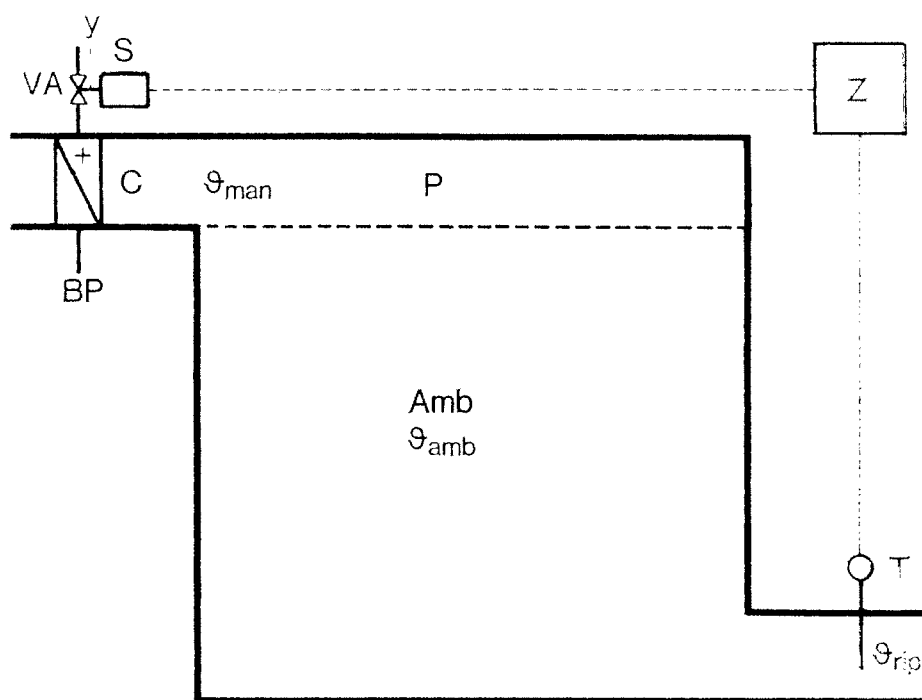


FIGURA 5.1

Circuito di regolazione della temperatura ambiente

$T$	trasmettitore di temperatura	} complesso regolante	
$Z$	regolatore centrale		
$S$	servomotore		
$VA$	valvola	} complesso regolato della temperatura dell'aria del canale	
$BP$	batteria di postriscaldamento		
$C$	condotto dell'aria		
$Amb$	ambiente	} complesso regolato della temperatura ambiente	
$P$	plenum		
$y$	grandezza regolante	$\vartheta_{amb}$	temperatura ambiente
$\vartheta_{man}$	temperatura dell'aria di mandata	$\vartheta_{rip}$	temperatura dell'aria di ripresa

di un elemento funzionante in base allo scambio termico (come le batterie di riscaldamento o di raffreddamento). Un esempio di questo caso è rappresentato dagli impianti di condizionamento a doppio condotto.

Il problema della scelta del punto di misura si pone in quanto, secondo la diversa disposizione delle sonde di temperatura, si possono avere diversi dati caratteristici del complesso regolato della temperatura ambiente, anche se gli altri componenti rimangono invariati. Solo il punto di misura nell'aria di ripresa è definito in maniera vera e propria e dà, già da solo, la possibilità di ottenere risultati validi in generale per quello che riguarda la regolazione.

Scegliendo il punto di misura nell'ambiente, il tecnico della regolazione desidera che l'elemento sensibile venga ad essere interessato da una corrente secondaria, indotta dall'aria immessa nell'ambiente. Si desidera così ottenere la misura della temperatura ambiente media (e quindi non la temperatura dell'aria di mandata), con ritardi sufficientemente piccoli; gli ambienti posso-

no infatti presentare anche zone morte, rispetto alla circolazione d'aria, ed una sonda mal posizionata porterebbe ad un completo disfunzionamento dell'impianto di regolazione. È pertanto necessario che, per una soluzione corretta del problema, venga chiarita quanto più possibile la configurazione della corrente d'aria ambiente, anche se tale dato non è sempre facilmente disponibile.

Quanto verrà esposto nel paragrafo 5.1.1.2. tratterà principalmente dei complessi regolati della temperatura ambiente con punto di misura nell'aria di ripresa. I risultati di queste ricerche possono però essere estesi anche ai complessi regolati della temperatura ambiente con punto di misura nell'ambiente stesso, a condizione che la sonda della temperatura possa essere montata correttamente, tenendo presenti le osservazioni precedenti. Purtroppo, solo al momento della messa in servizio dell'impianto sarà possibile controllare in che misura ciò si verifichi ed è per questo che molte volte i progettisti prevedono diverse possibilità di montaggio delle sonde e fanno eseguire, comunque, i collegamenti elettrici o pneumatici a tutti questi possibili punti di misura riservandosi poi di utilizzare solo quei punti che diano sufficienti garanzie per una corretta rilevazione dei parametri.

#### 5.1.1.2. Risultati delle ricerche sperimentali

Generalmente, per la ricerca sperimentale del comportamento degli ambienti condizionati, si è sempre operato con il metodo della risposta al gradino. I valori misurati delle risposte al gradino di complessi regolati della temperatura ambiente e la loro interpretazione sono stati pubblicati in diversi lavori (v. ad es. [11.1] ÷ [11.4]).

Pubblicazioni successive, come quelle di Hemmi [13] e Profos [14], contengono risposte al gradino ottenute con metodi di calcolo e sperimentali su modelli e rappresentano una continuazione dei lavori che descriveremo nel paragrafo 5.1.1.3. Al momento attuale però i suindicati lavori non possono essere presi in considerazione in questa sede.

Nei primi due, dei lavori citati, si è dovuto limitare la ricerca ai dati di dimensionamento già fissati a disposizione nell'impianto; inoltre, per ragioni proprie della tecnica di ricerca impiegata, non è stato possibile eliminare l'influenza del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria posto a monte. Di conseguenza, i risultati non si prestano molto a chiarire a fondo la struttura dei complessi regolati della temperatura ambiente. Ad esempio, solo in Leuthold [11.3] risulta chiaramente che il comportamento di un ambiente, dal punto di vista della regolazione, presenta notevoli differenze tra i casi di riscaldamento e di raffreddamento. Comunque, in tutte queste ricerche viene messo in evidenza il fatto che si è in presenza di complessi regolati di ordine superiore con stato di equilibrio, nei quali però la forma della risposta al gradino si scosta, talora in modo considerevole, dalla forma normale data nella figura 3.10.

Tali scostamenti hanno diverse tendenze; alcuni casi mostrano chiaramente un comportamento come  $(t_m, \tau_{tot})$ , ossia essi possono essere rappresentati come

una combinazione in serie di un elemento di tempo morto con un elemento di ritardo del primo ordine; altri danno curve con una forma che il tecnico della regolazione deve attribuire alle cosiddette strutture in parallelo.

Su questi punti si ritornerà a fondo più avanti, escludendo però in un primo momento quest'ultima interpretazione si considereranno solo quei casi che conducono ai complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), compresi i complessi regolati ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) come variante.

Con questa limitazione otteniamo la possibilità di basarci sulle considerazioni ricavate dal capitolo 4. relativamente al comportamento del circuito di regolazione. D'altra parte, però, a causa delle condizioni normalmente più complicate del complesso regolato della temperatura ambiente, ci troveremo nella necessità di procedere con molta cautela, già nella prima valutazione grossolana dei risultati delle prove, in modo da ottenere risultati quanto più possibile validi in generale e impiegabili nella pratica. In questo senso si può concludere, in base ai risultati disponibili delle misure, che per la scelta del complesso regolante nella fase di progettazione, si deve prendere le mosse da un complesso regolato della temperatura ambiente con le seguenti caratteristiche:

- il grado di difficoltà della combinazione in serie dei complessi regolati della temperatura dell'aria nel condotto e della temperatura ambiente (grado di difficoltà che, come è stato dimostrato nel cap. 4., è la grandezza più importante tra quelle che hanno influenza sulla determinazione dell'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$ ), è compreso nel campo  $t_r/t_c = 0,1 \div 0,3$ , come nel caso dei puri complessi regolati della temperatura nel condotto;
- se gli impianti sono stati eseguiti correttamente e se la sonda della temperatura è stata montata in una posizione conveniente il tempo di ritardo  $t_r$ , che è la grandezza decisiva a determinare il valore di  $t_f$  da prefissare al complesso regolante PI, è compreso nel campo  $t_r = 0,5 \div 5$  min. Nei casi in cui il punto di misura non venga scelto nel canale dell'aria di ripresa, infatti, questi valori numerici sono validi solo se la sonda di temperatura si trova in una posizione opportuna;
- scegliendo come grandezza regolante la temperatura dell'aria di mandata, come in questo caso, il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolato della temperatura ambiente viene definito in un modo diverso dal solito, e cioè, riferendoci alla figura 5.1, dalla seguente formula:

$$K_{tot} = \frac{\Delta\vartheta_{rip}}{\Delta\vartheta_{man}} \quad (5.1)$$

In altre parole, il fattore di trasferimento è dato dal rapporto tra la variazione di temperatura  $\Delta\vartheta_{rip}$  dell'aria di ripresa e la variazione  $\Delta\vartheta_{man}$  dell'aria di mandata, che ne risulta. Entrambe le variazioni di temperatura devono essere interpretate come le variazioni di due stati di equilibrio, inteso sotto l'ottica particolare del « regolatorista » e cioè nel senso di equilibrio della

regolazione. L'equilibrio termico dell'ambiente è tutt'altra cosa, e viene raggiunto di regola dopo un tempo molto maggiore. Questo problema verrà trattato ancora a fondo nel paragrafo 5.1.1.3.; abbiamo accennato ora a questo fatto allo scopo di rendere più comprensibile un risultato che ad un primo esame può sorprendere e che è dovuto alla misura delle grandezze. Per il fattore di trasferimento si sono trovati valori compresi nel campo

$$K_{\text{tot}} = 0,2 \div 0,5$$

con occasionali spostamenti verso il basso fino a 0,1, e verso l'alto fino a 0,65. Ciò è valido per misure eseguite in impianti già esistenti.

Nell'ambiente di prova di Leuthold [11.3] e [11.4] il fattore di trasferimento assume valori decisamente più alti per una ragione alla quale al momento è possibile solo accennare: l'ambiente di prova ha un isolamento interno di stiropor con un piccolo coefficiente di accumulazione del calore. Al variare della temperatura dell'aria di mandata valori elevati di  $K_{\text{tot}}$  si presentano solo se una piccola quota della quantità di calore, addotta nell'ambiente con la corrente d'aria, viene scambiata con i corpi accumulanti calore in contatto con l'aria ambiente. Viceversa, all'aumentare dell'effetto di tali accumulatori di calore, il valore di  $K_{\text{tot}}$  diminuisce. Come accumulatori di calore si comportano in questo senso le pareti (solo i muri, non le finestre), il pavimento, il soffitto, il mobilio e le macchine presenti nell'ambiente condizionato. Si noti che non si tratta di perdite o di guadagni di calore e neanche di scambi termici con l'esterno: questo effetto ovviamente sussiste ma ad esso è dovuta solo una parte della riduzione del fattore di trasferimento al disotto di  $K_{\text{tot}} = 1$ ; secondo la struttura delle pareti esterne questa quota può avere una importanza notevolmente minore che l'effetto degli accumulatori di calore.

Le misure forniscono un'informazione insufficiente sulla relazione tra i dati caratteristici — dal punto di vista della regolazione — del complesso regolato della temperatura ambiente con i dati costruttivi ed aerodinamici dell'ambiente stesso: i valori numerici forniti dovrebbero però essere sufficienti per operare una prima valutazione. È consigliabile però, prima di passare all'applicazione pratica di questi risultati in un circuito di regolazione, cercare di ricavare, dai lavori teorici pubblicati negli anni passati su questo tema, quelle nozioni che possano rendere più comprensibile il comportamento del complesso regolato della temperatura ambiente, e che possano essere — per quanto possibile — utili anche per il lavoro di progettazione. Questo è quanto verrà trattato nel paragrafo seguente.

### 5.1.1.3. Risultati delle ricerche teoriche

Tra i lavori teorici, peraltro non tanto numerosi, intorno ai problemi qui discussi è necessario operare una scelta allo scopo di considerare solo quelli che offrano la possibilità di applicazioni pratiche. Ciò significa che si devono escludere quelle pubblicazioni in cui l'autore si è basato su modelli troppo semplificati per poter dimostrare l'applicabilità di metodi della teoria della regolazione: in questi casi, la semplificazione del modello viene discussa troppo poco criti-

camente in relazione alla corrispondenza con la realtà, ed in tal modo il modello rimane necessariamente limitato per ciò che riguarda l'estensione ad altri casi e la possibilità di approfondire le considerazioni sui fenomeni fisici.

Applicando questo criterio, piuttosto severo, ci si riduce a considerare solo i lavori nati tra gli anni 1965-1972 intorno alla Cattedra di Tecnica della Regolazione del Politecnico di Zurigo sotto la guida del prof. Profos. Le considerazioni che seguiranno si basano sulla tesi di laurea di Hemmi, pubblicata in [12.1] ÷ [12.3], in cui vengono chiariti alcuni punti che la ricerca sperimentale non era stata finora affatto in grado di spiegare. In particolare, si ottengono informazioni sul problema della struttura del complesso regolato della temperatura ambiente, e della dipendenza del suo fattore di trasferimento  $K_{tot}$  dai dati di dimensionamento. A causa della loro importanza pratica è bene esaminare più accuratamente i due problemi.

L'avvio di questi lavori è stata una proposta di Profos di considerare i processi in un complesso regolato della temperatura ambiente come la somma di due processi parziali distinti di cui uno aerodinamico ed uno termico. Era già noto che la configurazione aerodinamica dell'ambiente influenza le caratteristiche della regolazione dell'ambiente stesso, ma solo ora si conosce effettivamente come ciò avvenga.

Con la denominazione di « processo aerodinamico » si intendono i fenomeni di miscelazione dell'aria nell'ambiente, ossia l'andamento della miscelazione tra aria di mandata ed aria ambiente, però descritto con il linguaggio della tecnica della regolazione e non con quello dell'aerodinamica. Se si immagina di variare istantaneamente all'ingresso dell'aria di mandata una qualsiasi grandezza di stato, per esempio la temperatura, l'umidità, la concentrazione dei gas ecc., l'andamento in funzione del tempo della stessa grandezza, rilevato nel punto di misura del relativo complesso regolato della temperatura ambiente, fornisce la cosiddetta risposta al gradino della miscelazione o « risposta aerodinamica ».

Per i complessi regolati della temperatura ambiente ciò si verifica solo nel caso in cui nell'ambiente, idealmente isolato, venga impedito ogni scambio termico con i corpi accumulanti calore o con l'esterno. Nel caso invece di variazione della concentrazione di gas o di vapor d'acqua si viene sempre a considerare in pratica solo il puro comportamento aerodinamico dell'ambiente.

L'esame del comportamento aerodinamico di ambienti già esistenti assume un'importanza fondamentale nel quadro di questi lavori. Purtroppo essa può essere condotta, almeno per ora, solo sperimentalmente e la previsione del comportamento aerodinamico, come pure quella della configurazione della corrente d'aria, è ancora una cosa molto problematica.

Comunque, prima ancora che sia disponibile una quantità sufficiente di risultati sperimentali utilizzabili, ci si può già fare alcune idee sulle possibili strutture alla base di tali risposte aerodinamiche. Esistono, infatti, due casi limite del comportamento aerodinamico che sono pressoché irrealizzabili in pratica ma che, suddividendo l'ambiente in zone (in termini aerodinamici), si prestano bene come elementi di struttura: questi due casi sono illustrati nella figura 5.2



per una generica grandezza caratteristica dell'aria. In a) è rappresentato uno di questi due casi, e cioè quello della pura « immissione a stantuffo », nella quale l'aria entrante spinge l'aria ambiente nel canale di ripresa senza che vi sia miscelazione. Descrivendo questo processo con la risposta al gradino si perviene al

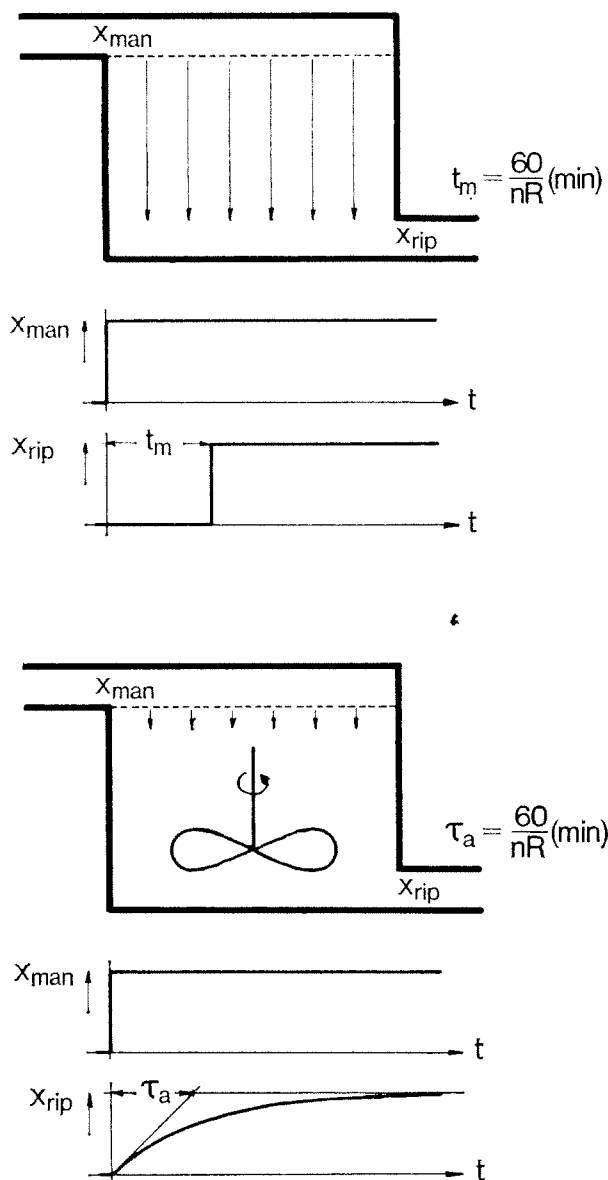


FIGURA 5.2

Casi limite del comportamento aerodinamico

a) Pura immissione a stantuffo (corrente laminare)  
 $t_m$  tempo morto

b) Miscelazione completa

$\tau_a$  costante di tempo aerodinamica

$x_{man} - x_{rip}$  valori all'ingresso ed all'uscita di una qualsiasi grandezza di stato dell'aria

$nR$  numero ricambi ora dell'aria

secondo elemento di ritardo (fig. 3.12), dove il tempo morto  $t_m$  può essere calcolato facilmente per mezzo del numero di ricambi  $nR$  dell'aria:

$$t_m = \frac{60}{nR} \text{ (min)} \quad (5.2)$$

L'altro caso limite, quello della miscelazione completa, rappresentato in b) dà la risposta al gradino del già noto elemento di ritardo del primo ordine (fig. 3.11). La costante di tempo, che figura come grandezza caratteristica, può essere indicata come costante di tempo aerodinamica  $\tau_a$  ed è anch'essa in rapporto con il numero di ricambi  $nR$  dell'aria:

$$\tau_a = \frac{60}{nR} \text{ (min)} \quad (5.3)$$

Nella sua prima pubblicazione [12.1] Hemmi ha già mostrato come si possono presentare sia combinazioni in serie sia combinazioni in parallelo di questi due elementi base (con più elementi di ritardo). Le combinazioni in serie appartengono ai tipi già noti (v. ad esempio le considerazioni del par. 4.1.1.4.), mentre le combinazioni in parallelo devono essere considerate con ancor più attenzione, esaminando l'intero circuito di regolazione in tutto il suo significato dal punto di vista della tecnica della regolazione. In questa sede si vuole infine ricordare che, fisicamente, le combinazioni in parallelo comprendono, nel comportamento aerodinamico dell'ambiente, anche il caso, spesso citato, delle correnti di corto circuito. Si parla di correnti di corto circuito quando una parte dell'aria di mandata passa alla ripresa senza miscelarsi con l'aria ambiente, ciò che dal punto di vista del condizionamento è assolutamente indesiderabile.

Il processo termico trasforma la risposta aerodinamica del complesso regolato della temperatura ambiente nella risposta finale al gradino: questa trasformazione è stata resa accessibile al calcolo da Hemmi, partendo da processi termici già noti. Per i nostri scopi, ovviamente, non interessano i metodi di calcolo, relativamente complicati, ma piuttosto i risultati. Ciò che è stato chiamato « trasformazione della risposta al gradino » si presenta sotto i due aspetti di variazione della risposta in funzione del tempo e di riduzione del valore finale. Nei casi in cui il complesso regolato della temperatura ambiente possa essere espresso con il grado di difficoltà  $t_r/t_c$ , il secondo effetto determina direttamente la grandezza del fattore di trasferimento  $K_{tot}$ .

Sul problema della variazione di  $t_r/t_c$ , ed in definitiva dell'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{amm}$  per effetto del processo parziale termico, esistono attualmente pochi dati di importanza pratica. Fintanto che la risposta aerodinamica non è prevedibile, ossia fintanto che essa, nella fase di progettazione, non può venire determinata con ragionevole precisione per un ambiente definito dalle sue dimensioni geometriche e dal tipo e posizione delle bocchette di mandata e di ripresa dell'aria, non è di grande aiuto il poter calcolare con precisione le variazioni provocate dal processo termico. Di conseguenza, a questo punto, non si ha altra via d'uscita che ricorrere ancora ai risultati delle ri-

cerche sperimentali trattati in 5.1.1.2., in base ai quali il grado di difficoltà  $t_r/t_c$  e l'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$  possono venire determinati solo di caso in caso. Per una prevalutazione, in sede di progetto, l'unica soluzione è di assumere, con una certa approssimazione,  $A_{amm} = 5$ , ossia con la stessa approssimazione che era stata usata nel caso dei circuiti di regolazione della temperatura dell'aria nel condotto.

Le ricerche sull'effetto che il processo termico ha sul fattore di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolato della temperatura ambiente forniscono invece alcuni dati di grande importanza pratica.

Sviluppando ulteriormente in questo senso i lavori citati siamo pervenuti alle conclusioni seguenti: il modo più semplice per ottenere i desiderati risultati fondamentali è quello di considerare strutture semplici di miscelazione. Con tale denominazione devono essere intese soprattutto quelle dei due casi limite sopra accennati della « pura immissione a stantuffo » e della « miscelazione completa ». E per i nostri scopi è un vantaggio che Hemmi [12] abbia calcolato dettagliatamente proprio questi due casi e che abbia pubblicato sufficiente materiale per le ulteriori elaborazioni.

Nella figura 5.3 la linea continua rappresenta la risposta aerodinamica relativa alla miscelazione completa in funzione della grandezza adimensionale  $T = t/\tau_{sup}$ . Le linee tratteggiate rappresentano risposte del complesso regolato della temperatura ambiente, le quali curve hanno quindi subito la trasformazione dovuta al processo termico. Poiché si può ritenere che la condizione di regime della regolazione venga raggiunta all'incirca per  $T = 4$  (v. a questo proposito la tab. 3.1 per l'elemento di ritardo del primo ordine), i valori di  $\vartheta_{rip}$ , letti in quel punto della curva, danno il valore del fattore di trasferimento  $K_{tot}$ . Già a questo punto si può fare una constatazione molto importante che non si era potuto fare prima: la condizione di regime del complesso regolato della temperatura ambiente è data, nel tempo, dalla condizione di regime della risposta aerodinamica.

Nella risposta finale il grado di trasformazione dipende evidentemente da due parametri, come si può vedere dalla figura 5.3, e cioè da  $\kappa$  e da  $\tau_a/\tau_{sup}$ . Prima di chiarire il significato fisico dei due parametri occorre farne una graduatoria, ossia stabilire quale dei due abbia maggiore influenza. A questo scopo si sono disegnate, nella figura 5.3, tre risposte al gradino del complesso regolato della temperatura ambiente, appositamente scelte: la loro posizione reciproca fornisce già una valida risposta. Infatti, confrontando la curva superiore con quella intermedia, si nota subito che la loro differenza per  $\kappa = 1$  dipende dalla variazione del secondo parametro da  $\tau_a/\tau_{sup} = 1$  a  $\tau_a/\tau_{sup} = 0,01$ . Facendo invece  $\tau_a/\tau_{sup} = 1$  e aumentando  $\kappa$  si ottiene dalla curva superiore quella inferiore. Una variazione molto maggiore di  $\tau_a/\tau_{sup}$  ha pertanto un effetto minore rispetto alla variazione di  $\kappa$  rappresenta nella figura 3.5. Il parametro  $\kappa$  risulta così essere chiaramente il più importante dei due.

Il rapporto  $\tau_a/\tau_{sup}$  rappresenta l'interdipendenza tra la costante di tempo aerodinamica  $\tau_a$  e la cosiddetta « costante di tempo superficiale »  $\tau_{sup}$ , una grandezza caratteristica che per il momento non è necessario definire più precisa-

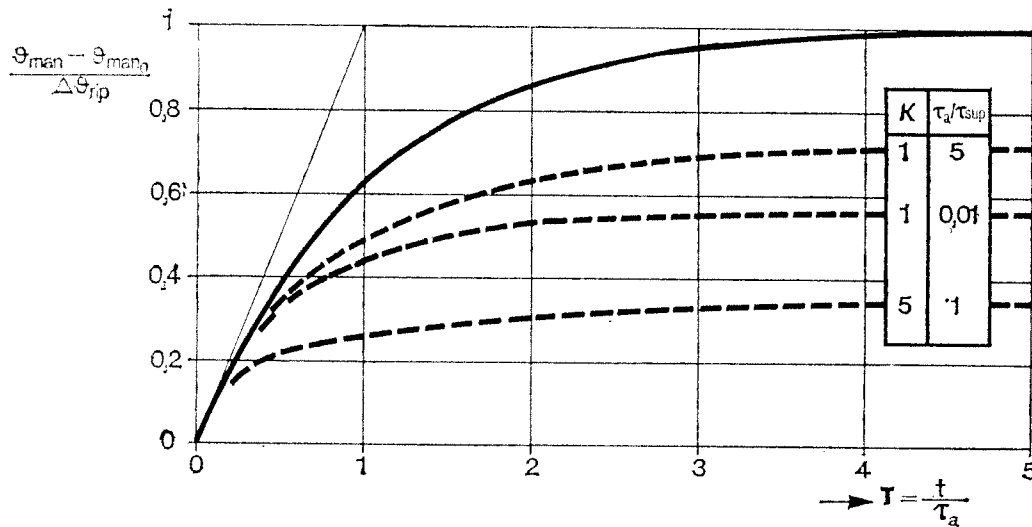


FIGURA 5.3

Risposta aerodinamica e risposta termica di un ambiente a miscelazione completa

$\tau_a$  costante di tempo della miscelazione

$\tau_{sup}$  costante di tempo superficiale

$t$  tempo

$T$  tempo adimensionale

$\kappa$  parametro dell'influenza dell'accoppiamento con gli accumulatori di calore

$\vartheta_{man}$  temperatura dell'aria di mandata

$\vartheta_{rip}$  temperatura dell'aria di ripresa

mente: infatti essa viene usata nella teoria dello scambio termico tra gli accumulatori di calore e la massa d'aria circostante, e per i nostri scopi non ha ulteriore interesse, poiché il rapporto  $\tau_a/\tau_{sup}$ , anche in condizioni estreme, rimane compreso nei limiti  $0,01 \div 0,1$ . Ciò significa che il parametro di minor effetto varia ancor meno di quanto non risulti nell'esempio e che si può, di conseguenza, considerare il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  come dipendente solo da  $\kappa$ . Pertanto, per i calcoli sarà bene considerare il valore più sfavorevole del parametro  $\tau_a/\tau_{sup}$ , ossia  $0,1$ , e ciò sempre allo scopo di fornire dati di uso pratico per la fase di progettazione.

Con tali considerazioni risulta possibile rappresentare con un'unica curva l'andamento del fattore di trasferimento al variare di  $\kappa$ , come è rappresentato nella figura 5.4. È possibile, da essa, ricavare un'ulteriore informazione, per comprendere la quale occorre approfondire l'importanza del parametro  $\kappa$ . Hemmimi dà, al riguardo, la seguente formula per la definizione di  $\kappa$ :

$$\kappa = \frac{\alpha \cdot \sigma}{\dot{M} \cdot c_p} \quad (5.4)$$

dove

$\alpha$  fattore di trasmissione superficiale degli accumulatori  $\frac{\text{kcal}}{^\circ\text{C m}^2 \text{ h}}$

$\sigma$  superficie degli accumulatori  $\text{m}^2$

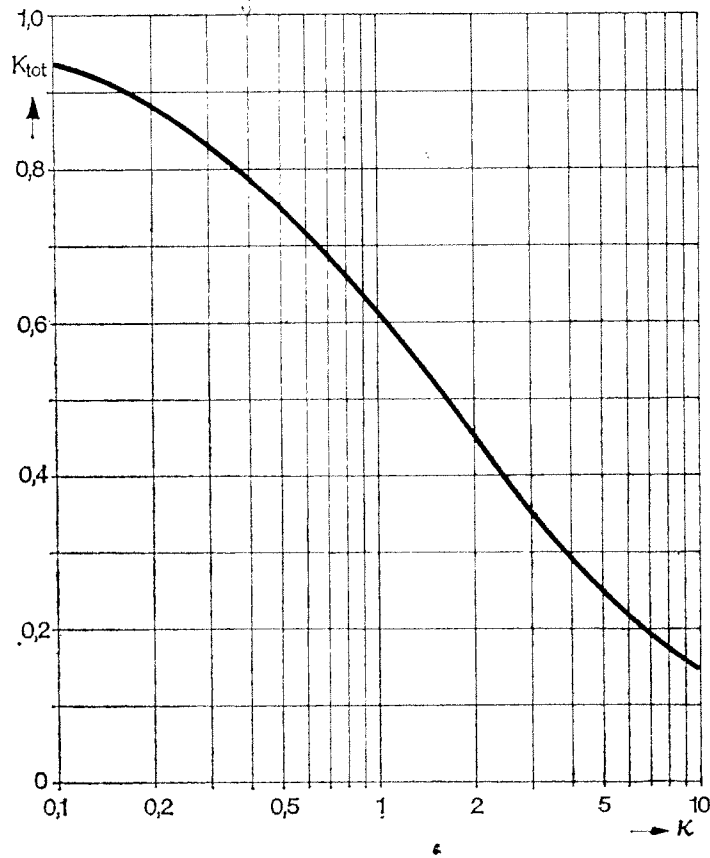


FIGURA 5.4

Variatione del fattore di trasferimento  $K_{tot}$  in funzione di  $\kappa$  nel caso di un ambiente a miscelazione completa  $\tau_a/\tau_{sup}$

$\dot{M}$  portata oraria dell'aria di mandata  $\left(\frac{\text{kg}}{\text{h}}\right)$   
 $c_p$  calore specifico dell'aria  $\left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg } ^\circ\text{C}}\right)$

L'analisi completa di questa formula rende meglio evidente il suo contenuto fisico:  $\kappa$  rappresenta il rapporto tra due flussi termici; il numeratore esprime la quantità di calore scambiato in 1 ora con 1 °C di differenza di temperatura tra l'aria e la superficie degli accumulatori, il denominatore esprime la quantità di calore per ora e per grado di temperatura dell'aria immessa nell'ambiente con l'aria di mandata. Se l'effetto degli accumulatori è più pronunciato aumenta il valore della quantità di calore al numeratore, e di conseguenza  $\kappa$ , mentre con un alto numero di ricambi dell'aria prevale il valore della quantità di calore al denominato, e  $\kappa$  diviene minore di 1.

Nonostante la sua semplicità ed evidenza il parametro  $\kappa$  non può tuttavia venire applicato nella regolazione per la climatizzazione in questa forma perché poco pratica, meglio quindi esprimere le conclusioni sopra riportate per mezzo di grandezze abitualmente usate dal tecnico della climatizzazione,

osisa per mezzo del numero di ricambi dell'aria  $nR$  e del volume dell'ambiente  $V$ :

$$nR = \frac{\dot{V}}{V} = \frac{\dot{M}}{\rho \cdot V}$$

Assumendo come valori numerici  $c_p = 0,24$  kcal/kg °C, mediamente  $\rho = 1,167$  kg/m<sup>3</sup> e per  $\alpha$  il valore normale di 7 kcal/°C m<sup>2</sup> h, si può esprimere il parametro  $\kappa$  per mezzo delle seguenti grandezze più correnti:

$$\kappa = 25 \frac{\sigma/V}{nR} \quad (5.5)$$

$\sigma$  superficie degli accumulatori di calore (m<sup>2</sup>)

$V$  volume dell'ambiente (m<sup>3</sup>)

$nR$  ricambi di aria per ora

In tal modo è possibile trasformare il diagramma di figura 5.4 in una famiglia di curve che, con  $\sigma/V$  come parametro, rappresentano la variazione del fattore di trasferimento  $K_{tot}$  in funzione del numero di ricambi d'aria. Il risultato è mostrato nella figura 5.5.

Esaminando l'altro caso limite, della pura immissione a stantuffo, si ottengono valori di  $K_{tot}$  alquanto inferiori. Per forme aërodinamiche complicate non sono al momento disponibili risultati concreti, esistono tuttavia buone ragioni per ritenere che, anche in questo caso, si presentino valori di  $K_{tot}$  più bassi di quelli indicati nella figura 5.5. Un'importante eccezione è rappresentata dagli ambienti con correnti di corto circuito in quanto, in questi casi, una parte dell'aria di mandata arriva al punto di misura senza miscelarsi e senza venire a contatto con gli accumulatori di calore, e quindi i valori di  $K_{tot}$  sono necessariamente più alti.

Negli ambienti esistenti nella pratica il parametro  $\sigma/V$  dovrebbe trovarsi entro il campo di valori 1 ... 2 m<sup>-1</sup>; in questo campo la figura 5.5 può venire impiegata come diagramma di lavoro per la valutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$  nella fase di progettazione, a condizione che si sia stabilito con sicurezza che l'andamento della corrente d'aria nell'ambiente è corretto. In questa maniera si giunge al risultato che nel caso, ad esempio, di un complesso regolato della temperatura ambiente con 10 ricambi d'aria,  $nR = 10$ , il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  assume valori compresi nel campo 0,25 ÷ 0,4 od eventualmente ancora minori. Il significato pratico di tali valori verrà chiarito nel paragrafo seguente.

### 5.1.2. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante P

Il metodo seguito nel presente volume è sempre stato quello di chiarire il comportamento, dal punto di vista della tecnica della regolazione, di ogni complesso regolato preso in considerazione e di elaborare norme per la progettazio-

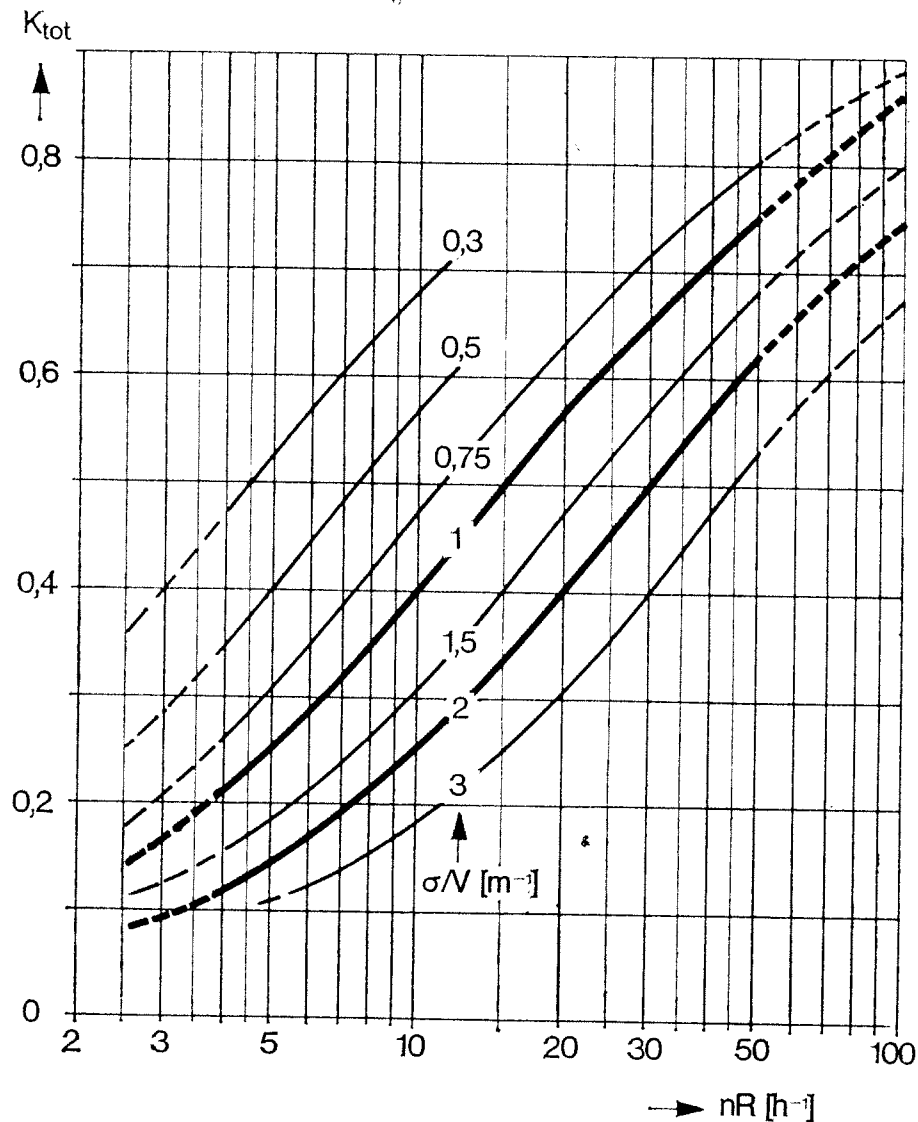


FIGURA 5.5

Diagramma di lavoro per la determinazione del valore del fattore di trasferimento  $K_{tot}$  di un complesso regolato della temperatura ambiente in funzione del numero dei ricambi d'aria  $nR$

$\sigma$  superficie totale degli accumulatori di calore in  $m^2$

$V$  volume ambiente in  $m^3$

$\sigma/V = 1 \div 2$  ( $m^{-1}$ ) campo dei valori più probabili

ne: poiché abbiamo già stabilito come il complesso regolato della temperatura ambiente sia, in molti casi, un complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ), non è più necessario trattarne ancora in dettaglio il comportamento.

Tutto quanto detto nel paragrafo 4.1.1., esaminando la combinazione complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria + complesso regolante P, mantiene la sua validità. Per ciò che riguarda le formule per la scelta dei parametri di regolazione, quali sono necessarie per la prevalutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$ , è possibile sempre partire dalla formula (4.8) che

resta inoltre valida anche nel caso in cui si tratti di strutture in parallelo dei complessi regolati della temperatura ambiente, finora escluse.

Ciò che invece varia, e che deve essere ancora esaminata, è l'influenza di tali forme di strutture sull'amplificazione ammissibile del circuito.

Allo scopo di evitare errori nelle applicazioni pratiche si è dimostrato utile sostituire con altre grandezze l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$ : essa infatti era stata definita, finora, per il caso del punto di misura posto nel canale di mandata mentre ora, per il complesso regolato della temperatura ambiente, deve essere trasformata poiché il punto di misura è posto nel condotto dell'aria di ripresa. Usando gli stessi simboli e definizioni del paragrafo 5.1.1. si ottiene:

$$\delta x_{\Omega} = \Delta \vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}} \quad (5.6)$$

Da questa formula, e dalla (4.8), si ottiene la seguente relazione per la scelta dei parametri di regolazione per i complessi regolati della temperatura ambiente:

$$\Delta x_b = \frac{\Delta \vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}}}{A_{\text{amm}}} \quad (5.7)$$

Per poter usare queste formule nella pratica di ogni giorno si pone però il problema di quantificare i singoli valori e, come per il circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria, anche ora si pone la questione di come pervenire, nella fase di progettazione, a quantificare i valori nel singolo caso.

#### 5.1.2.1. Ricerca dei valori numerici per l'amplificazione ammissibile del circuito $A_{\text{amm}}$

Anche in questo caso la difficoltà maggiore è rappresentata dalla previsione dei valori dell'amplificazione ammissibile del circuito  $A_{\text{amm}}$ . Nel caso del circuito di regolazione della temperatura dell'aria nel condotto, con complesso regolante P, si sono aggirate alcune difficoltà tipiche in modo relativamente elegante ed abbiamo potuto ritenere abbastanza credibile un valore di  $A_{\text{amm}}$  pari a 5, ai fini dell'impiego nella formula (4.8), per la scelta dei parametri di regolazione con grado di difficoltà  $t_r/t_c = 0,1 \div 0,3$ .

Nel caso del circuito di regolazione della temperatura ambiente si è invece in presenza di una situazione più complicata e si presentano altre difficoltà tra le quali due meritano di essere esaminate più in dettaglio, si pongono cioè due problemi:

- il significato che assume, per il comportamento del circuito di regolazione, la combinazione in serie di due complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{\text{tot}}$ );
- quale influenza abbiano, in generale, le strutture in parallelo sull'amplificazione critica o ammissibile in circuiti con complesso regolante P.

Per dare una risposta ai due problemi è necessario fare ricorso, ancora una volta, alla teoria della regolazione.



Fintanto che si lavora con i dati del complesso regolato globale di un circuito di regolazione della temperatura, dati ricavati sperimentalmente, si è in presenza, come si è già detto, di un complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ) con un grado di difficoltà compreso entro il campo  $t_r/t_c = 0,1 \div 0,3$ . In base alle considerazioni fatte per il circuito di regolazione della temperatura dell'aria nel condotto si deve porre in questo caso  $A_{amm} = 5$ . Volendo invece valutare le ricerche, fatte separatamente, sia per il complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, sia per il complesso regolato della temperatura ambiente vero e proprio, ci troviamo di fronte alla prima delle domande che ci siamo poste cioè sul significato della combinazione in serie dei due complessi regolati. Poiché ci siamo imposti di trattare i vari problemi ad un livello omnicomprensivo, non possiamo superare il grado 1 di conoscenze secondo la tabella 1.1 quindi, mentre a livelli superiori il problema non sarebbe tale, al grado 1 possiamo dedurre, dalla teoria, qualcosa di valido in generale solo per quei casi in cui entrambi i complessi regolati appartengono alla famiglia dei complessi regolati ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ). Considerando infatti i risultati di un esame nel caso particolare del complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) della figura 5.6 si possono dedurre le seguenti regole:

- se ad un complesso regolato ( $t_{m_2}$ ,  $\tau_{tot_2}$ ,  $K_{tot_2}$ ) con un dato grado di difficoltà viene collegato a monte un ulteriore elemento di ritardo ( $t_{m_1}$ ,  $\tau_{tot_1}$ ) si ha in generale una riduzione dell'amplificazione critica  $A_{cr}$ ;
- questa influenza diviene tanto più pronunciata quanto minore è il grado di difficoltà del complesso regolato originale, però già per  $t_{m_2}/\tau_{tot_2} = 0,2$  non ha praticamente più alcuna importanza fintanto che la seconda costante di tempo  $\tau_{tot_1}$  rimane al disotto di  $0,1 \cdot \tau_{tot_2}$  (frequente nel caso condotto/ambiente);
- in particolari condizioni il segno della suddetta influenza può addirittura invertirsi; per un piccolo valore di tempo morto  $t_m$ , grandi valori della seconda costante di tempo aumentano l'amplificazione critica  $A_{cr}$ .

Da ciò possiamo trarre la conclusione pratica che è possibile assumere con buona approssimazione  $A_{amm} = 5$  nel caso di collegamento in serie di elementi di ritardo ( $t_r$ ,  $t_c$ ), allo scopo di prevalutare il valore della banda proporzionale  $\Delta X_b$ , fintanto che  $t_r/t_c$  viene a trovarsi entro il campo usuale.

Ciò conduce immediatamente al secondo problema: cosa succede se non si è in presenza di una pura struttura in serie e, cosa forse ancor più importante, come si può in generale riconoscere, nella fase di progettazione, che si ha a che fare con una struttura in parallelo? A questo punto si deve ricorrere ai risultati disponibili in diverse delle pubblicazioni già citate, in particolare ad esempio in [11.3] e [13.14]. In tali lavori è stato chiaramente dimostrato come le risposte al gradino, che si riferiscono a strutture in parallelo, si presentino prevalentemente nel caso del riscaldamento, mentre il caso di raffreddamento viene rappresentato per lo più da una pura struttura in serie e spesso addirittura dal semplice modello ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ).

Ovviamente si parla di riscaldamento quando la temperatura dell'aria di

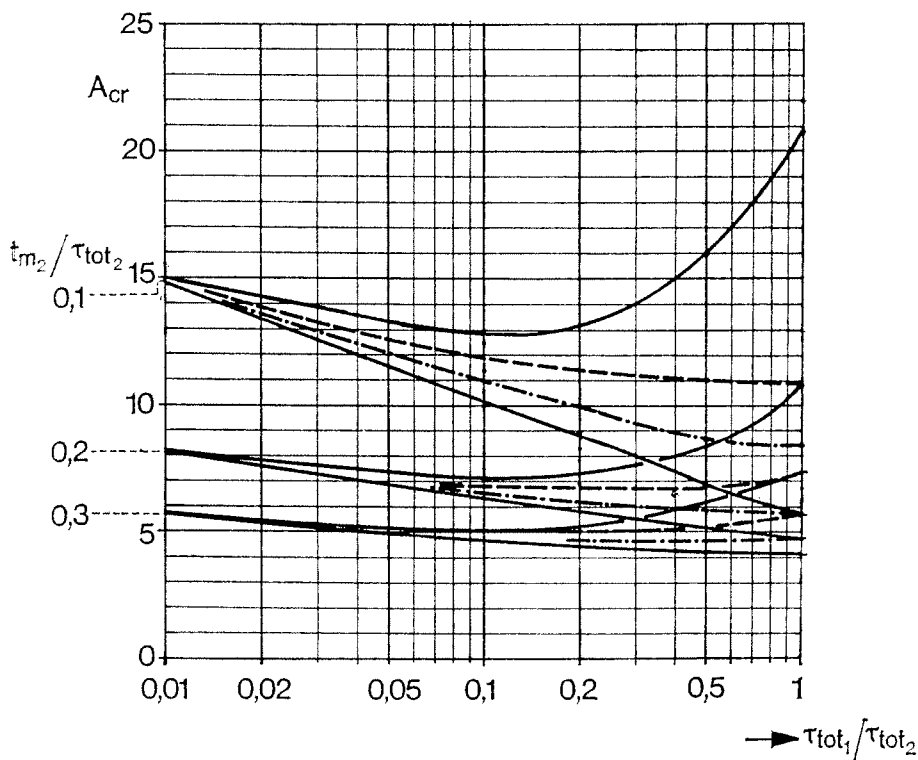
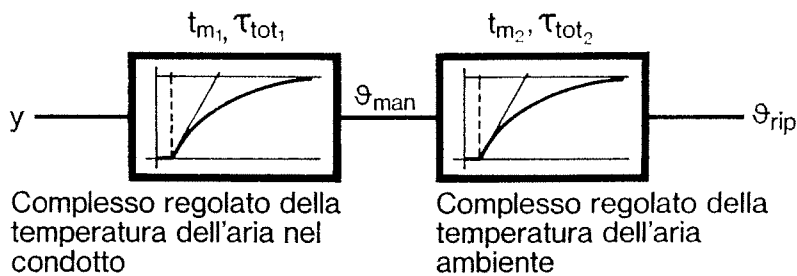


FIGURA 5.6

Influenza di un ulteriore elemento ( $t_{m1}$ ,  $\tau_{tot1}$ ) sull'amplificazione critica del circuito. Si considera un complesso regolato ( $t_{m2}$ ,  $\tau_{tot2}$ ,  $K_{tot}$ ) + un complesso regolante P

Le curve rappresentano i valori di  $t_{m1}/\tau_{tot1}$  pari a:

- 0
- - - 0,1
- · · 0,2
- 0,3

mandata si trova al disopra della temperatura ambiente, e di raffreddamento quando si trova al disotto. Si osservi, a tale proposito, che le diverse strutture possono essere rilevate non solo nel caso della risposta termica, ma anche già nel caso della risposta aerodinamica. Ciò significa che le cause di questi comportamenti di un ambiente, diversi dal punto di vista della regolazione, devono essere ricercati in primo luogo nell'andamento dei fenomeni aerodinamici.

La constatazione che i complessi regolati della temperatura ambiente pre-

sentano proprietà della regolazione fortemente dipendenti dal tipo di funzionamento è naturalmente tutt'altro che gradita. Essa costringe a riferire le previsioni al caso più sfavorevole in modo che con parametri fissi di regolazione possano essere soddisfatte tutte le condizioni di esercizio. In [13] Hemmi tratta il caso del raffreddamento in modo molto particolareggiato e dimostra come esso permette, in generale, un'amplificazione maggiore che il caso del riscaldamento. Questa constatazione risulta anche da [14]. In ultima analisi prenderemo in considerazione quindi solo i casi che si riferiscono al riscaldamento, essendo pochissimi i casi dei circuiti di regolazione della temperatura ambiente previsti esclusivamente per il raffreddamento. La maggior parte funziona alternativamente per tutte e due le condizioni, e deve essere pertanto

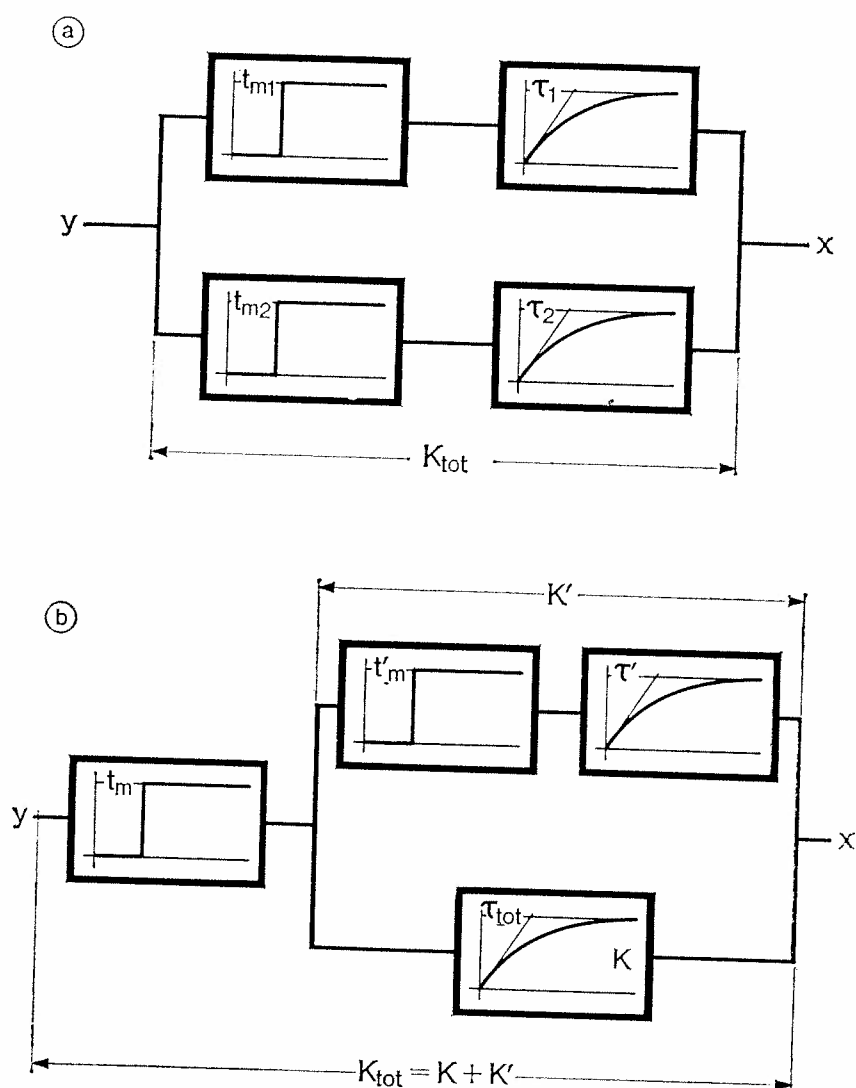


FIGURA 5.7

Esempio di una struttura in parallelo di un complesso regolato

- a) Parallelo con due elementi di ritardo ( $t_m$ ,  $\tau$ )  
 b) Trasformazione dello schema a) per il calcolo dell'amplificazione critica del circuito di regolazione P

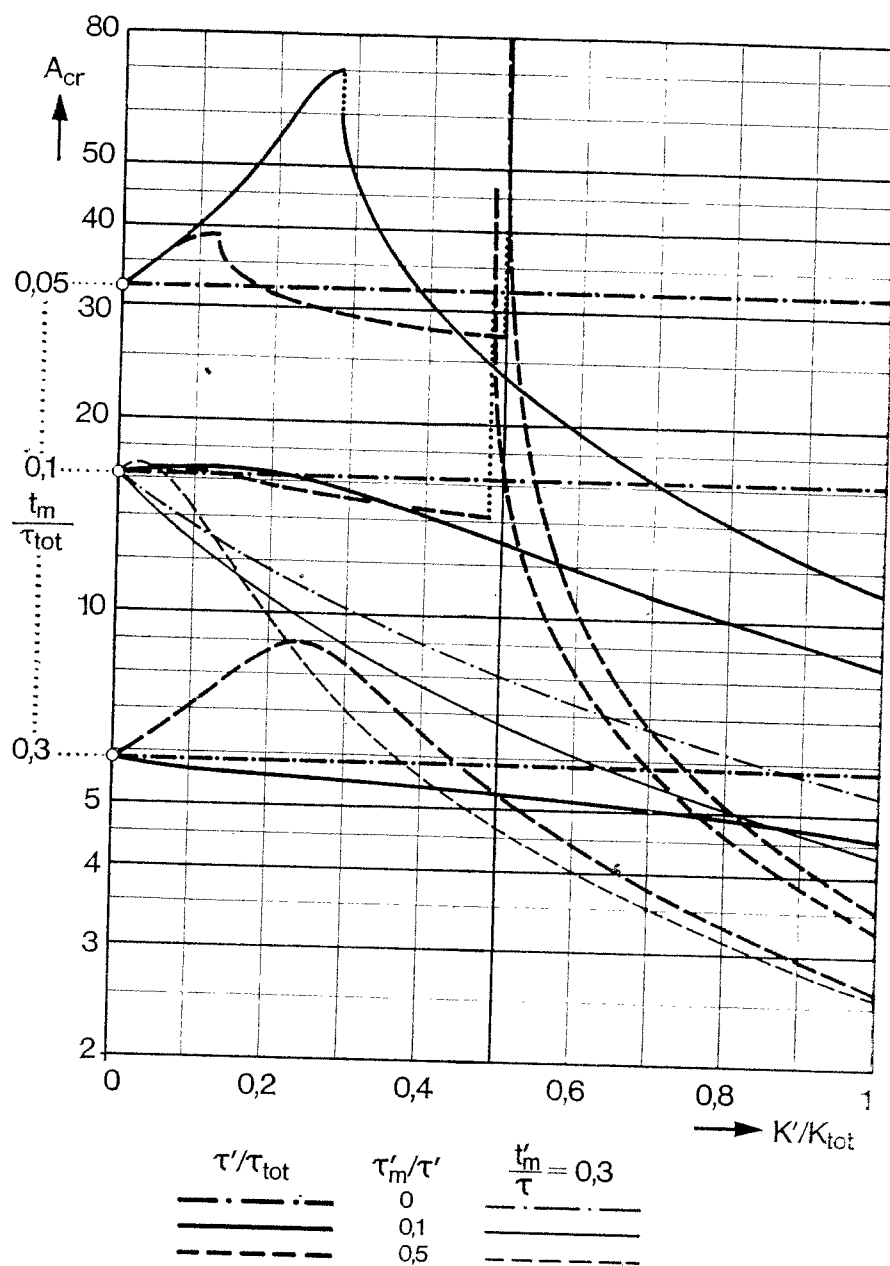


FIGURA 5.8

Amplificazione critica  $A_{amm}$  per una struttura in parallelo secondo la figura 5.7b

riferita al caso più sfavorevole (del riscaldamento). Ciò significa che dovremo trattare strutture in parallelo più frequentemente che nei casi precedenti. Fin da adesso possiamo anticipare che non sarà però possibile raccogliere informazioni così complete come nel caso delle strutture in serie.

Tornando al secondo problema limiteremo la risposta esaminando i risultati delle ricerche svolte su di un unico modello con valori dei parametri scelti a piacere. Come modello ci serviremo della combinazione in parallelo di due elementi di ritardo ( $t_m$ ,  $\tau$ ), quali sono rappresentati nella figura 5.7a sotto forma di uno schema a blocchi. Per il calcolo dell'amplificazione critica è stato

impiegato uno schema a blocchi alquanto modificato, ossia come nella figura 5.7b; i risultati sono rappresentati nella figura 5.8 come curve  $A_{cr} = f(\tau')$ . Il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolante vi è definito come somma dei fattori di trasferimento  $K$  e  $K'$  dei singoli rami di parallelo. Per  $K = 0$  e  $K' = 0$  si hanno pure strutture in serie per le quali i valori di  $A_{cr}$  sono già noti. Tra questi due casi limite il circuito di regolazione considerato dimostra tuttavia un comportamento non sempre facilmente prevedibile. Si possono avere evidentemente combinazioni di parametri (per esempio:  $\tau'/\tau_{tot} = 0,3$ ;  $t_m/\tau_{tot} = 0,1$ ;  $t'_m/\tau' = 0,1$ ) per i quali  $A_{cr}$  si porta abbastanza uniformemente sui nuovi valori variando  $K'$  da 0 a  $K_{tot}$ . Altre combinazioni, invece (per esempio:  $\tau'/\tau_{tot} = 1$ ;  $t_m/\tau_{tot} = 0,1$ ;  $t'_m/\tau' = 0,1$ ), mostrano punte relativamente acute di  $A_{cr}$  in qualche punto entro il campo di  $K'$ .

Cosa significa ciò per i nostri metodi di valutazione? Tali punte non sarebbero in sé svantaggiose (grandi valori di  $A_{cr}$  stanno ad indicare una buona attitudine del sistema considerato ad essere regolato), però esse sono talmente sottili che un loro impiego pratico non è realizzabile. In considerazione di questo si è portati ad affermare che anche nelle strutture in parallelo i valori di  $A_{cr}$  veramente utilizzabili vengano determinati ampiamente dalle strutture in serie che compaiono come casi estremi, e di conseguenza anche nel circuito di regolazione della temperatura ambiente il caso del riscaldamento può venire calcolato, in generale e con buona approssimazione con un valore di  $A_{amm} = 5$ , senza che sia necessario doversi occupare della questione se si tratti di una struttura in serie o in parallelo.

Ovviamente, queste considerazioni non pretendono di essere una dimostrazione del fenomeno dal punto di vista scientifico; chiariremo meglio queste affermazioni quando se ne presenterà l'occasione, nel corso del volume.

Le nostre affermazioni sono inoltre confortate da Profos nel suo studio sul comportamento dell'ambiente [14] secondo cui nei complessi regolati della temperatura ambiente con i tre tipi di ambiente esaminati (uffici, sale concerti, locali vendite) in quattro casi si hanno i valori  $A_{amm} = 4,95$ ;  $5,2$ ;  $5,2$ ;  $5,8$  mentre in due altri casi valori maggiori (12 e 8,9); per questi sono state considerate solo le varianti con pareti di cemento, adduzione dell'aria attraverso il doppio soffitto ed aspirazione a livello del pavimento; i valori indicati sono relativi ai casi di riscaldamento. Evidentemente, per questi casi il valore di  $A_{amm} = 5$ , da noi assunto per la prevalutazione, risulta senz'altro attendibile, benché essi siano da interpretare chiaramente come strutture in parallelo.

#### 5.1.2.2. Ricerca dei valori numerici della variazione massima della temperatura dell'aria di mandata $\Delta\vartheta_{man_{max}}$ e del fattore di trasferimento $K_{tot}$

La massima variazione della temperatura dell'aria di mandata  $\Delta\vartheta_{man_{max}}$  che può venire provocata dal complesso regolante  $P$  nel funzionamento automatico dell'impianto viene determinata senza difficoltà. Negli impianti:

— del tipo a doppio condotto essa corrisponde alla differenza di temperatura tra il canale freddo ed il canale caldo;

— con batteria di riscaldamento o di raffreddamento essa corrisponde all'effetto regolante totale di questi elementi, ossia  $\delta x_{\Omega-R} + \delta x_{\Omega-F}$

Per i nostri calcoli si deve porre nella formula (5.7) il maggior valore di  $\Delta \vartheta_{\text{man,max}}$  possibile per un dato impianto.

Per la determinazione del valore del fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  ci si offrono due possibilità.

Da quando sono disponibili dati più approfonditi come quelli trattati nel paragrafo 5.1.1.3., è possibile lavorare con i valori di  $K_{\text{tot}}$  dedotti dal diagramma di lavoro della figura 5.5, mentre in mancanza di essi era necessario lavorare in base ai risultati sperimentali (par. 5.1.1.2.) scegliendo un valore fisso con un certo margine di sicurezza.

Malgrado un metodo più preciso sia a nostra disposizione purtuttavia il « vecchio » sistema non è del tutto superato in quanto con esso, come vedremo, è possibile pervenire ad una formula che, seppure approssimata, risulta estremamente semplice, pratica e di impiego immediato ed alla quale si ricorre volentieri ancora oggi quando si tratti di determinare preventivamente e rapidamente la banda proporzionale.

Con  $A_{\text{amm}} = 5$  e  $K_{\text{tot}} = 0,5$  come valori sicuri del fattore di trasferimento del complesso regolato della temperatura ambiente la formula (5.7) diviene:

$$\frac{K_{\text{tot}}}{A_{\text{amm}}} = \frac{0,5}{5} = \frac{1}{10}$$

da cui si ottiene la già citata *formula approssimata* di uso immediato:

$$\Delta x_b = \frac{\Delta \vartheta_{\text{man,max}}}{10} \quad (5.8)$$

Usando il diagramma della figura 5.5 è possibile applicare la formula

$$\Delta x_b = \frac{\Delta \vartheta_{\text{man,max}} \cdot K_{\text{tot}}}{5} \quad (5.9)$$

dove  $K_{\text{tot}}$  deve essere ricavato dal diagramma di figura 5.5.

Entrambe le formule mostrano chiaramente come nel circuito di regolazione della temperatura ambiente il complesso regolante P abbia un vasto campo di impiego. Nel caso in cui si richieda una precisione statica normale, ossia se la tolleranza è posta entro i normali limiti di  $\pm 1^\circ\text{C}$ , si può essere sicuri di riuscire a controllare una variazione della temperatura dell'aria di mandata di  $20^\circ\text{C}$ . Giudicando, anzi, dal punto di vista dell'impianto, sarebbe possibile un campo di variazione della temperatura dell'aria di mandata ancora più ampio del necessario dal punto di vista della climatizzazione. Si può pertanto stabilire che per i circuiti di regolazione, in cui  $\Delta \vartheta_{\text{man,max}}$  non superi i valori richiesti dalle esigenze della climatizzazione, è raccomandabile nella maggior parte dei casi il complesso regolante P. Solo in caso di grandi valori dell'effetto regolante — e/o di limiti più ristretti per la tolleranza — si presentano condi-

zioni per le quali il complesso regolante P risulta insufficiente, e pertanto deve essere sostituito da altri tipi di complessi regolanti. Con questa limitazione le formule (5.8) e (5.9) rappresentano, allo stato attuale delle conoscenze, un valido mezzo ausiliario.

L'importanza delle caratteristiche del circuito di regolazione fissate nelle formule non riguarda però solamente la determinazione dei limiti di impiego del complesso regolante P. Infatti, per la soluzione dei problemi dei circuiti di regolazione della temperatura ambiente, il progettista si trova continuamente di fronte ad impianti che dal punto di vista del loro dimensionamento sono in condizione di produrre variazioni di temperatura maggiori di quello che sarebbe necessario per l'equilibrio termico dell'ambiente. In tali impianti sussiste il pericolo che, nell'esercizio completamente automatico, la temperatura dell'aria di mandata possa talora cadere al disotto del valore minimo da mantenere per ottenere il giusto grado di benessere (secondo l'impianto  $12 \div 18^\circ\text{C}$ ). In tali situazioni il progettista del condizionamento prevede un limite di minima della temperatura dell'aria di mandata, laddove egli intende naturalmente di poter predeterminare tale valore minimo su di un regolatore ausiliario in modo tale che nel funzionamento effettivo non possano mai presentarsi temperature dell'aria di mandata inferiori al valore predeterminato stesso.

L'esperienza dimostra però che limiti così imposti, soprattutto quando questi siano assolutamente da rispettare e con minime tolleranze, conducono spesso ad insuccessi. La teoria della regolazione può chiarire facilmente la ragione per cui lo scopo originario del progettista del condizionamento non viene ottenuto: non appena intervenga il limite si crea un complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, e ciò anche nel caso in cui la sonda di temperatura nel condotto di ripresa non venga disinserita. Infatti, questa reagisce sempre più lentamente in confronto al più rapido complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria e viene pertanto sovrachiata dal limite. Le due formule approssimate offrono la via migliore per mettere in luce le conseguenze di questo fatto.

Confrontando infatti la (4.9) per il circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria (par. 4.1.1.4.) con le succitate (5.8) e (5.9) per il circuito di regolazione della temperatura ambiente, si nota immediatamente come questi due circuiti di regolazione richiedano valori diversi della banda proporzionale, benché essi contengano la stessa batteria di riscaldamento. Secondo il fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  dell'ambiente, la banda P del circuito di regolazione della temperatura dell'aria del condotto vale da due a cinque volte la banda P del circuito di regolazione della temperatura ambiente. Questa affermazione viene fatta ammettendo che  $K_{\text{tot}}$  si trovi nel campo  $0,2 \div 0,5$ ; in precedenza, inoltre, si era stabilito come, in condizioni eccezionali, tale campo possa essere alquanto più esteso.

Negli impianti già esistenti ciò comporta due possibili casi di « non regolazione »: il limite porta a pendolazioni della grandezza regolata, e di conseguenza si manifestano fastidiose correnti d'aria nell'ambiente climatizza-

to, in quanto il circuito di regolazione della temperatura dell'aria del canale lavora con la stessa banda proporzionale  $\Delta x_b$  della regolazione della temperatura ambiente (messa a punto correttamente); oppure, si ottiene un funzionamento del limitatore — esente da pendolazioni — scegliendo opportunamente il valore di  $\Delta x_b$  del circuito di regolazione della temperatura dell'aria del condotto, con il risultato che nell'ambiente si presentano scostamenti  $P$  maggiori di quanto desiderato, e che il punto di intervento del limite diviene pure molto impreciso. Anche per questo, in ultima analisi, si presenta lo scostamento  $P$ . Le possibilità di ovviare a questo inconveniente verranno discusse nei paragrafi 5.1.3. e 5.1.4.

Sia dalle considerazioni precedenti sia dalle applicazioni pratiche delle formule (5.9), si ricava l'impressione che la situazione sia tanto più favorevole per la regolazione quanto più piccolo è il fattore di trasferimento  $K_{tot}$  del complesso regolato della temperatura ambiente considerato. Per un efficace smorzamento delle pendolazioni del circuito di regolazione è necessario, a parità di  $\Delta \vartheta_{man_{max}}$  una banda proporzionale  $\Delta x_b$  tanto più piccola quanto più piccolo è  $K_{tot}$ , mentre la precisione statica aumenta. Ciò è indiscutibile: allo scopo però di non trarre da questa situazione deduzioni erronee è assolutamente necessario osservare che, nella nostra definizione di complesso regolato della temperatura ambiente e del suo fattore di trasferimento, deve essere considerata la situazione degli accumulatori di calore accoppiati ed il loro effetto. Tutti i corpi accumulanti calore, che vengono a contatto con la corrente d'aria producono il già descritto effetto di ridurre il valore di  $K_{tot}$ .

Tutti gli accumulatori di calore, però, che si trovano nel punto in cui la corrente d'aria viene immessa nell'ambiente ed a monte dell'ambiente stesso e che, secondo la nostra convenzione, devono essere ascritti al complesso regolato della temperatura ambiente, provocano effetti negativi. Essi impediscono infatti che l'aria immessa nell'ambiente segua immediatamente le variazioni della temperatura dell'aria di mandata nel condotto e rendono più difficoltosa la regolazione delle perturbazioni che influenzano il complesso regolato della temperatura ambiente. L'effetto può manifestarsi particolarmente svantaggioso quando il controsoffitto è appeso ad una soletta in cemento non isolato dalla parte interna verso l'ambiente climatizzato. Questo accumulatore di calore, che si trova a monte dell'ambiente vero e proprio, riduce momentaneamente l'effetto regolante  $\Delta \vartheta_{man_{max}}$  in modo notevole, ed è molto spesso la causa per cui, malgrado un esatto dimensionamento (statico) dell'impianto, il valore prescritto della temperatura non viene mantenuto costante per lungo tempo dopo il verificarsi di rapide perturbazioni (sole, illuminazione, macchinari ecc.). Pertanto, solo gli accumulatori di calore che si trovano nell'ambiente stesso, ossia che, nel nostro esempio, si trovano a valle della controsoffittatura, sono favorevoli senza limitazioni ai fini della regolazione. Tutto questo dovrà essere tenuto ben presente impiegando la formula (5.9).



### 5.1.3. Complesso regolato della temperatura ambiente + complesso regolante PI

Il comportamento del complesso regolante PI sul complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ) è descritto molto dettagliatamente nel paragrafo 4.1.2. Non è quindi necessario ripetere le considerazioni già fatte e sarà sufficiente fare riferimento ad esse. Anche le formule (4.12) per la scelta dei parametri di regolazione possono venire applicate al circuito di regolazione con complesso regolato della temperatura ambiente. Si ha così:

$$\Delta x_b = \frac{\Delta \vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}}}{4 \div 5}$$

$$t_f = (2 \div 3) t_r \quad (5.10)$$

Come abbiamo visto nel paragrafo 5.1.1.2., nel complesso regolato della temperatura ambiente i ritardi si trovano nel campo  $t_f = 0,5 \div 5$  min. Da ciò segue che ai complessi regolanti si può porre il compito di essere in grado di realizzare un tempo integrale compreso nel campo

$$t_f = 1 \div 15 \text{ min}$$

Se questo campo non è disponibile, o se il complesso regolante PI ha un valore fisso del tempo integrale (che spesso risulta anche troppo piccolo), si presenteranno continuamente situazioni nelle quali il complesso regolante PI non funzionerà più correttamente o non permetterà un funzionamento stabile. È assolutamente necessario tenere presente questo fatto nella progettazione di un circuito di regolazione. Non si deve neanche dimenticare che installando le sonde di temperatura in una posizione non conveniente, nell'ambiente si possono presentare facilmente tempi di ritardo più grandi di quanto si era ammesso nelle nostre considerazioni. Nei circuiti di regolazione della temperatura ambiente con sonda ambiente si deve pertanto accuratamente controllare se si sono verificate le condizioni per l'impiego del complesso regolante PI previsto.

Nei circuiti di regolazione con complesso regolante PI il problema del limite della temperatura dell'aria di mandata si presenta ancora più accentuato che per il complesso regolante P, in particolare quando il complesso regolante è combinato con batterie di riscaldamento e di raffreddamento con grande effetto regolante. Non appena si presenti uno scostamento perdurante per un certo periodo di tempo (ed in funzione dell'entità dello scostamento stesso nonché del tempo integrale  $t_f$  prescelto), il complesso regolante PI richiede una grandezza regolante minima o massima. Per esempio, quando l'ambiente è termicamente sovraccaricato (irraggiamento solare, affollamento, emissione termica da parte di macchinari maggiore di quanto previsto nella fase di dimensionamento), viene subito prescelto per la tem-

peratura dell'aria di mandata il valore minimo ottenibile. D'altra parte, durante il periodo di preriscaldamento di impianti a funzionamento intermittente, la temperatura dell'aria di mandata può assumere valori alti indesiderati; gli accumulatori di calore a contatto con l'aria si caricano inutilmente e rendono più difficoltoso il passaggio al funzionamento normale. Si può pertanto facilmente prevedere come siano necessari tanto il limite di massima quanto il limite di minima dell'aria di mandata.

Le esigenze di tipo diverso, poste alla banda P del limitatore della temperatura dell'aria di mandata e del complesso regolante della temperatura ambiente (esigenze alle quali era già stato accennato nel par. 5.1.2.2.), devono essere tenute presenti nella messa a punto di tali impianti e ciò tarando stabilmente il circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria per mezzo di una scelta opportuna della banda P del limitatore della temperatura dell'aria di mandata.

Nei casi in cui vi sia una sola possibilità nella scelta della banda P, la troppo ampia banda P che ne risulta per il circuito di regolazione della temperatura ambiente non può avere effetto sulla precisione statica della regolazione nelle condizioni di funzionamento che non richiedono alcun limite. Il complesso regolante PI elimina tutti gli scostamenti residui, con una rapidità dipendente dal tempo integrale  $t_f$  prescelto.

Se pure in tal modo uno dei problemi posti da tali combinazioni di limite viene risolto meglio che nel caso dei complessi regolanti P, non si può tuttavia tacere il fatto che la « qualità » e le possibilità dei regolatori di limite offerti dal mercato coprono un campo molto vasto; si rende pertanto assolutamente necessario che, in ogni progetto che richiede un limite della temperatura dell'aria di mandata, la regolazione prevista venga esattamente proporzionata in relazione al suo comportamento nel caso di limite, in modo che, in seguito, l'impianto « risponda » a quanto desiderato. La molteplicità delle varianti costruttive dei regolatori limite non ci permette di occuparci degli apparecchi relativi.

#### **5.1.4. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante P+PI (regolazione in cascata)**

In occasione della classificazione dei complessi regolanti nel capitolo 3, abbiamo accennato, per mezzo della scelta degli esempi del paragrafo 3.2.6. (fig. 3.9), al fatto che l'impiego della combinazione in cascata è consigliabile principalmente per i circuiti di regolazione della temperatura ambiente. Sulla base di quanto discusso nei capitoli 4. e 5. è possibile chiarire meglio la regolazione riportata nelle figure 3.8 e 3.9.

È possibile infatti notare come il circuito di regolazione ausiliario venga formato dal complesso regolante PI e dal complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria, mentre come complesso regolato II°, nel circuito di regolazione principale, si presenta un complesso regolato della tem-

peratura ambiente (secondo la nostra definizione), che lavora insieme ad un complesso regolante P come complesso regolante pilota. Da questo punto di vista si mostrano subito le caratteristiche della combinazione in cascata che, per ovvie ragioni, si è dovuto rinunciare a trattare nel capitolo 3.:

- nel circuito di regolazione ausiliario, il complesso regolante PI può essere adattato — esattamente — alle caratteristiche della regolazione del complesso regolato della temperatura dell'aria del condotto. Tutte le perturbazioni che si manifestano nell'impianto, *a monte* del punto di misura nel condotto dell'aria di mandata, vengono regolate dal circuito di regolazione ausiliario e compensate nel complesso regolante della temperatura ambiente. Ciò provoca, di conseguenza, una maggiore costanza della temperatura ambiente, in particolare negli impianti con commutazione di serrande, con inserzione e disinserzione di lavatori o di batterie di raffreddamento (per la deumidificazione dell'aria). Tali casi, influenzando la temperatura dell'aria di mandata, richiedono da parte degli impianti convenzionali di regolazione un intervento del complesso regolante della temperatura ambiente controllata. È chiaro, però, che quest'ultimo può reagire soltanto dopo che ha risentito, in parte, delle variazioni della temperatura ambiente controllata. Impianti sportivi coperti, cinema, sale per concerti e per conferenze ecc. sono, quanto alla loro grandezza, particolarmente adatti all'impiego del complesso regolante in cascata;
- grazie alla limitazione dello spostamento della temperatura di mandata, limitazione imposta dalla tecnica della climatizzazione (per esempio 16 ... 28 °C della fig. 3.9) il problema del limite della temperatura dell'aria di mandata viene automaticamente risolto in modo ideale. I punti di intervento, come pure il limite di minima e di massima, vengono fissati esattamente per mezzo dei punti finali del campo di spostamento, ed anche esattamente mantenuti durante il funzionamento come limite, poiché il circuito di regolazione ausiliario è provvisto di un complesso regolante PI.

La precisione della regolazione della temperatura ambiente dipende, chiaramente, anche in questo caso dalla banda P del relativo complesso regolante P. Nel paragrafo 3.2.6. sono state introdotte le grandezze caratteristiche  $\Delta x_{b-w}$  (3.8) e la grandezza S (3.7) le quali a questo punto, avendo esaminato le proprietà del complesso regolante della temperatura ambiente, possono essere trattate più a fondo.

In generale, secondo la (5.7), vale la seguente relazione per un complesso regolante P agente su un complesso regolato della temperatura ambiente:

$$\Delta x_b = \frac{\Delta \vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}}}{A_{\text{amm}}}$$

Questa formula è valida anche per la banda proporzionale  $\Delta x_{b-w}$  del com-

plesso regolante pilota se si pone  $\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}}$  uguale allo spostamento della temperatura dell'aria di mandata imposti dai parametri di calcolo dell'impianto di climatizzazione. Poiché, secondo la (3.8) la pendenza  $S$  e la banda proporzionale  $\Delta X_{b-w}$  sono legate tra loro dalla semplice relazione

$$\Delta X_{b-w} = \frac{\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}}}{S}$$

ne segue che la pendenza da fissare all'apparecchio vale

$$S_{\text{amm}} = \frac{A_{\text{amm}}}{K_{\text{tot}}} \quad (5.11)$$

L'indice « amm » ha lo stesso significato come per l'amplificazione  $A$ . Nel paragrafo 5.1.2.2., partendo dalla formula per la scelta dei parametri di regolazione (5.7), sono state dedotte per la scelta della banda proporzionale sia una formula semplificata (5.8) sia una formula di calcolo più precisa (5.9). Applicando le stesse considerazioni è possibile dedurre dalla (5.11) che, per una valutazione grossolana si può ammettere  $S_{\text{amm}} = 10$ , e per ricerche più precise  $S_{\text{amm}} = 5/K_{\text{tot}}$  (secondo la fig. 5.5). La precisione statica  $\pm \Delta X_{b-w}/2$ , che si ottiene da questo valore della pendenza del complesso regolante in cascata, viene determinata nel modo più semplice per mezzo della formula (3.8).

La formula (5.11) è molto più che un mezzo ausiliario per il calcolo di un parametro di regolazione in un sistema in cascata già esistente: essa indica anche ai progettisti delle varie case fabbricanti di apparecchiature di regolazione automatica i limiti entro i quali si dovranno scegliere i dati di un complesso regolante in cascata, non appena questo debba essere impiegato con effetto ottimale su un complesso regolato della temperatura ambiente. Considerando che il fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  di questo tipo di complesso regolato si trova di preferenza nel campo  $K_{\text{tot}} = 0,2 \div 0,5$ , e che è possibile lavorare con un'amplificazione ammissibile  $A_{\text{amm}} = 5$ , i valori da prescegliere per la pendenza si troveranno compresi tra  $S = 5/0,5 = 10$  e  $S = 5/0,2 = 25$ . La formula approssimata richiede già di per sé  $S = 10$ .

Giudicando sulla base di questi dati gli apparecchi reperibili sul mercato, si deve constatare che diversi tipi, descritti come complessi regolanti in cascata con un componente pilota a caratteristica  $P$ , non permettono di ottenere la pendenza necessaria o, qualora ciò sia possibile, è a spese di un inaccettabile aumento dell'insensibilità del complesso regolante della temperatura nel condotto. Sarà quindi necessario che il progettista della regolazione esamini, a priori, le caratteristiche dei vari regolatori se desidera sfruttare tutte le molteplici possibilità di un regolatore in cascata. Ci sembra quasi inutile sottolineare come l'abito non faccia il monaco neanche nel campo delle apparecchiature per la regolazione automatica, e di qui la necessità di analizzare sempre le caratteristiche delle apparecchiature stesse che, in definitiva,

ne determinano la qualità <sup>(1)</sup>. Queste osservazioni si riferiscono soprattutto alla situazione odierna del mercato dei regolatori elettronici in cascata.

### 5.1.5. Complesso regolato della temperatura ambiente e complesso regolante a due posizioni

Nella regolazione dei singoli ambienti, in impianti piuttosto piccoli, molto spesso il raffreddamento — e talora anche il riscaldamento — non sono regolabili con continuità. Ciò significa che, a causa delle caratteristiche costruttive dell'impianto, è necessario lavorare con un complesso regolante a due posizioni che per definizione non è continuo, e per il quale si verificano necessariamente pendolazioni del circuito di regolazione. Il problema che si presenta al tecnico nella fase di progettazione non è quindi quello della scelta del complesso regolante adatto, ma della prevalutazione dell'ampiezza della pendolazione, e del confronto di questi valori stimati con le esigenze di precisione poste da parte del progettista del condizionamento. A tale scopo, può servire di nuovo la figura 4.8, nella quale, secondo la simbologia introdotta per i complessi regolanti della temperatura ambiente, si deve porre per l'effetto regolante

$$\delta x_{\Omega} = \Delta \vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}}$$

Per ottenere valori medi, non conoscendosi ulteriori particolari, si dovrà leggere il diagramma in corrispondenza di  $t_m/\tau_{\text{tot}} = 0,2$ , come è già stato fatto nel paragrafo 4.1.4. In sostanza quanto detto in quella occasione è valido anche nel caso presente, soltanto si deve osservare come, con la moltiplicazione per il fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  dell'ambiente ( $K_{\text{tot}} = 0,2 \div 0,5$ , oppure secondo la fig. 5.5), l'effetto regolante diviene più piccolo che nel caso dei complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria. La durata delle pendolazioni, inoltre, aumenta a causa del tempo di compensazione  $t_c$  che nei complessi regolati della temperatura ambiente è in generale maggiore.

Praticamente la funzione di regolazione si svolgerà in modo tale che la variazione massima della temperatura dell'aria di mandata non potrà superare i limiti determinati sia dal differenziale  $\delta x$  del complesso regolante a due posizioni sia dal fattore di trasferimento dell'impianto. Poiché l'influenza di  $K_{\text{tot}}$  è preponderante, la precisione della previsione della variazione ammissibile della temperatura dell'aria di mandata dipende, fortemente, dalla precisione con cui sarà possibile determinare il fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$ , del complesso regolato della temperatura ambiente, nella fase di progettazione.

(1) Aggiungeremo inoltre la necessità di impiegare *sempre* apparecchiature con le caratteristiche più adatte al tipo di controllo che si desidera ottenere: se l'uso indiscriminato di apparecchiature a caratteristica PI è criticabile, nella stessa maniera è criticabile l'impiego, dovunque, di apparecchiature a caratteristica P, che non sempre forniscono risultati soddisfacenti, cosa che è stata vista nelle pagine precedenti. Parafrasando un detto consuetissimo potremmo affermare la necessità di avere l'apparecchiatura giusta al posto giusto (N.d.T.).

Per un differenziale  $\delta x = 1^\circ\text{C}$ , e con la condizione imposta che la pendolazione della temperatura ambiente debba trovarsi in una banda di  $1^\circ\text{C}$ , si hanno ad esempio i seguenti valori numerici:

TABELLA 5.I

$K_{\text{tot}}$	0,2	0,3	0,5
$\Delta\vartheta_{\text{man max}}$	6,6	4,4	2,7 $^\circ\text{C}$

seppure una prevalutazione di questo genere dia adito a notevoli incertezze, è tuttavia necessario tener conto dell'importanza di disporre, in fase di progettazione, dei risultati conseguiti, che possono comunque fornire utili indicazioni sul buon funzionamento dell'impianto installato ed operante.

Concludiamo così la trattazione dei circuiti di regolazione della temperatura ambiente. Alcuni problemi rimangono tuttavia insoluti: ad esempio quello della previsione dell'esatta struttura aerodinamica o l'altro, altrettanto importante, circa la scelta del punto di misura più idoneo della temperatura nell'ambiente. Malgrado ciò ci sentiamo di affermare che quanto qui presentato, anche se incompleto, offre al tecnico un valido aiuto nella progettazione, esonerandolo dalla fatica di tentativi puramente empirici od intuitivi. Ciò giustifica anche la maggiore complessità necessaria per l'esposizione dei problemi trattati e lo sforzo richiesto dallo studio della trattazione stessa.

## 5.2. Circuiti di regolazione dell'umidità ambiente

Continuando con l'usuale metodo di esposizione, nel presente paragrafo tratteremo dapprima il complesso regolato dell'umidità ambiente e quindi passeremo ad esaminare i singoli circuiti di regolazione di cui alla tabella 3.III. Limiteremo l'esposizione a due soli tipi di complessi regolanti: il complesso regolante P ed il complesso regolante a due posizioni. Ciò non significa che, in particolari condizioni, non siano convenienti anche altre soluzioni; però in pratica questi due casi rappresentano quelli più importanti e più impiegati.

### 5.2.1. Il complesso regolato dell'umidità ambiente

La trattazione che segue è in stretta relazione con quanto detto nel paragrafo 5.1.1., premessa indispensabile per un'esatta valutazione di quanto verrà trattato in seguito.

Già nell'introduzione al capitolo 5. abbiamo accennato ad un'affinità fisica tra i complessi regolati della temperatura e dell'umidità ambiente; analizziamo quindi, per prima cosa, i punti in comune dei due complessi regolati.

Tutto quanto detto a proposito della scelta del punto di misura nel para-

grafo 5.1.1.1. resta valido anche nel caso dei complessi regolati dell'umidità ambiente, ossia è consigliabile, anche in questo caso, la misura nella canalizzazione dell'aria di ripresa, sempre che ciò sia reso possibile dalle rimanenti condizioni. Il numero delle varianti che si possono presentare nei complessi regolati dell'umidità ambiente è maggiore che per i complessi regolati della temperatura ambiente e ciò per due ragioni:

- è possibile controllare una tra due grandezze regolate a scelta:  $U$  e  $U\%$ ; ossia l'umidità ambiente può essere misurata in umidità assoluta od in umidità relativa. Mentre la misura dell'umidità assoluta dipende solo dal contenuto d'acqua, ossia da una sola grandezza, l'umidità relativa viene influenzata sia dal contenuto d'acqua sia dalla temperatura dell'aria. Anche se le diverse proprietà della sonda dell'umidità relativa e della sonda dell'umidità assoluta possono influenzare il comportamento del circuito di regolazione, per il solo complesso regolato, che è quello che viene qui considerato, non si hanno diverse caratteristiche. La decisione di quale tipo di misura sia preferibile si basa su criteri relativi agli apparecchi, alla tecnica della regolazione ed alla tecnica dei processi;
- il sistema per ottenere la variazione dell'umidità è determinato dal tipo di regolazione adottato e conduce a diverse varianti del complesso regolato dell'umidità ambiente. Infatti, il valore di umidità relativa  $U\%$  dell'aria può venire modificato sia variando il contenuto d'acqua, sia facendo variare la temperatura dell'aria. Secondo il tipo di controllo scelto avremo due complessi regolati dell'umidità ambiente, molto diversi tra di loro per quello che riguarda le loro caratteristiche. Nel circuito di regolazione dell'umidità assoluta, invece, l'azione dell'organo regolante avviene sempre sul contenuto d'acqua nell'aria.

Esaminiamo quindi quali siano le varianti principali del complesso regolato dell'umidità ambiente in funzione e della grandezza regolata e della grandezza regolante: esistono tre varianti principali riportate nella tabella 5.II.

TABELLA 5.II

Variante	Grandezza regolata	Grandezza regolante
A	umidità relativa	temperatura dell'aria di mandata
B	umidità relativa	contenuto d'acqua nell'aria
C	umidità assoluta	contenuto d'acqua nell'aria

Dal punto di vista della tecnica della regolazione il comportamento della variante A è perfettamente identico a quello di un complesso regolato della temperatura ambiente. Tutto quello che è stato detto sul comportamento aerodinamico e sul processo termico è applicabile anche in questo caso senza limitazioni. La sola differenza consiste nel fatto che nel punto di misura viene rilevata l'umidità relativa  $U\%$  anziché la temperatura  $\vartheta$ ;  $\vartheta$  e  $U\%$  sono però gran-

dezze di stato, la cui interdipendenza è nota dal diagramma dell'aria umida e che, per determinate condizioni, possono essere lette ogni volta nel diagramma stesso. Così si trova ad esempio <sup>(2)</sup> che, per  $\vartheta = 22\text{ }^\circ\text{C}$  e  $U\% = 50\%$ , ad una variazione di  $\pm 5\%$  del valore di  $U\%$  corrisponde una variazione di  $\pm 1,6\text{ }^\circ\text{C}$  della temperatura. Questi valori possono essere impiegati per convertire l'effetto regolante del complesso regolato della temperatura ambiente, che nella (5.6) era stato determinato da  $\delta x_{\Omega} = \Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{nam}}} \cdot K_{\text{tot}}$ ; quindi per il caso A avremo:

$$\delta x_{\Omega-A} = \Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}} \cdot 3 \quad [\% \text{ u.r.}] \quad (5.12)$$

Considerando invece le varianti B e C notiamo differenze rispetto ad A che possono venire pienamente comprese e descritte da quando sono stati pubblicati i lavori di Hemmi [12.1 ÷ 12.3]. Benché l'aria umida si trovi sempre in uno stato di scambio con i materiali con i quali viene a contatto, negli ambienti condizionati la quantità d'acqua scambiata è normalmente molto minore di quella apportata dall'aria di mandata, cosicché si può trascurare del tutto l'accoppiamento con i corpi accumulanti umidità. Da ciò risulta che la risposta al gradino dei complessi regolati dell'umidità ambiente B e C deve essere identica alla risposta aerodinamica dell'ambiente, già dettagliatamente trattata nel paragrafo 5.1.1.3. Questo è un dato di fondamentale importanza che costituisce la base, che finora ci è mancata, per la progettazione dei complessi regolati dell'umidità ambiente. Ci sono, è vero, ancora alcuni punti da chiarire, in particolare si può solo supporre che nelle strutture in serie il rapporto  $t_r/t_c$  sia compreso entro limiti noti ed anche che, a causa della mancanza del processo termico,  $t_r$  debba essere più piccolo di quello che risulta per il complesso regolato della temperatura ambiente relativo allo stesso ambiente. È possibile invece stabilire, con sicurezza, che per i nostri calcoli si può porre  $K_{\text{tot}} = 1$ . Tutto sommato si è raggiunta una conoscenza sufficiente per una buona progettazione.

Nel calcolo dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  per i casi B e C considerando la massima variazione del contenuto d'acqua nell'aria di mandata, che può venire provocata dal complesso regolante nel funzionamento automatico ed indicandola con  $\Delta U_{\text{man}_{\text{max}}}$  si ricava per C ossia per il caso in cui è prevista la misura dell'umidità assoluta, la semplice relazione:

$$\Delta x_{\Omega-C} = \Delta U_{\text{man}_{\text{max}}} \quad [\text{g/kg}] \quad (5.13)$$

Nel caso B, a causa della misura dell'umidità relativa, interviene un fattore di conversione che deve essere determinato in base al diagramma dell'aria umida, questa volta però come relazione, tra  $U$  ed  $U\%$ , per una temperatura costante dell'aria  $\vartheta$ . Basandoci sugli stessi valori del caso A ( $\vartheta = 22\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $U\% = 50\%$ ) <sup>(3)</sup> ad una variazione dell'umidità relativa di  $\pm 5\%$  corrisponde

<sup>(2)</sup> V. figura 4.6, punto R.

<sup>(3)</sup> V. figura 4.6, punto R.



una variazione del contenuto d'acqua di  $\pm 0,8$  g/kg, e per l'effetto regolante si ottiene:

$$\Delta x_{\Omega-B} = \Delta U_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot 6 \quad [\% \text{u.r.}] \quad (5.14)$$

È bene notare come nelle considerazioni precedenti si sia parlato solo del comportamento aerodinamico dell'ambiente, senza considerare la diffusione del vapore. Nella pratica è invalsa l'opinione che il fenomeno della diffusione influenzi sensibilmente il comportamento del complesso regolato dell'umidità ambiente, od addirittura che lo acceleri. Tuttavia, in considerazione delle piccole differenze di pressione del vapore d'acqua contenuto in un ambiente, si hanno velocità di diffusione talmente piccole che resta predominante il processo aerodinamico, ossia il movimento forzato dell'aria, e da ciò il fatto che, volutamente, si sia trascurato l'effetto della diffusione.

Si osservi, inoltre, che il contenuto d'acqua nell'aria di mandata può essere fatto variare in tre modi: umidificazione a vapore, variazione della temperatura del punto di rugiada o variazione del grado di umidificazione di un lavatore per strozzamento della quantità d'acqua spruzzata. Dal punto di vista della dinamica della regolazione i tre metodi non sono naturalmente identici. Nel secondo metodo non si hanno solamente maggiori inerzie, ma anche accoppiamenti con i circuiti di regolazione della temperatura. Quest'ultimo fenomeno si presenta anche nel caso del terzo metodo. L'umidificazione a vapore, nel caso in cui la temperatura dell'aria di mandata non venga tenuta costante con un proprio circuito di regolazione, si presenta pertanto più vantaggiosa nel senso delle considerazioni fatte precedentemente a riguardo di questo problema.

### 5.2.2. Complesso regolato dell'umidità ambiente e complesso regolante P

Secondo quanto esposto nel paragrafo precedente risulta chiaro che si è in presenza di complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio, le cui caratteristiche o corrispondono a quelle di un complesso regolato della temperatura ambiente (caso A), oppure dipendono dalle caratteristiche aerodinamiche dell'ambiente (caso B o C). In base alle considerazioni fatte nel paragrafo 5.1.1.3. le risposte aerodinamiche dell'ambiente conducono già a strutture in serie od in parallelo, cosicché nella discussione sul problema di quali valori si debbano prevedere, per l'amplificazione ammissibile del circuito di regolazione dell'umidità ambiente, nei casi B e C si ritrovano quesiti analoghi a quelli già incontrati esaminando il circuito di regolazione della temperatura ambiente. Necessita quindi una risposta sulla valutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$  nella fase di progettazione onde definire i limiti di impiego del complesso regolante P.

Riguardo la formula stessa non sussiste alcuna incertezza, in quanto si può fare uso della (4.8):

$$\Delta x_b = \frac{\delta x_{\Omega}}{A_{\text{amm}}}$$

La difficoltà principale è offerta invece, come nelle ricerche precedenti,

dalla previsione dei valori numerici dell'amplificazione ammissibile  $A_{amm}$ . Nel caso A si porrà ovviamente  $A_{amm} = 5$ , poiché questo caso non si differenzia da quello del circuito di regolazione della temperatura ambiente. Per i casi B e C sussistono invece diverse incertezze per le ragioni seguenti:

- abbiamo a disposizione troppo pochi risultati diretti di misure per pervenire ad un risultato per via empirica;
- le ricerche teoriche di Hemmi [12.1 ÷ 12.3] offrono un panorama generale troppo poco chiaro nelle relazioni tra risposta aerodinamica e risposta termica dello stesso ambiente. Per questa ragione i risultati sperimentali con i circuiti di regolazione della temperatura ambiente non possono essere trasferiti ai circuiti di regolazione dell'umidità ambiente;
- dopo la pubblicazione delle ricerche di Profos [14] su ambienti tipici, si dovettero correggere le proposte originarie di calcolare con  $A_{amm} = 5$  per i casi B e C. Nel caso del riscaldamento (quello che offre più difficoltà), Profos trovò valori limite inferiori di  $A_{amm} = 3 \div 4$ .

Basandoci su queste nozioni, sia pure incomplete, proponiamo di calcolare con  $A_{amm} = 4$  nella prealutazione della banda P per i casi B e C, almeno finché non saranno disponibili valori più sicuri. L'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  può venire inserito nella formula secondo le relazioni (5.12), (5.13) e (5.14) già ricavate. Per la determinazione del fattore di trasferimento  $K_{tot}$  dell'ambiente, che compare nella (5.12), sussistono le stesse possibilità come per il complesso regolato della temperatura ambiente: grossolanamente si può porre  $K_{tot} = 0,5$  o, con maggior precisione, è possibile ricavarne il valore per mezzo della figura 5.5. Le formule per il calcolo così ottenute sono compendiate nella tabella 5.III insieme ad un esempio di impiego:

TABELLA 5.III

Variante del complesso regolato dell'umidità ambiente	Banda P del complesso regolante	Esempio
A	$\Delta x_{b_A} = 0,3 \cdot \Delta \vartheta_{man_{max}}$ oppure: $\Delta x_{b_A} = 0,6 \cdot \Delta \vartheta_{man_{max}} \cdot K_{tot}$ ( $K_{tot}$ secondo fig. 5.5.) <span style="font-size: 2em; vertical-align: middle;">}</span> in %u.r.	$\Delta \vartheta_{man_{max}} = 20^{\circ}C$ $\Delta x_{b_A} = 6\% \text{ u.r.}$
B	$\Delta x_{b_B} = 1,5 \cdot \Delta U_{man_{max}}$ in %u.r.	$\Delta U_{man_{max}} = 10 \frac{g}{kg}$ $\Delta x_{b_B} = 15\% \text{ u.r.}$
C	$\Delta x_{b_C} = 0,25 \cdot \Delta U_{man_{max}}$ $\frac{g}{kg}$	$\Delta U_{man_{max}} = 10 \frac{g}{kg}$ $\Delta x_{b_C} = 2,5 \frac{g}{kg}$

Da questa tabella è evidente come sia importante tenere chiaramente separati i singoli casi. Se la preelutazione qui impiegata per la banda proporzionale  $\Delta x_b$  indica che si possono avere scostamenti permanenti maggiori di quanto non sia ammesso dalla tolleranza prescritta, allora è necessario prevedere il complesso regolante PI (per esempio se nel caso B l'umidità relativa dovesse essere mantenuta costante entro il  $\pm 5\%$ , evidentemente la regolazione a caratteristica P non riuscirebbe a soddisfare questa esigenza e diviene imperativo l'uso del complesso regolante PI).

### **5.2.3. Complesso regolato dell'umidità ambiente e complesso regolante a due posizioni**

Nella realtà pratica della regolazione per la climatizzazione vi sono relativamente molti casi nei quali non viene richiesta un'elevata precisione della regolazione dell'umidità ambiente, oppure casi in cui il complesso regolante assume piuttosto le funzioni di limite con intervento temporaneo. Spesso, in tali condizioni il progettista della climatizzazione ammette, per scontato, che il tecnico della regolazione preveda il complesso regolante a due posizioni, senza necessità di ulteriori chiarimenti; tuttavia, se egli vuole assolvere ai suoi doveri con scrupolosità deve, malgrado tutto, cercare di valutare preventivamente le pendolazioni che si presenteranno nel circuito di regolazione a due posizioni, e deve decidere se queste siano ammissibili. A questo scopo gli sono offerti come mezzi le formule (5.12), (5.13), (5.14) ed il diagramma della figura 4.8.

Come considerazione di carattere generale può essere utile l'avvertenza che in impianti senza aria di ricircolo, ossia con il 100% di aria esterna, non è consigliabile la regolazione a due posizioni dell'umidità ambiente. Per ragioni di tecnica dei processi viene richiesto, infatti, un valore piuttosto grande dell'effetto regolante, e nel circuito regolante stesso manca un accumulatore, sufficientemente grande, quale sarebbe necessario per un impiego fondato del complesso regolante a due posizioni.

Se, invece, la quota di aria esterna viene mantenuta piuttosto bassa, si può lavorare con un piccolo effetto regolante, e con diversi ricicli dell'aria tra due commutazioni di segno opposto del complesso regolante a due posizioni. Ciò riduce l'ampiezza delle pendolazioni e ne aumenta la durata, ossia produce effetti favorevoli per il complesso regolante a due posizioni.

Con queste osservazioni concludiamo il paragrafo dedicato al circuito di regolazione dell'umidità ambiente. Le nostre considerazioni sono state limitate, intenzionalmente, ai problemi della regolazione senza trattare a fondo gli altrettanto interessanti e importanti problemi della misura dell'umidità, in quanto ciò avrebbe superato i limiti posti al presente volume. Ciò non deve però impedire che nella scelta degli apparecchi, e dello schema, non vengano presi in considerazione anche criteri di tecnica delle misure.

## **5.3. Circuiti di regolazione della pressione ambiente**

Con buona approssimazione il complesso regolato della pressione ambiente può essere considerato come elemento di ritardo del primo ordine. La costante

di tempo corrispondente è proporzionale al valore reciproco del numero dei ricambi d'aria: grande numero dei ricambi d'aria, piccola costante di tempo del complesso regolato della pressione ambiente e viceversa. A ciò si è già accennato nell'introduzione del capitolo 5. Poiché si tratta però di costanti di tempo relativamente piccole, tutti gli altri ritardi nel circuito assumono maggiore importanza, come abbiamo fatto notare precedentemente in casi analoghi. Pertanto, nel complesso regolato della pressione ambiente la preavutazione della banda  $P$ , di un complesso regolante  $P$ , non è affatto più semplice che nel caso dei più complicati complessi regolati della temperatura. Mantenendo la trattazione del problema allo stesso livello di quanto precedentemente esaminato non è possibile entrare in considerazioni matematiche e quindi fornire formule seppure semplificate; possiamo tuttavia suggerire almeno l'uso di valori pratici: in condizioni normali per i circuiti di regolazione della pressione ambiente, che lavorano in un campo del valore prescritto di  $\pm 10$  mm c.d'a., si può fare conto di una banda pari a  $\Delta x_b = 2 \div 4$  c.d'a. Un calcolo più preciso di  $\Delta x_b$  richiederebbe la conoscenza di tutti i ritardi ed in particolare di quelli dei collegamenti di misura, dei dispositivi di misura, dei servomotori (grado 2 e 3 di nozioni secondo la tabella 1.I). Alcuni esempi per una tale ricerca dettagliata sono indicati da Heck nel già citato lavoro [10].

## 6.

# l'azione della valvola nel circuito di regolazione

I motivi che hanno consigliato di trattare le valvole di regolazione in un capitolo a sé stante sono abbastanza evidenti: abbiamo più volte accennato come la linearità del circuito di regolazione venga influenzata in modo decisivo dalle caratteristiche della valvola. D'altra parte, dalla pratica sappiamo anche che un errato dimensionamento e/o installazione della valvola possono rendere quest'ultima uno degli elementi più pericolosi del circuito di regolazione. Il successo, o l'insuccesso, di un impianto di regolazione dipendono quindi tanto dalla valvola quanto dal complesso regolante e dalla scelta dei parametri di regolazione.

Nella climatizzazione i circuiti di regolazione sono sottoposti, quasi senza alcuna eccezione, a notevoli variazioni di carico. Sulle conseguenze di questo fatto si è accennato finora solo di sfuggita. Considerando però come la quota maggiore della capacità di « adattamento » dell'impianto alle mutevoli condizioni di carico venga fornita proprio dalla valvola di regolazione <sup>(1)</sup>, risulta evidente come il problema « valvola » meriti di essere trattato in modo completo ed esauriente. In pratica verranno esaminati i seguenti punti:

- determinazione del corretto diametro nominale della valvola; i metodi di dimensionamento impiegati, se da un lato devono garantire che la portata — di massa o di energia — controllata dalla valvola copra in ogni caso la richiesta per il carico massimo, nel contempo essi non devono però dare luogo ad un esagerato sovradimensionamento della valvola stessa;
- possibilità di linearizzazione di circuiti di regolazione; un circuito di regolazione, ben dimensionato e correttamente messo a punto, possiede in ogni condizione di carico pendolazioni smorzate appropriate. Questo obiettivo viene realizzato con la linearizzazione, per la quale si deve agire soprattutto sull'elemento « valvola » (caratteristica della valvola);
- realizzazione della « zona di regolazione » prescritta; poiché, in generale,

---

<sup>(1)</sup> Si pensi, ad esempio, ad una valvola destinata a regolare uno dei seguenti circuiti:

- la portata d'acqua nelle batterie di riscaldamento e di raffreddamento;
- la portata e temperatura dell'acqua del lavatore;
- la portata di vapore nelle batterie di riscaldamento a vapore e negli umidificatori a vapore.

nei circuiti di regolazione il carico può assumere tutti i valori compresi tra lo zero ed il massimo, sorge l'esigenza di ottenere una « zona di regolazione » per quanto possibile ampia, per la realizzazione della quale vengono poste determinate condizioni sia alla valvola (rapporto di regolazione), sia al circuito idraulico (autorità della valvola), sia anche ad altri elementi del complesso regolato, come ad esempio alla batteria di riscaldamento;

- problemi del circuito idraulico; nei grandi impianti di climatizzazione vengono realizzate molto spesso vaste reti di distribuzione dell'acqua, sia calda sia fredda, con problemi di stabilizzazione della pressione e di regolazione della temperatura. Tali problemi, insieme ad alcune questioni di natura idraulica che si presentano negli scambiatori di calore, sono la ragione per cui non è possibile occuparsi esclusivamente della valvola, ma della stessa nel contesto dell'intera rete idraulica.

I punti sopra esposti indicano anche la ragione per cui ci occuperemo esclusivamente degli effetti della valvola dal punto di vista della regolazione, escludendo dalla discussione le considerazioni costruttive. Ciò non significa che tali questioni non abbiano la loro importanza: i problemi, ad esempio, del materiale, relativamente alla corrosione, oppure i tipi di premistoppa ecc. dovranno venire opportunamente valutati in sede di scelta dei materiali, ma saranno risolti in collaborazione con le varie case fabbricanti in base ai dati tecnici e alle altre informazioni fornite dalle stesse. Non è quindi necessario estendere la nostra trattazione oltre i punti sopraccitati con il vantaggio di mantenere il tema entro limiti più ristretti.

## 6.1. Il dimensionamento della valvola

Per « dimensionamento della valvola » intendiamo indicare solo la determinazione, in un circuito di regolazione, dell'esatta grandezza della valvola, ossia del diametro nominale. Gli altri problemi citati nell'introduzione al capitolo verranno trattati nei successivi paragrafi 6.2 ÷ 6.5 nell'ordine di elencazione.

Benché il progettista della climatizzazione sia ormai sufficientemente « sensibilizzato » su questo problema, e generalmente le valvole di regolazione siano correttamente dimensionate, è pur sempre necessario trattare dettagliatamente i problemi fondamentali che si presentano nel dimensionamento stesso e cioè:

- definizione della capacità di portata di una valvola;
- scelta delle formule e dei procedimenti di dimensionamento;
- ricerca dei dati per il dimensionamento.

Mentre il primo problema permette una trattazione in forma del tutto generale, gli altri due, dipendono dal tipo di fluido che attraversa la valvola, dovranno venire trattati separatamente per l'acqua e per il vapore.

### 6.1.1. La capacità di portata di una valvola

Esistono diversi metodi per esprimere la capacità di portata di una valvola, i quali in un modo o nell'altro, trovarono tutti applicazione nel passato. Dall'in-

roduzione delle norme VDI/VDE 2173 [15], però, praticamente tutti i fabbricanti europei di valvole sono passati ad esprimere la capacità di portata delle valvole di loro produzione per mezzo del fattore  $k_v$ . Riteniamo pertanto utile riassumere sinteticamente quanto indicato nelle norme citate per le varie definizioni che incontreremo nella trattazione <sup>(2)</sup>:

- il  $k_v$  esprime il valore di portata in  $m^3/h$  di acqua a  $5 \div 30^\circ C$ ) attraverso una qualsiasi strozzatura (e quindi anche attraverso una valvola con una qualsiasi apertura), quando la differenza di pressione attraverso tale strozzatura è pari a  $\Delta p = 1 \text{ kg/cm}^2$ ;
- il  $k_{v_{max}}$  è il valore nominale del  $k_v$  (dato di catalogo) di una valvola, quando la valvola stessa è completamente aperta (corsa 100%). Nella produzione di serie delle valvole, i valori effettivi del  $k_v$ , a valvola completamente aperta, possono scostarsi del  $\pm 10\%$  del valore del  $k_{v_{max}}$  previsto.

### 6.1.2. Il dimensionamento delle valvole per l'acqua

Il  $k_v$ , la differenza di pressione  $\Delta p_v$  e la portata in massa  $\dot{V}$  sono legati tra loro da una relazione. Poiché secondo le norme il  $k_v$  è definito proprio considerando come fluido l'acqua, la formula assume la seguente espressione particolarmente semplice:

$$\dot{V} = k_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{v_N}}} \quad (6.1)$$

dove  $\dot{V}$  è espresso in  $m^3/h$ ,  $k_v$  in  $m^3/h_v$ ,  $\Delta p$  in  $kg/cm^2$  e  $\Delta p_{v_N}$  è pari a  $1kg/cm^2$ .

Purtroppo, questa formula non può venire usata nella pratica, per cui dovrà venire rielaborata, in quanto il problema che ci si pone è quello di calcolare il valore del  $k_v$  affinché, sotto una data differenza di pressione  $\Delta p_v$ , possa defluire attraverso la valvola la portata d'acqua desiderata  $\dot{V}$ : se  $\dot{V}$  viene espressa in  $m^3/h$  e  $\Delta p_v$  in  $kg/cm^2$  la formula per il dimensionamento diviene:

$$k_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p_v}} \quad [m^3/h] \quad (6.2)$$

Tutti i sussidi per il dimensionamento delle valvole, messi a disposizione da parte delle case fabbricanti, siano essi diagrammi, nomogrammi o regoli calcolatori speciali, si basano sempre su questa semplice formula fondamentale. Naturalmente, si potrebbe anche impiegare direttamente la formula tale e quale, ma il problema non sta nell'uso della formula stessa, bensì nella determinazione dei valori numerici da porre al posto dei simboli, da dove essi possano essere ricavati e quale fattore di sicurezza si debba prevedere. Questi argomenti richiedono alcune considerazioni.

<sup>(2)</sup> L'Autore cita, come sempre, la normativa tedesca. Per chi volesse consultarla sarà utile sapere che il  $k_{v_{max}}$  corrisponde, nella normativa tedesca, al  $k_{vs}$  ed il  $k_{v_{min}}$ , che troveremo più avanti, al  $k_{vr}$  (N.d.T.).

Nella pratica della regolazione esistono diversi criteri per il dimensionamento delle valvole. Ad esempio, nella tecnica dei processi la valvola viene spesso dimensionata in modo che la portata nominale passi già quando la valvola è aperta per il 70%. Ciò in quanto nel suo funzionamento la valvola può essere chiamata a correggere tanto in aumento quanto in diminuzione; poiché però l'impianto funziona con una capacità produttiva costante, le variazioni di carico che dovranno essere corrette dalla valvola sono relativamente piccole. Tale criterio di dimensionamento non si adatta agli impianti di climatizzazione, in cui esistono grandi variazioni di carico; per i nostri impianti, pertanto, le valvole di regolazione devono essere dimensionate con il metodo seguente:

- determinazione della portata massima richiesta  $\dot{V}_{\max}$  e della differenza di pressione  $\Delta p_{v \min}$  attraverso la valvola per i casi più sfavorevoli;
- calcolo del valore del  $k_v$  con la formula (6.2);
- scelta di un diametro nominale con un  $k_{v \max}$  (dato di catalogo), immediatamente superiore al valore del  $k_v$  determinato.

Tale metodo di dimensionamento comprende già un fattore di sicurezza, valido in generale, che esclude un dimensionamento in difetto della valvola. Pertanto, nella ricerca dei dati per il dimensionamento si deve controllare che la portata massima  $\dot{V}_{\max}$  non contenga altre maggiorazioni di sicurezza, provenienti dal calcolo del carico termico, frigorifero, o dal dimensionamento dello scambiatore di calore.

Altrettanto importante è di disporre, nella fase di progettazione, dei dati esatti relativi alla differenza di pressione  $\Delta p_v$  che si presenterà poi effettivamente, anche se spesso succede che il diametro nominale della valvola debba venir fissato in un momento in cui i dati idraulici della rete di distribuzione dell'acqua non sono stati ancora calcolati, oppure sono noti solo grossolanamente, nel qual caso si deve assolutamente evitare di ricorrere ai cosiddetti « valori empirici » o « indicativi » (per esempio  $\Delta p_v = 1 \div 2$  m c.d'a.). Con tale calcolo si otterrebbero infatti diametri che in seguito, nel funzionamento effettivo, potrebbero rivelarsi troppo grandi. Le conseguenze che tali dimensionamenti erronei della valvola di regolazione hanno sul circuito di regolazione verranno trattate più a fondo nel paragrafo 6.3. Altre questioni, riguardanti la differenza di pressione  $\Delta p_v$ , verranno prese in considerazione nei paragrafi 6.2. e 6.3.

### 6.1.3. Il dimensionamento delle valvole per il vapore

Il vapore è un fluido comprimibile: il volume di una data quantità di vapore dipende dalla pressione e dalla temperatura, e pertanto varia anche durante il passaggio attraverso la valvola. Per questa ragione, la portata di vapore non viene data in generale in  $\text{m}^3/\text{h}$  come per l'acqua, ma in  $\text{kg}/\text{h}$  o in  $\text{t}/\text{h}$  (portata in peso  $\dot{G}$ ).

Per i fluidi comprimibili e per l'acqua non sono valide le medesime leggi. La differenza più rimarchevole è rappresentata dal fatto che, per una certa corsa della valvola, la portata viene influenzata solo fino ad un certo valore dalla



differenza di pressione  $\Delta p_v$  attraverso la valvola. Ciò ha, come conseguenza, che partendo da piccoli valori della differenza di pressione  $\Delta p_v$ , ed aumentandoli successivamente, la portata in peso  $\dot{G}$  aumenta, finché viene raggiunto tale valore limite di  $\Delta p_v$ . Un ulteriore aumento della differenza di pressione (ottenuta abbassando la pressione a valle della valvola), non ha più alcun effetto sulla portata. Il valore limite della differenza di pressione viene designato con  $\Delta p_{cr}$ , e deve essere ovviamente tenuto presente nel dimensionamento della valvola. Tale fenomeno non verrà tuttavia esaminato in dettaglio dal punto di vista fisico: sarà sufficiente tenere presente che, per il vapore d'acqua,  $\Delta p_{cr}$  è pari a circa il 45% di  $p_1$ , laddove con  $p_1$  si intende la pressione assoluta (in ata) a monte della valvola.

Conseguenza immediata e importante è che, per il dimensionamento di una valvola di regolazione per fluidi comprimibili, si dovrà fare uso di una formula di dimensionamento diversa. Ossia, come grandezza caratteristica della portata si dovrà adottare ancora il valore di  $k_v$  ed in teoria, come formula, la cosiddetta formula dell'efflusso adiabatico, la quale descrive esattamente il fenomeno ma che però condurrebbe ad una formula di dimensionamento talmente complicata che il suo impiego sarebbe a priori escluso per la pratica quotidiana, e che pertanto non viene affatto presa in considerazione in questa sede.

I fabbricanti di valvole aggirano il problema mettendo a disposizione altri sussidi per il dimensionamento (nomogrammi, regoli calcolatori ad hoc ecc.), i quali sono anche molto spesso ottenuti impiegando formule approssimate, derivate dalla legge più semplice valida per l'acqua. Impiegando questi mezzi ausiliari, basati su formule semplificate, è necessario tenere presente che esse sono valide solo fino a  $\Delta p_{cr}$  e che normalmente sono addirittura diverse a seconda che  $\Delta p_v < \Delta p_{cr}$  o  $\Delta p_v \geq \Delta p_{cr}$ .

Il criterio per il dimensionamento della valvola, usato nel paragrafo 6.1.2., può essere assunto anche in questo caso nello stesso senso, ossia anche per il dimensionamento di una valvola per il vapore si prendono in considerazione la portata massima di vapore in peso  $\dot{G}_{max}$  (t/h) e la differenza di pressione minima  $\Delta p_{v_{min}}$ , in base a questi si determina il valore del  $k_v$  e si sceglie il diametro della valvola con il  $k_{v_{max}}$  di valore immediatamente superiore. Gli usuali mezzi ausiliari per il dimensionamento, offrono la possibilità di risolvere questo problema con la stessa facilità come nel caso delle valvole per l'acqua.

Nella ricerca dei dati per il dimensionamento si richiede, analogamente al caso di  $\dot{V}_{max}$ , che anche per  $\dot{G}_{max}$  non vengano previsti fattori di sicurezza. Per la differenza di pressione  $\Delta p_v$  è, inoltre, necessario tenere conto della comprimibilità del fluido, non solo per quello che riguarda il già citato limite di  $\Delta p_{cr}$ , ma anche in conseguenza dei fenomeni che si verificano negli altri componenti dell'impianto a valle della valvola. Ossia, non è assolutamente accettabile l'affermazione, piuttosto comune, che una valvola di regolazione dimensionata per una portata di vapore di 2 t/h, e per una differenza di pressione di 1 kg/cm<sup>2</sup>, quando è completamente aperta lascia passare nell'impianto 2 t/h di vapore ed in tale

condizione « annulla » 1 kg/cm<sup>2</sup> di pressione. In conseguenza a tale affermazione ci si dovrebbe aspettare che, per una pressione di vapore di 6 ata a monte della valvola, si abbia una pressione di 5 ata a valle della valvola <sup>(3)</sup>.

L'idea secondo la quale l'andamento dei fenomeni possa essere descritto e calcolato procedendo nella direzione del flusso, non corrisponde alla realtà fisica. Infatti, la pressione del vapore a valle della valvola, e ciò è molto importante per il dimensionamento, viene determinata da tutt'altre relazioni. Immaginiamo che a valle della valvola si trovi un utilizzatore del vapore (al momento non altrimenti precisato), con un ben determinato e limitato volume: nell'utilizzatore affluisce il vapore proveniente dalla valvola, e contemporaneamente ne defluisce in un modo determinato dalla funzione dell'impianto. La quantità che defluisce si presenta sotto due forme diverse:

- come vapore, quando per esempio si hanno diversi utilizzatori, collegati ad un collettore che debba essere regolato a pressione costante, agendo sulla portata affluente;
- come condensa, se il vapore condensa in seguito ad uno scambio di calore con un ambiente più freddo (batteria di riscaldamento).

In entrambi i casi si manifesta una legge caratteristica per i fluidi comprimibili, secondo la quale ogni disuguaglianza — tra la quantità di vapore affluente e quella defluente — modifica la pressione entro l'ambiente considerato. Ossia, la pressione aumenta quando la quantità affluente è maggiore di quella defluente, e diminuisce nel caso opposto. Quando la pressione in tale ambiente influenza una delle due, od entrambe, le correnti di vapore, in ogni condizione di apertura della valvola di regolazione si instaura una pressione di equilibrio, per la quale tanto vapore affluisce quanto ne defluisce. Un tale andamento è autoregolante.

Per la determinazione dei valori della differenza di pressione  $\Delta p_v$  necessari per il dimensionamento della valvola, si devono considerare le pressioni di equilibrio che si formano in conseguenza di ciò entro il volume dell'utilizzatore a valle della valvola, e non qualsivoglia valori indicativi o valori desiderati. Ad esempio: per le batterie di riscaldamento a vapore è richiesta la conoscenza della temperatura di condensazione necessaria a pieno carico, e la corrispondente pressione di vapore. La differenza di pressione  $\Delta p_v$  corrisponde quindi alla differenza tra la pressione di vapore  $p_{vs}$  a monte della valvola e la pressione di condensazione nella batteria di riscaldamento. Su questo punto si ritornerà più particolareggiatamente nel paragrafo 6.2.2. parlando della caratteristica della valvola.

<sup>(3)</sup> Il calcolo relativo per il dimensionamento è il seguente:

$\dot{G}_{max} = 2$  t/h di vapore saturo alla pressione  $p_{vs} = 6$  ata  $\Delta p_{vs} = 1$  kg/cm<sup>2</sup> corrispondente a  $\Delta p_{vs} = \frac{1}{6} \cdot 100 = 17\%$  di  $p_{vs}$

Risultato:  $k_v = 41$  m<sup>3</sup>/h,  $\rightarrow$  DN 65 con  $k_{v_{max}} = 63$  m<sup>3</sup>/h

(in pratica DN 65/50 con  $k_{v_{max}} = 40$  ancora accettabile) per DN 65 portata per  $\Delta p_{crit}$ :

$\dot{G}_{cr} = 4$  t/h =  $2 \dot{G}_{max}$ .

## 6.2. Caratteristica della valvola

La definizione di « caratteristica della valvola » è fissata in maniera chiara e univoca nelle norme: « per caratteristica della valvola si intende la relazione tra il valore del  $k_v$  e la corsa (della valvola) » (<sup>4</sup>).

Da tale definizione risulta chiaro come non sia possibile intendere come caratteristica della valvola la portata attraverso la valvola stessa in funzione della corsa, cosa che si era usi fare prima della comparsa delle norme.

Nelle considerazioni che seguiranno, quindi, ci atterremo strettamente a questa definizione.

Le norme prevedono due forme fondamentali della caratteristica della valvola e cioè la caratteristica lineare e la caratteristica equipercentuale. Nella figura 6.1 è rappresentato l'andamento delle due caratteristiche su un diagramma a scale percentuali valido in generale.

Spesso la caratteristica equipercentuale viene disegnata in un sistema di coordinate con ascisse a suddivisione lineare ed ordinate a suddivisione logaritmica: in questo caso la caratteristica può venire rappresentata da una retta, alla quale si riferiscono i concetti di pendenza della caratteristica e tolleranza della pendenza.

Nella figura 6.1 vengono rappresentati, su un diagramma ad assi lineari, i due casi di caratteristica: lineare ed equipercentuale. Il confronto tra le due curve, riportate appositamente in un unico diagramma rende più evidenti le differenze tra i due tipi, senza scendere in descrizioni particolari che possono interessare solo il fabbricante di valvole.

Prima di procedere ad esaminare il significato pratico della caratteristica della valvola è necessario però chiarire una volta per tutte una falsa opinione, che si incontra spesso nella pratica delle regolazioni, e che probabilmente è sorta in seguito all'impiego di queste definizioni tecniche per scopi propagandistici: le definizioni « caratteristica lineare » e « caratteristica equipercentuale » non hanno niente a che vedere con la *qualità della valvola*. Il criterio fondamentale, per la valutazione delle proprietà di un certo prodotto, è che si possa stabilire un metro per tale valutazione, ed anche nel presente volume cercheremo di attenerci sempre a tale principio. Ciò richiede quindi che da noi, in qualità di tecnici della regolazione, si chiarisca quale sia l'obiettivo finale della « progettazione » per poterne dedurre una valutazione « buono/cattivo » o « corretto/sbagliato ». Affinché queste considerazioni siano facilmente comprese da tutti i tecnici che operano nel nostro settore esse non verranno fatte in una forma teorica astratta, ma verranno riferite ad un esempio ben noto, ossia ad un circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria secondo la figura 3.2, in cui il complesso regolato è formato dalla batteria di riscaldamento con la propria valvola, ed in cui il complesso regolante è di tipo pneumatico a caratteristica P.

(<sup>4</sup>) Norme VDI/VDE 2173 [5].

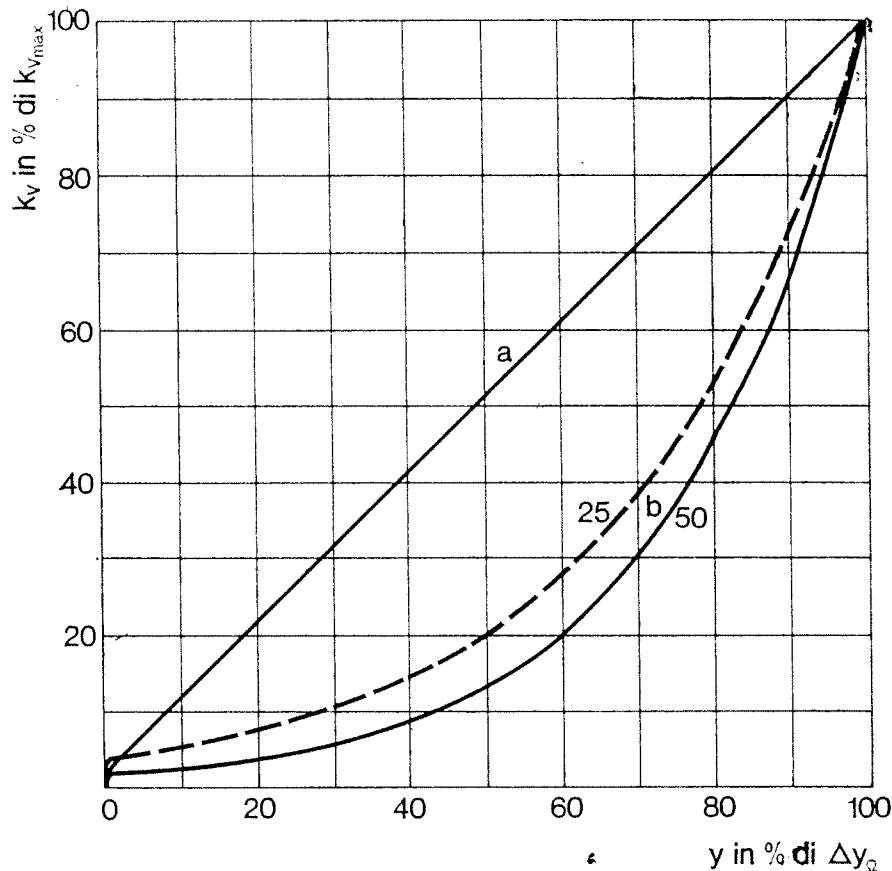


FIGURA 6.1

Forme fondamentali della caratteristica della valvola

a caratteristica lineare

b caratteristica equipercentuale per rapporto di regolazione  $\rho = 25$   
e  $\rho = 50$ , ovvero pendenza della caratteristica  $n = 3,22$  e  $n = 3,91$

y corsa della valvola (grandezza regolante)

$\Delta y_{\Omega}$  campo di funzionamento della valvola

### 6.2.1. Caratteristica delle valvole per batterie di riscaldamento ad acqua

(Le considerazioni che seguono valgono analogamente anche per le batterie di raffreddamento, mentre invece le batterie di riscaldamento a vapore verranno trattate separatamente nel par. 6.2.2.).

Il circuito di regolazione della temperatura, rappresentato nella figura 3.2, è stato trattato molto particolareggiatamente nel paragrafo 4.1.1. e di quanto ivi esposto si ricordi in particolare che l'amplificazione del circuito  $A_0 = K_r \cdot K_{tot}$ , definita dalla formula (4.1), deve necessariamente presentare un valore determinato dalle caratteristiche del complesso regolante, affinché le pendolazioni del circuito di regolazione siano sufficientemente smorzate per le applicazioni pratiche. In prima approssimazione, si ammetta che tale valore dell'amplificazione del circuito di regolazione, valore designato con  $A_{amm}$ , sia uguale per tutte le condizioni di carico, o, in altre parole, per tutti i valori della corsa della valvola y (grandezza regolante). Se inoltre si osser-

va che per *valori fissi* della banda proporzionale  $\Delta x_b$  di un complesso regolante il suo fattore di « transfert »  $K_r$  non dipende dalla grandezza regolante  $y$ , ma rimane pure costante ed indipendente dal carico, si può dedurre immediatamente dalla formula (4.1) che il fattore di trasferimento o transfert  $K_{tot}$  del complesso regolato deve essere pure indipendente dal carico

$$K_{tot} = \frac{A_{amm}}{K_r} = \text{cost} \quad (6.3)$$

Ciò è, evidentemente, una condizione imposta dalle caratteristiche del complesso regolato, condizione che finora non era stata formulata ma che adesso, nella valutazione della caratteristica della valvola, deve essere tenuta presente.

Finora i fenomeni che hanno luogo nel complesso regolato sono stati descritti sempre come un andamento ad *una sola fase*, il che si esprime nella formula (3.10):

$$\Delta x = \Delta y \cdot K_{tot}$$

Considerando il tutto con maggiore precisione è possibile suddividere il processo di transfert *in tre fasi* parziali, ciascuna delle quali è definita da relazioni fisiche proprie. Nello schema di figura 6.2 viene chiarito che cosa si intenda con fase I, fase II e fase III.

#### Fase parziale I

Questa conduce, dalla variazione della grandezza regolante  $\Delta y$ , alla variazione del coefficiente di portata  $\Delta k_v$ , e pertanto riguarda la relazione tra il valore del  $k_v$  e la corsa  $y$ , relazione data dalla caratteristica della valvola. Con ciò risulta evidente a che punto del problema si inserisca la caratteristica della valvola ed in seguito, per la conversione della variazione della grandezza regolante  $\Delta y$ , in variazione del coefficiente di portata  $\Delta k_v$ , dovremo prendere in considerazione la pendenza della caratteristica della valvola, in quel dato punto.

#### Fase parziale II

In essa sono raggruppati tutti i fenomeni che si possono riportare a *problemi idraulici*. I processi della fase parziale II vengono descritti per mezzo della già nota formula:

$$\dot{V} = k_v \sqrt{\frac{\Delta p_v}{\Delta p_{vN}}} \quad (6.1)$$

la quale, grazie alla sua forma lineare, è valida non solo per tutta la portata, ma anche per piccole variazioni  $\Delta \dot{V}$ . In tale caso per  $\Delta \dot{V}$  in  $\text{m}^3/\text{h}$  e  $\Delta p_v$  in  $\text{kg}/\text{cm}^2$  si ha:

$$\Delta \dot{V} = \Delta k_v \sqrt{\Delta p_v} \quad (6.4)$$

Questa però non è ancora la formula valida per descrivere il fenomeno nella fase parziale considerata. Infatti, nel caso valido in generale vi sono

altre resistenze idrauliche in serie alla valvola di regolazione (batterie di riscaldamento, tubi, saracinesche ecc.), per cui la differenza di pressione attraverso la valvola  $\Delta p_v$  non può restare costante al variare della corsa della valvola stessa. A questo effetto si sovrappongono inoltre anche le variazioni della prevalenza della pompa che si presentano, in forma più o meno accentuata, al variare della portata ed in funzione della caratteristica della pompa stessa.

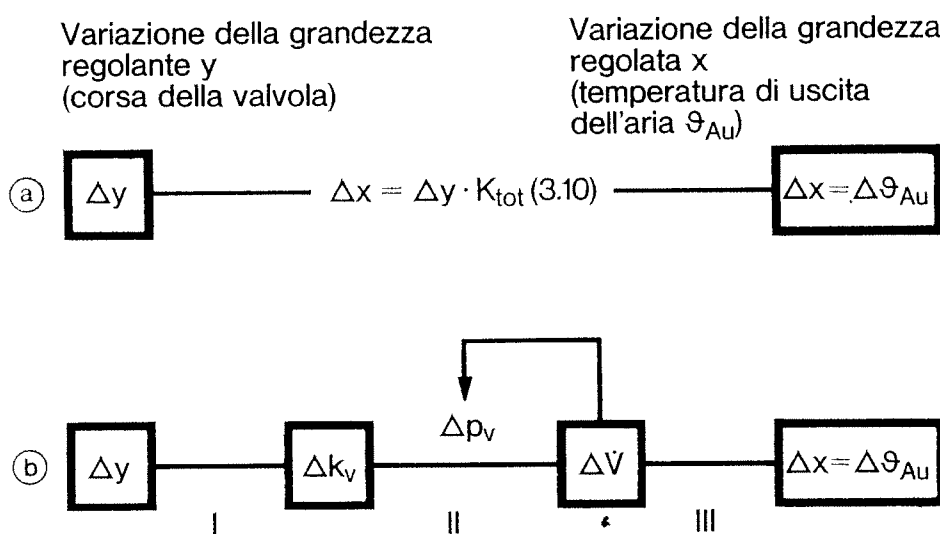


FIGURA 6.2

Rappresentazione del processo di transfert in una batteria di riscaldamento ad acqua

- a) Transfert ad uno stadio  
 $K_{tot}$  fattore di transfert del complesso regolato
- b) Transfert in 3 fasi parziali: I, II e III  
 $\Delta y$  variazione della grandezza regolante  
 $\Delta k_v$  variazione del coefficiente di portata  
 $\Delta \dot{V}$  variazione della portata d'acqua  
 $\Delta p_v$  differenza di pressione attraverso la valvola  
 $\Delta x$  variazione della grandezza regolata, ossia variazione della temperatura dell'aria uscente  $\Delta \vartheta_{Au}$

Quindi per poter tenere conto, nella formula, dell'influenza sulla fase parziale II, della variazione della pressione dovuta alle variazioni della portata, è stata introdotta la cosiddetta *autorità della valvola*  $P_v$ , definita da

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}}$$

dove  $\Delta p_{v0}$  rappresenta la differenza di pressione attraverso la valvola a valvola chiusa (corsa  $y = 0\%$  di  $\Delta y_{\Omega}$ ) e  $\Delta p_{v100}$  la differenza di pressione attraverso la valvola a valvola completamente aperta (corsa  $y = 100\%$  di  $\Delta y_{\Omega}$ ). Esaminiamo subito il significato generale di  $P_v$ , rimandandone il calcolo nu-

merico al paragrafo 6.5.: se si esprime il valore del  $k_v$ , indipendentemente dalla corsa della valvola, in % del valore del  $k_{v_{\max}}$ , come è già stato fatto nel caso della caratteristica della valvola in figura 6.1, e se analogamente si esprime  $\Delta\dot{V}$  in % di  $\dot{V}_{\max}$  (a valvola completamente aperta), è possibile arrivare alla formula (6.4) in funzione dell'autorità della valvola  $P_v$ , per una corsa  $y$  qualsiasi, e per un valore del  $k_v$ , come segue:

$$\Delta\dot{V} = \Delta k_v \cdot P_v \left[ P_v + \left( \frac{k_v}{k_{v_{\max}}} \right)^2 (1 - P_v) \right]^{-\frac{3}{2}} \quad (6.6)$$

I passaggi intermedi sono stati tralasciati in quanto poco interessanti, comunque essi si basano sul fatto che anche per le resistenze in serie con la valvola di regolazione vale la formula (6.1). Anche la rappresentazione grafica della relazione si può tralasciare, in quanto il significato della fase parziale II verrà ancora elaborato, in forma sufficientemente chiara, quando si tratterà dell'intero fenomeno di transfert.

### Fase parziale III

Da una variazione  $\Delta\dot{V}$  della portata d'acqua attraverso la batteria di riscaldamento, risulta una variazione dell'aumento della temperatura dell'aria  $\Delta\vartheta_{\text{Aeu}}$ . Il simbolo  $\vartheta_{\text{Aeu}}$  è l'abbreviazione della differenza tra la temperatura di uscita dell'aria  $\vartheta_{\text{Au}}$  e la temperatura di entrata dell'aria  $\vartheta_{\text{Ac}}$  ossia:

$$\vartheta_{\text{Aeu}} = \vartheta_{\text{Au}} - \vartheta_{\text{Ac}}$$

Una variazione di questa differenza di temperatura, rilevata a regime, viene designata nello stesso senso con  $\Delta\vartheta_{\text{Aeu}}$ .

Poiché normalmente come grandezza regolata non compare l'aumento di temperatura dell'aria, ma la temperatura di uscita dell'aria  $\vartheta_{\text{Au}}$ , sarebbe necessaria, per la precisione, un'ulteriore fase parziale, ossia  $\Delta\vartheta_{\text{Aeu}} \rightarrow \Delta x = \Delta\vartheta_{\text{Au}}$ . Poiché però i fenomeni di transfert vengono considerati per un dato valore costante della temperatura di entrata dell'aria  $\vartheta_{\text{Ac}}$ , le due variazioni di temperatura  $\Delta\vartheta_{\text{Aeu}}$  e  $\Delta\vartheta_{\text{Au}}$  sono uguali tra di loro.

I fenomeni dovuti alla fase parziale III devono però essere esaminati ancora più dettagliatamente: poiché essi hanno luogo tutti entro la batteria di riscaldamento, possono essere rappresentati per mezzo della *caratteristica della batteria di riscaldamento*. Informazioni a tale proposito sono state elaborate per la prima volta dal gruppo di lavoro « Regolazione per la climatizzazione » della Commissione tecnica « Regolazioni automatiche » del VDI/VDE (e in particolare per merito dell'ing. Bayer). I risultati di interesse per i nostri scopi sono contenuti nelle due pubblicazioni [16] e [17].

Da questi due lavori sono state derivate le caratteristiche delle batterie di riscaldamento della figura 6.3, rappresentate come andamento dell'aumento della temperatura dell'aria  $\vartheta_{\text{Aeu}}$  in % dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$ , in funzione della portata d'acqua data  $\dot{V}$ , espressa a sua volta pure in % di  $\dot{V}_{\max}$ . Le due curve a tratto più grosso, BR e BP, si riferiscono ai lavori di Bayer/Koch-Emmery [16] e rappresentano in pratica i casi più usuali per una

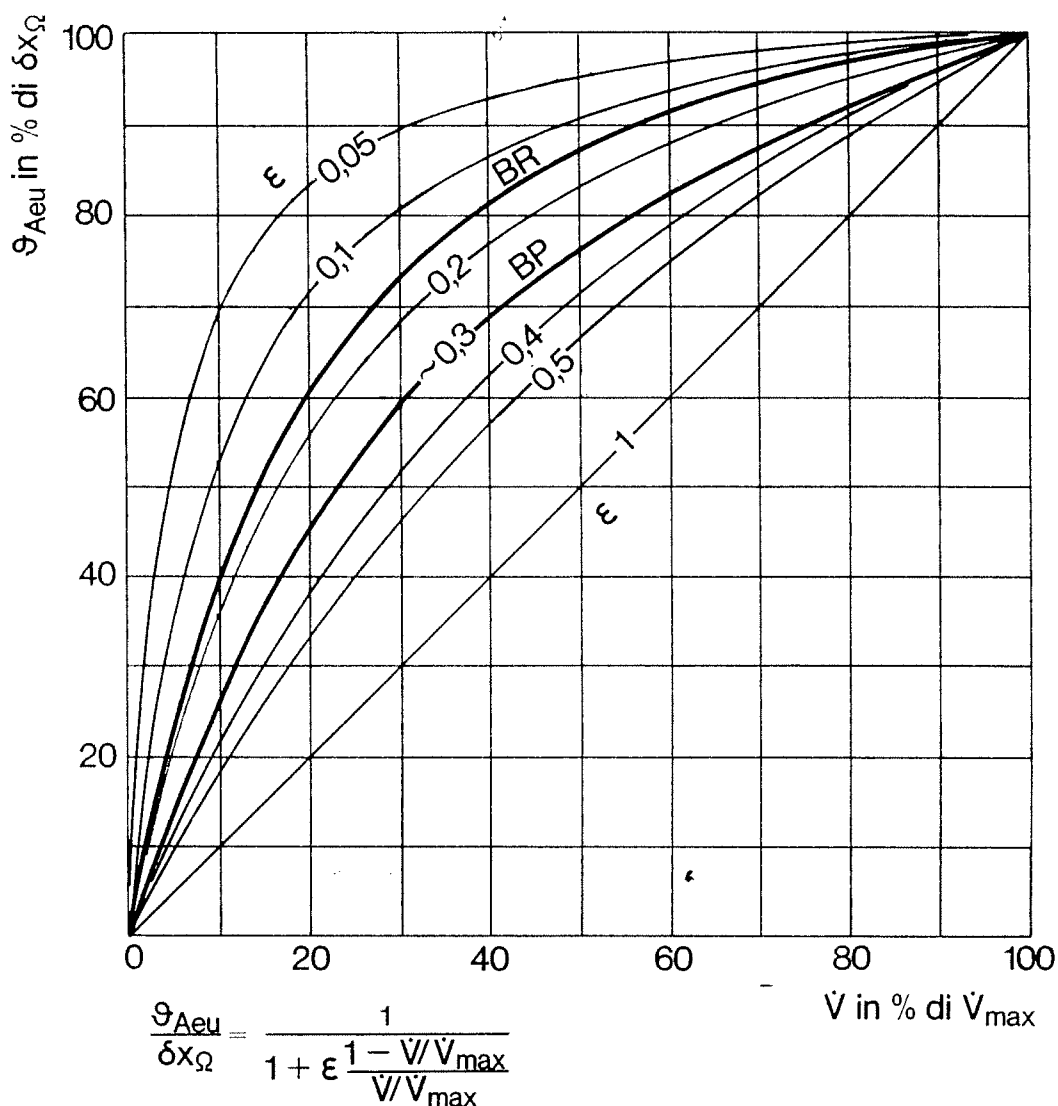


FIGURA 6.3

Caratteristiche della batteria di riscaldamento

- BR batteria di preriscaldamento } secondo [16]  
 BP batteria di postriscaldamento }  
 ε efficacia della trasmissione termica secondo [17], v. formula (6.8.)

temperatura dell'acqua di 90 °C/70 °C<sup>(5)</sup>. Il significato dei simboli è il seguente:

- BR batteria di preriscaldamento, con  $\vartheta_{Ae} = -15 \div 20$  °C variabile  
 $\vartheta_{Au} = 20$  °C costante
- BP batteria di postriscaldamento, con  $\vartheta_{Ae} = 15$  °C costante  
 $\vartheta_{Au} = +15 \div 30$  °C variabile

<sup>(5)</sup> L'autore ritiene « normali » i valori di temperatura dell'acqua 90/70 °C in quanto in Germania e Svizzera essi sono i più impiegati; si veda anche il valore minimo di  $\vartheta_{Ae} = -15$  °C assolutamente non usuale in Italia (N.d.T.).



Le altre curve sono calcolate in base a Würstlin [17] il quale, nella sua pubblicazione, dà la seguente formula per la caratteristica delle batterie a correnti incrociate:

$$\frac{\vartheta_{Au} - \vartheta_{Ac}}{(\vartheta_{Au} - \vartheta_{Ac})_{\max}} = \frac{\vartheta_{Aeu}}{\delta X_{\Omega}} = \frac{1}{1 + \epsilon \frac{1 - \dot{V}/\dot{V}_{\max}}{\dot{V}/\dot{V}_{\max}}}$$

dove:

$\epsilon$  = efficacia della trasmissione termica ( $0.05 \leq \epsilon \leq 1$ )

$\delta X_{\Omega}$  = effetto regolante secondo la formula (3.11).

In tutti gli scambiatori di calore con acqua come fluido primario si hanno due possibilità, sostanzialmente diverse, per l'adattamento al carico termico richiesto, e cioè variare *la portata* dell'acqua primaria  $\dot{V}$  oppure la *temperatura* dell'acqua di ingresso  $\vartheta_{ac}$ . In pratica si deve pertanto distinguere tra:

- batteria di riscaldamento con variazione della portata d'acqua e
- batteria di riscaldamento con regolazione della temperatura dell'acqua (miscelazione).

Nel secondo caso, sul quale ritorneremo nel paragrafo 6.5., la temperatura di ingresso dell'acqua  $\vartheta_{ac}$  viene fatta variare miscelandola con acqua di ritorno, e quindi risulta necessaria una pompa di circolazione interna (v. anche fig. 6.20, riga B).

Come portata d'acqua  $\dot{V}$  si è posta nella formula (6.7) la quantità di acqua di mandata presa dalla rete. In base a tali premesse, la formula (6.7) descrive l'effettivo andamento della caratteristica, laddove l'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  deve essere calcolato nel modo seguente in base ai dati del pieno carico:

Batteria di preriscaldamento	Batteria di postriscaldamento	(6.8)
$\epsilon = \left( \frac{\vartheta_{ac} - \vartheta_{au}}{\vartheta_{ac} - \vartheta_{Au}} \right) N$	$\epsilon = \left( \frac{\vartheta_{ac} - \vartheta_{au}}{\vartheta_{ac} - \vartheta_{Ac}} \right) N$	

indici: a acqua

u uscita

A aria

N carico nominale (valore di dimensionamento)

e ingresso

La caratteristica della batteria di riscaldamento con variazione della portata d'acqua viene descritta dalla formula (6.7), che, seppure approssimata, è sufficientemente precisa per le considerazioni che seguiranno. I valori dell'efficacia della trasmissione termica, calcolati con la (6.8), devono essere an-

cora moltiplicati per il fattore 0,6 ossia:

$\epsilon$ variazione della portata d'acqua	$=$	$0,6 \cdot \epsilon$ regolazione della mi- scelazione
---	-----	---

Per tutti gli scambiatori di calore a correnti incrociate (batterie di riscaldamento e di raffreddamento), si può ricapitolare quanto segue:

- lo scambiatore di calore a correnti incrociate ha normalmente una caratteristica incurvata verso l'alto;
- la curvatura della caratteristica dipende dall'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$ : al diminuire di  $\epsilon$  la curvatura aumenta, per  $\epsilon = 1$  la caratteristica è una retta;
- piccoli valori di  $\epsilon$  si ottengono, soprattutto, per piccoli valori di salto termico dell'acqua  $\vartheta_{acu} = \vartheta_{ac} - \vartheta_{au}$ ;
- a parità di valori iniziali, la batteria di postriscaldamento presenta una caratteristica più incurvata che la batteria di preriscaldamento;
- la batteria di riscaldamento, a correnti incrociate con variazione della portata d'acqua, presenta sempre una caratteristica più incurvata rispetto alle batterie con regolazione della temperatura dell'acqua.

Con questi dati si sono poste le premesse per poter calcolare la *dipendenza dal carico del fattore di transfert*  $K_{tot}$  della combinazione valvola di regolazione + batteria di riscaldamento. Come risultato di tali calcoli si ottengono curve che rappresentano l'andamento del fattore di transfert  $K_{tot}$ , in funzione della corsa percentuale ( $y$  in % di  $\Delta y_{\Omega}$ ). Entrambi i parametri, sia l'efficacia della trasmissione termica della batteria di riscaldamento sia l'autorità  $P_v$  della valvola scelta, variano da 0 a 1 (in casi particolari però  $\epsilon$  potrebbe anche essere maggiore di 1). Essi influenzano in modo decisivo l'andamento delle curve  $K_{tot}$ , come risulta dalla figura 6.4 per la valvola con caratteristica lineare, e dalla figura 6.5 per la valvola con caratteristica equipercentuale. Partendo da questi dati si possono determinare gli indirizzi di carattere generale che impongono l'impiego di una valvola con caratteristica lineare o equipercentuale, indirizzi che dovranno essere tenuti in debito conto già nella fase di progettazione.

Nelle figure 6.4 e 6.5 è definito il fattore di transfert  $K_{tot}$  per la rappresentazione percentuale (in questo caso più conveniente) delle relazioni.

Nel caso lineare abbiamo pertanto  $K_{tot} = 1$ , indipendentemente dalla corsa della valvola. Per poter valutare le relazioni che si scostano da questa condizione è necessario confrontare le varie curve di  $K_{tot}$  con la condizione  $K_{tot} = 1$ . Ad esempio, è possibile affermare che una soluzione è tanto migliore, quanto meno al di sopra di  $K_{tot} = 1$  si trova il fattore di transfert  $K_{tot_{max}}$  raggiunto dalle curve  $K_{tot}$  delle figure 6.4 e 6.5. Come già si sa dalla

formula  $A_0 = K_r \cdot K_{tot}$ , valori massimi troppo elevati sono sconsigliabili poiché aumentano l'amplificazione del circuito e conducono il circuito stesso ad un comportamento instabile.

Già per  $K_{tot_{max}} = 2$  viene raggiunto il limite di stabilità qualora i valori prefissati al regolatore siano quelli corretti per  $K_{tot} = 1$ . Per i casi in cui  $K_{tot}$  non rimane costante nel campo di funzionamento della valvola, si devono considerare come indesiderabili, dal punto di vista della stabilità del circuito di regolazione, valori di  $K_{tot}$  maggiori di 1,5. Da ciò si deduce come, per giudicare la corretta scelta di una valvola, sia sufficiente conoscere il più grande valore locale di  $K_{tot_{max}}$ . Ciò vale naturalmente non solo per le

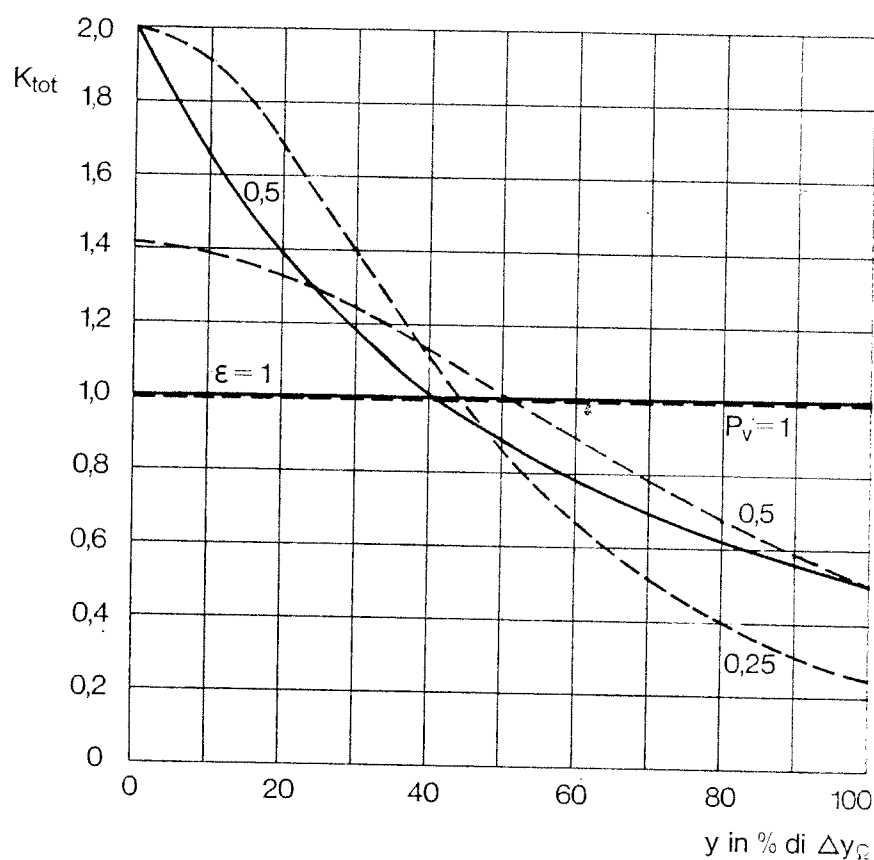


FIGURA 6.4

Fattore di transfert  $K_{tot}$  di una batteria riscaldata ad acqua con una valvola a caratteristica lineare ( $\rho = \infty$ )

$y$  corsa della valvola

$\Delta y_{\Omega}$  campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione (corsa totale)

$P_v$  autorità della valvola

$\epsilon$  coefficiente della trasmissione termica

—  $P_v = 1$ ;  $\epsilon =$  variabile

- - -  $\epsilon = 1$ ;  $P_v =$  variabile

$\delta x_{A_{cu}}$  variazione dell'aumento della temperatura dell'aria in % di  $\delta x_{\Omega}$

$K_{tot} = \frac{\delta x_{A_{cu}}}{\Delta y \text{ in } \% \text{ di } \Delta y_{\Omega}}$

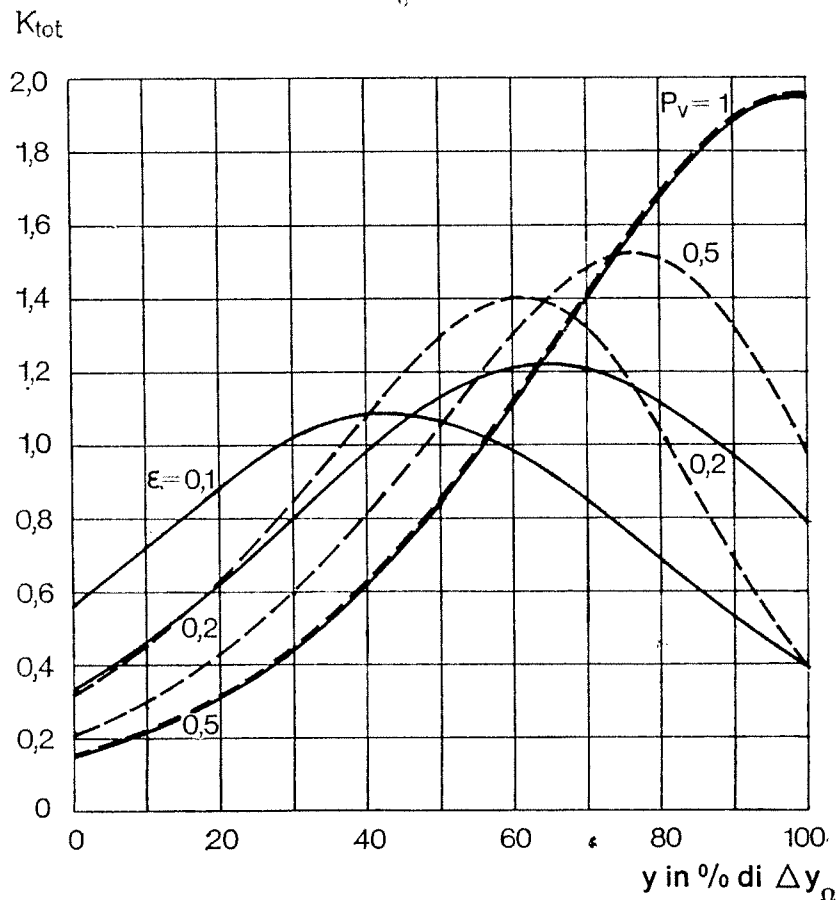


FIGURA 6.5

Fattore di transfert di una batteria riscaldata ad acqua con valvola di regolazione a caratteristica equipercentuale ( $\rho = 50$ )

$y$	corsa della valvola	$P_v$	autorità della valvola
$\Delta y_\Omega$	campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione (corsa totale)	$\epsilon$	efficacia della trasmissione termica
		—	$P_v = 1; \epsilon = \text{variabile}$
		- - -	$\epsilon = 0,5; P_v = \text{variabile}$

batterie di riscaldamento, qui trattate più in dettaglio, ma per tutti i tipi di complessi regolati. Soluzioni con diverse caratteristiche della valvola sono equivalenti se conducono agli stessi valori di  $K_{\text{tot,max}}$ .

Il diagramma di figura 6.6 si riferisce alla batteria di riscaldamento con la sua valvola ed è stato ricavato in base a questi criteri. Nel diagramma, in un piano fissato in base all'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  ed all'autorità della valvola  $P_v$ , sono state riportate le curve dei valori di  $K_{\text{tot,max}}$  per le caratteristiche sia lineari sia equipercentuali. Come si può notare, nelle valvole a caratteristica lineare i valori di  $K_{\text{tot,max}}$  aumentano al diminuire di  $\epsilon$  e di  $P_v$ , mentre per le valvole a caratteristica equipercentuale succede il contrario. A causa di tali andamenti delle curve, esiste un campo delle combinazioni dei vari parametri nel quale le curve di  $K_{\text{tot,max}}$  si intersecano. Una

linea limite, tracciata a tratteggio grosso, collega tutti i casi nei quali la caratteristica lineare e quella equipercentuale raggiungono lo stesso valore di  $K_{tot\ max}$ .

Il diagramma di figura 6.6 è quindi valido per una corretta scelta della valvola in quanto, lungo la linea di limite, entrambi i tipi di caratteristica della valvola sono equivalenti dal punto di vista della regolazione, portando ad uguali scostamenti dal caso ideale. Combinazioni di parametri, che si trovino al disopra di tale curva limite, richiedono una valvola di regolazione con caratteristica lineare, mentre combinazioni che si trovino al disotto ne richiedono una con caratteristica equipercentuale. La maggior parte delle batterie di riscaldamento per la climatizzazione presenta valori dell'efficacia della trasmissione termica compresi nel campo  $\epsilon = 0,15 \div 0,35$ , e deve

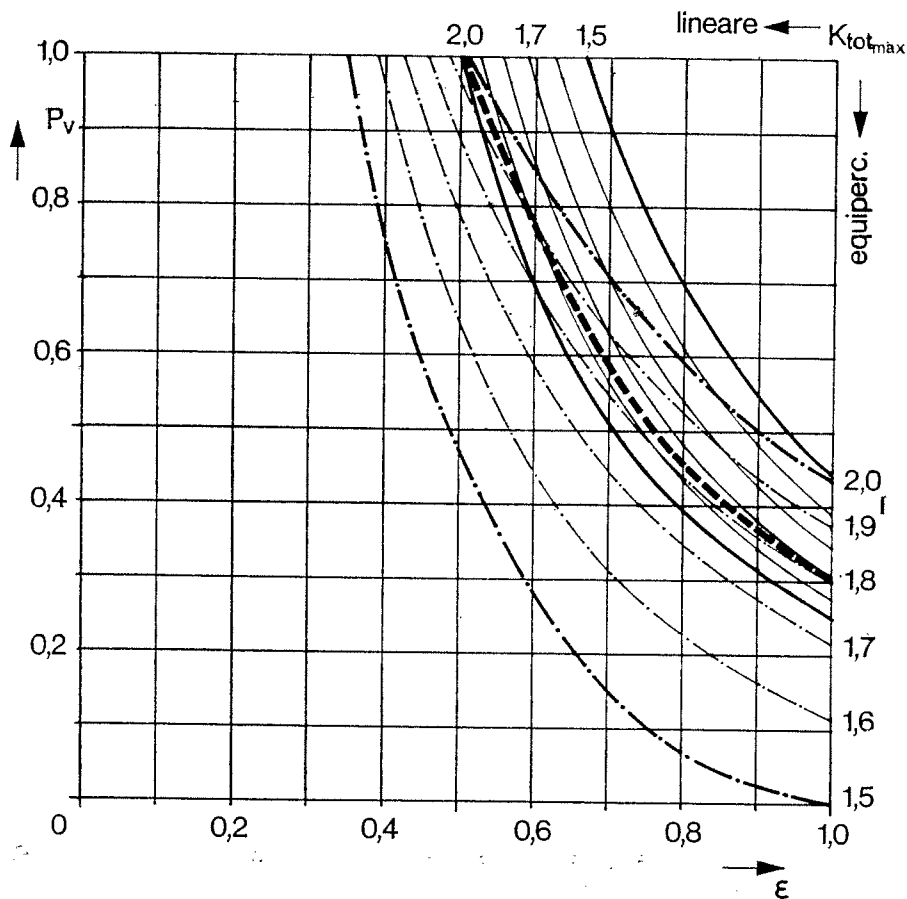


FIGURA 6.6

Valori massimi  $K_{tot\ max}$  del fattore di transfert nelle batterie riscaldate ad acqua

- $\epsilon$                     efficacia della trasmissione termica
- $P_v$                     autorità della valvola
- caratteristica lineare
- · - · -                caratteristica equipercentuale ( $\rho = 50$ )
- equivalenza delle due caratteristiche

chiaramente essere comandata da una valvola di regolazione a caratteristica equipercentuale. Nelle batterie di preriscaldamento con regolazione della temperatura dall'acqua e con alti valori di salto termico dell'acqua stessa si possono presentare casi che, per grandi valori dell'autorità della valvola  $P_v$  (quali si presentano praticamente sempre nel caso di impiego di una pompa interna di circolazione) richiedono, secondo la figura 6.6, la valvola di regolazione a caratteristica lineare. Questi casi sono relativamente poco frequenti e possono presentarsi ad esempio in situazioni del genere:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_{ac} &= 110 \text{ }^\circ\text{C} \\ \vartheta_{au} &= 70 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{batteria di preriscaldamento con regolazione della} \\ \text{temperatura dell'acqua e pompa di circolazione,} \\ P_v = 0,9 \div 1,0 \end{array}$$

$$\vartheta_{Au} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\epsilon = \frac{110 - 70}{110 - 40} = \frac{40}{70} = 0,57 \xrightarrow{\text{fig. 6.6}} \text{caratteristica lineare}$$

Nella letteratura tecnica si trovano molto spesso lavori in cui in base alle cosiddette caratteristiche di funzionamento di una valvola ( $\dot{V}$  in funzione di  $y$ ), vengono fissati valori limite per l'autorità della valvola  $P_v$ .

Normalmente, in tali lavori viene imposta al problema una diversa condizione iniziale, ossia di realizzare una relazione di linearità tra la portata della valvola e la corsa della valvola. In tal caso l'equivalenza delle due caratteristiche si ha per  $P_v = 0,3$ . L'impiego di un tale metodo è tuttavia da sconsigliarsi nel caso della batteria di riscaldamento in quanto non è possibile impostare il problema solo in considerazione della caratteristica della valvola ed imporre, in conseguenza, realistiche condizioni di autorità della valvola stessa. Condizioni aderenti alla realtà, e che possono venire adottate per il calcolo, sono possibili solo esaminando gli effetti del rapporto di regolazione, cosa che verrà trattata nel paragrafo 6.3. Prima però di passare a tale trattazione sarà bene vedere come quanto trattato in questo paragrafo possa essere trasferito nel caso delle batterie di riscaldamento alimentate con vapore.

### 6.2.2. Caratteristica della valvola per le batterie di riscaldamento a vapore

Anche in questo caso il processo di transfert deve venire suddiviso in fasi parziali, secondo quanto rappresentato nella figura 6.2. Nella *fase parziale III* si deve tenere presente la particolare *caratteristica della batteria di riscaldamento a vapore*, per poter pervenire ad un risultato che dimostri la dipendenza del carico dal fattore di transfert  $K_{tot}$ . In questo caso abbiamo tuttavia condizioni notevolmente più semplici che nel caso della batteria riscaldata ad acqua. Infatti, se la batteria a vapore funziona senza accumulo di condensa, tutta la quantità di calore che viene trasmessa in un'ora  $\dot{Q}$  proviene dal calore di condensazione  $r$  che si libera durante la condensa-

zione del vapore. Pertanto  $\dot{Q}$  è proporzionale alla portata di vapore  $\dot{G}$ :

$$\dot{Q} = \dot{G} \cdot r \quad (\text{kcal/h}) \quad (6.9)$$

Per una portata costante dell'aria  $\dot{M}_A$ , come viene qui sempre presupposta, tale quantità di calore  $\dot{Q}$  viene assorbita dalla corrente d'aria secondo la relazione seguente:

$$\dot{Q} = \dot{M}_A \cdot c_A \cdot \vartheta_{Aeu} \quad (6.10)$$

$c_A$  = calore specifico dell'aria

$\vartheta_{Aeu}$  = salto termico dell'aria monte/valle della batteria

Dalle due relazioni (6.9) e (6.10) si può dedurre la caratteristica della batteria di riscaldamento a vapore:

$$\dot{M}_A \cdot c_A \cdot \vartheta_{Aeu} = \dot{G} \cdot r \quad \text{per un carico qualsiasi}$$

$$\dot{M}_A \cdot c_A \cdot \delta x_{\Omega} = \dot{G}_{\max} \cdot r \quad \text{per pieno carico con effetto regolante } \delta x_{\Omega}$$

Da qui si ha:

$$\boxed{\frac{\vartheta_{Aeu}}{\delta x_{\Omega}} = \frac{\dot{G}}{\dot{G}_{\max}}} \quad (6.11)$$

Nel caso in cui si abbia vapore leggermente surriscaldato, ossia quando nella batteria non perviene vapore saturo, non si hanno sostanziali scostamenti da questa relazione lineare. Se la batteria contiene invece condensa (la descrizione più precisa di questo tipo di funzionamento verrà fatta più avanti), un certo sottoraffreddamento della condensa ha ancora parte nel calore totale trasmesso e, nella caratteristica definita dalla (6.11), si forma un leggero incurvamento; tale incurvamento è tuttavia talmente piccolo da non avere alcuna importanza per le relazioni che interessano in questa sede. Pertanto, con buona approssimazione, si può dire che *le batterie di riscaldamento a vapore presentano una caratteristica lineare*.

In altre parole, mentre la batteria riscaldata ad acqua presenta forme della caratteristica dipendenti dall'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$ , e per piccoli valori di  $\epsilon$  caratteristiche fortemente incurvate, per la batteria di riscaldamento a vapore si deve prendere in considerazione un'unica caratteristica, ossia quella lineare, corrispondente al caso  $\epsilon = 1$ .

Ciò tuttavia non significa che, tenendo conto di quanto esaminato nel paragrafo 6.2.1., la caratteristica lineare delle batterie di riscaldamento a vapore richieda senz'altro una valvola con caratteristica anch'essa lineare; da un esame più approfondito del processo di transfert:

$$\begin{array}{l} \text{variazione della corsa} \\ \text{della valvola} \end{array} \quad \Delta y \longrightarrow \begin{array}{l} \text{variazione dell'aumento della tem-} \\ \text{peratura dell'aria } \Delta \vartheta_{Aeu} \end{array}$$

processo che deve essere suddiviso nelle tre fasi parziali alle quali s'è accennato, come riportato nella figura 6.7, notiamo come la *fase parziale II* comprenda più fattori influenzanti il fenomeno, e descriva un andamento più complicato che nel caso della batteria riscaldata ad acqua. Infatti la differenza di pressione attraverso la valvola  $\Delta p_v = p_v - p_c$  viene influenzata in due modi diversi, come appunto riportato in figura 6.7.

A causa delle *resistenze in serie* nelle tubazioni, resistenze rappresentate da una *caduta di pressione*  $\Delta p_t$ , la pressione di vapore  $p_v$  a monte della valvola, dipende dalla portata di vapore. Ciò corrisponde però solo in parte ai problemi idraulici cui s'è accennato nel paragrafo 6.2.1. relativamente alla *fase parziale II* poiché, nel calcolo della portata di vapore  $\dot{G}$  attraverso una strozzatura, caratterizzata da un coefficiente di portata  $k_v$ ,  $p_v$  non solo compare nella determinazione di  $\Delta p_v$  ma rappresenta un'importante grandezza influenzante lo stato del vapore a monte della valvola. I vari mezzi ausiliari per il dimensionamento della valvola tengono conto di questo fatto. Oltre a ciò, però, anche i *processi entro la batteria di riscaldamento a vapore* influenzano  $\Delta p_v$ , poiché per la legge della pressione del vapore, la temperatura  $\vartheta_c$  di condensazione del vapore determina la *pressione di condensazione*  $p_c$ . A questo fatto si è già accennato nel paragrafo 6.1.3. parlando del problema del dimensionamento della valvola. Per poter comprenderne meglio le conseguenze sulla caratteristica della valvola è inevitabile dover approfondire questi problemi.

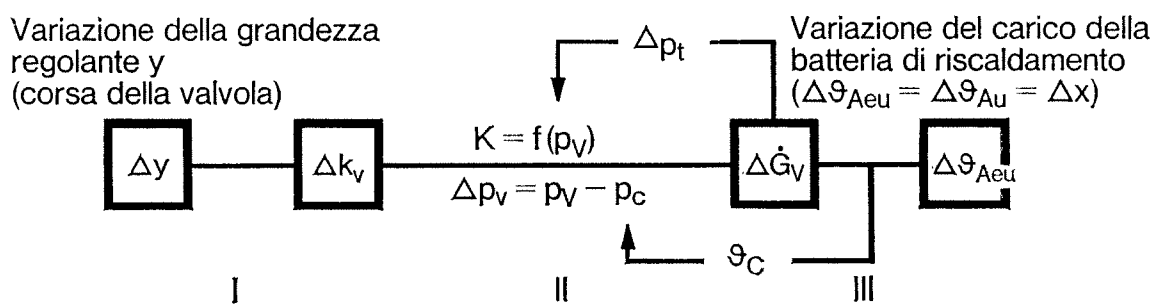


FIGURA 6.7

Rappresentazione del processo di transfert per la batteria di riscaldamento a vapore

- $\Delta y$  variazione della grandezza regolante (variazione della corsa della valvola)
- $\Delta k_v$  variazione del coefficiente di portata
- $\Delta \dot{G}_v$  variazione della portata di vapore
- $\Delta p_t$  caduta di pressione nella tubazione
- $p_v$  pressione del vapore a monte della valvola
- $p_c$  pressione di condensazione nella batteria di riscaldamento
- $\vartheta_c$  temperatura di condensazione
- $\Delta p_v$  differenza di pressione attraverso la valvola
- $\Delta x$  variazione della grandezza regolata, ossia variazione dell'aumento di temperatura dell'aria  $\Delta \vartheta_{Aeu}$  e variazione della temperatura di uscita dell'aria  $\Delta \vartheta_{Au}$



Per semplificazione si ammetta, innanzitutto, che l'influenza delle resistenze in serie sia trascurabile, ossia che  $\Delta p_i = 0$ . Ciò permette di seguire separatamente il secondo effetto, ossia l'influenza di  $p_c$  sulle caratteristiche.

La situazione può essere esaminata meglio partendo dalle condizioni dello scambio termico nella batteria di riscaldamento. La quantità di calore trasmessa  $\dot{Q}$  viene calcolata per mezzo della formula:

$$\dot{Q} = K \cdot \sigma \cdot \vartheta_m$$

dove  $\sigma$  è la superficie di trasmissione del calore e

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_e}}$$

$\alpha_e$  è il coefficiente liminare di trasmissione del calore tubo/aria;

$\alpha_i$  è il coefficiente liminare di trasmissione vapore/tubo. Per condensazione di vapore questo coefficiente assume valori molto elevati rispetto a  $\alpha_e$  e pertanto il suo reciproco,  $1/\alpha_i$  può essere trascurato;

$\delta/\lambda$  ( $\delta$  è lo spessore del tubo e  $\lambda$  è il coefficiente di conduttività termica) è piccolo rispetto a  $1/\alpha_e$  e pertanto può essere trascurato.

Si ha di conseguenza:

$$\dot{Q} = \alpha_e \cdot \sigma \cdot \vartheta_m \quad (6.12)$$

$\vartheta_m$  media (logaritmica) della differenza di temperatura

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_{Au} - \vartheta_{Ac}}{\ln \frac{\vartheta_C - \vartheta_{Ac}}{\vartheta_C - \vartheta_{Au}}}$$

dove:

$\vartheta_C$  temperatura di condensazione

$\vartheta_{Ac}$  temperatura di ingresso dell'aria

$\vartheta_{Au}$  temperatura di uscita dell'aria

Dalle relazioni (6.12) e (6.13) risulta evidente come la potenza della batteria di riscaldamento possa venire adattata alla richiesta in due modi sostanzialmente differenti e cioè:

— variando la temperatura di condensazione  $\vartheta_C$ ;

— variando la superficie di trasmissione del calore  $\sigma$ .

Il primo metodo, che chiameremo della *batteria esente da condensa* è a sua volta realizzabile con due differenti sistemi:

— la batteria viene collegata, attraverso un collettore di condensa, ad un sistema sotto vuoto. Con ciò si ottiene che, allontanando completamente la condensa che si forma, si possono ottenere pressioni assolute bas-

se, quali sono necessarie per il carico parziale (per esempio:  $\vartheta_c = 20^\circ\text{C}$  corrisponde a  $p_c = 0,024 \text{ kg/cm}^2$  pressione assoluta);

- nel caso di scarico libero della condensa nell'atmosfera è possibile, per mezzo di una valvola automatica, far affluire aria nella camera del vapore o togliere aria da quest'ultima. La temperatura di condensazione  $\vartheta_c$  del vapore dipende dalla pressione parziale del vapore nel miscuglio aria/vapore e variando tale rapporto  $\vartheta_c$  può essere fatta variare entro il campo necessario per l'adattamento alla potenza richiesta lasciando tuttavia invariata la pressione totale nella camera.

Nel *secondo* metodo, aumentando la quantità di condensa viene ridotta la superficie di scambio termico  $\sigma$  disponibile alla condensazione del vapore: questo metodo, da noi indicato come *metodo in presenza di condensa*, si presenta in pratica quando:

- la valvola di regolazione sia montata nella condotta della condensa (a causa della maggiore inerzia del sistema questa soluzione viene solitamente scartata a priori dal progettista della climatizzazione, e pertanto verrà trascurata anche nella nostra trattazione);
- lo scarico della condensa avvenga a pressione atmosferica od a pressione maggiore, impedendo quindi ogni ingresso d'aria. Riducendo la quantità di vapore, nella batteria di riscaldamento la pressione di vapore può portarsi, solo per breve tempo, al disotto della pressione che si ha nella condotta di scarico della condensa. In questo periodo la condensa non effluisce più dalla batteria, ma si raccoglie in quest'ultima e la riempie, finché la superficie di trasmissione del calore  $\sigma$  diviene talmente piccola che si può di nuovo trasmettere la potenza richiesta alle normali condizioni di pressione.

Esaminando il primo caso, della *batteria di riscaldamento a vapore in assenza di condensa*, collegata ad un *sistema sotto vuoto*, è opportuno trattare contemporaneamente le caratteristiche delle fasi parziali II e III. Si ottiene così il diagramma rappresentato nella figura 6.8 nella quale l'aumento della temperatura  $\vartheta_{Aeu}$  dell'aria non è rappresentato in funzione della quantità di vapore  $\dot{G}$ , bensì in funzione del valore di  $k_v$  della valvola. Nel campo dei valori normali di dimensionamento questo diagramma vale con buona approssimazione tanto per la batteria di preriscaldamento quanto per quella di postriscaldamento. Per una *valvola lineare* la scala del  $k_v$  è identica alla scala della corsa  $y$ , e ciò grazie alla rappresentazione in forma percentuale, per cui la figura 6.8 fornisce contemporaneamente le caratteristiche complessive  $\vartheta_{Aeu} = f(y)$  per la combinazione della valvola lineare e della batteria di riscaldamento a vapore.

La forma della caratteristica richiede ancora alcuni chiarimenti. Con il parametro  $\Delta p_v$ , che è evidentemente determinante per le variazioni della caratteristica, viene designata la caduta di pressione nominale attraverso la valvola in condizioni di pieno carico (valore di dimensionamento).  $\overline{\Delta p_v}$  viene dato in % della pressione di vapore  $p_v$  a monte della valvola. Se partendo dalle condi-

zioni di pieno carico si riduce il carico stesso sulla batteria di riscaldamento, la pressione di condensazione  $p_c$  diminuisce mentre aumenta la differenza di pressione  $\Delta p_v = p_v - p_c$ , finché quest'ultima raggiunge il valore di  $\Delta p_{cr}$ , tale punto è contraddistinto nella figura 6.8 su ciascuna curva caratteristica da un circoletto e divide la caratteristica stessa in due parti con diverso andamento:

- una parte curva, per  $\Delta p_v < \Delta p_{cr}$ ;
- una parte rettilinea, per  $\Delta p_v > \Delta p_{cr}$  e nella quale le variazioni della pressione di condensazione  $p_c$  non hanno più effetto sulla portata di vapore  $\dot{G}$ .

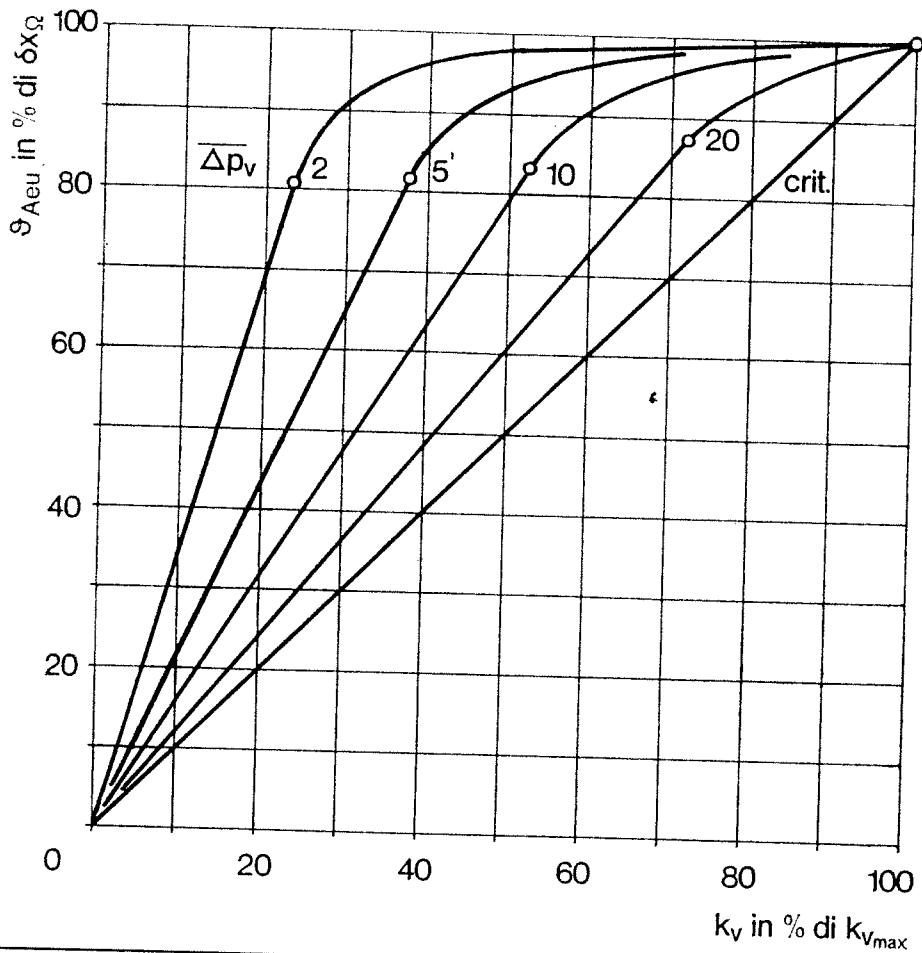


FIGURA 6.8

Caratteristica della batteria di riscaldamento a vapore con sistema sotto vuoto (temperatura di condensazione per il dimensionamento  $\vartheta_c = 100^\circ\text{C}$ )

$\vartheta_{acu}$  aumento della temperatura dell'aria

$\delta x_\Omega$  effetto regolante

$k_v$  coefficiente di portata

$\Delta p_v$  in % di  $p_v$ : caduta di pressione nominale attraverso la valvola (valore di dimensionamento a pieno carico)

$p_v$  pressione di vapore in ata a monte della valvola

Riportando la schiera delle caratteristiche della figura 6.8 in un diagramma del fattore di transfert, in funzione del carico, si ottengono le figure 6.9a per la valvola lineare e 6.9b per la valvola equipercentuale. Si nota immediatamente come la valvola lineare risponda, meglio della valvola equipercentuale, al valore desiderato  $K_{tot} = cost = 1$ . Le punte del  $K_{tot}$  che troviamo per la valvola a caratteristica equipercentuale sono poco gradite negli impianti poiché, in un campo del carico molto ristretto, portano ad un cattivo smorzamento delle pendolazioni del circuito di regolazione.

Poiché le pendolazioni dipendono dal punto di funzionamento per il quale  $\Delta p_v$  diviene uguale a  $\Delta p_{cr}$ , il campo di carico termico pericoloso si trova, secondo della differenza di pressione di dimensionamento  $\overline{\Delta p_v}$ , all'80 ... 90% dell'effetto regolante  $\delta x_\Omega$ .

Dalla figura 6.9 è inoltre possibile notare come, scegliendo in base alle considerazioni già fatte la *caratteristica lineare*, non si debba fissare un valore troppo piccolo per la differenza di pressione a pieno carico  $\overline{\Delta p_v}$ . Si potrebbe ad esempio proporre  $\overline{\Delta p_v} = 10\%$  come limite inferiore ma prima di fissare valori numerici è necessario esaminare l'influenza di una pressione di vapore  $p_v$  variabile: abbandonando l'ipotesi di  $p_v = cost$  consideriamo gli effetti delle resistenze dovute alle tubazioni in serie con la valvola di regolazione.

Come risultato generale si ottiene che tutte le caratteristiche della figura 6.8 sono più fortemente incurvate verso l'alto. Il grado dell'ulteriore incurvamento dipende dalla grandezza della caduta di pressione  $\Delta p_t$  nella tubazione di adduzione del vapore nel caso di pieno carico, ossia esso dipende direttamente dalla scelta del diametro nominale della tubazione stessa. Per un dimensionamento ottimale di tutto l'impianto (tubazione + valvola di regolazione + batteria di riscaldamento) è pertanto importante comprendere tutte queste relazioni, almeno in forma approssimata.

Le caratteristiche sono state calcolate per una batteria di riscaldamento a vapore del tipo per preriscaldamento, con temperatura di condensazione nominale per il dimensionamento  $\overline{\vartheta_c} = 100^\circ\text{C}$ , differenza di pressione nominale per il dimensionamento  $\overline{\Delta p_v} = 10\text{-}20\%$  (in % di  $p_v$ ) e con caduta di pressione nella tubazione  $\overline{\Delta p_t} = 0; 0,2; 0,5 \text{ kg/cm}^2$ . Tali caratteristiche sono raggruppate nella figura 6.10.

La figura 6.11 mostra la dipendenza di  $K_{tot}$  dal carico che risulta da quanto sopra descritto. Quanto più sia possibile scegliere la caduta nominale di pressione per il dimensionamento  $\overline{\Delta p_v}$  vicina alla caduta di pressione critica, tanto più insensibilmente reagisce tutto l'impianto alla caduta di pressione nella tubazione  $\overline{\Delta p_t}$ . Per  $\overline{\Delta p_{t,max}}$  è conveniente stabilire valori massimi come nella figura 6.12.

Tanto nella *batteria di riscaldamento a vapore con sistema ad aerazione ed in assenza di condensa* quanto nei *sistemi con presenza di condensa* la

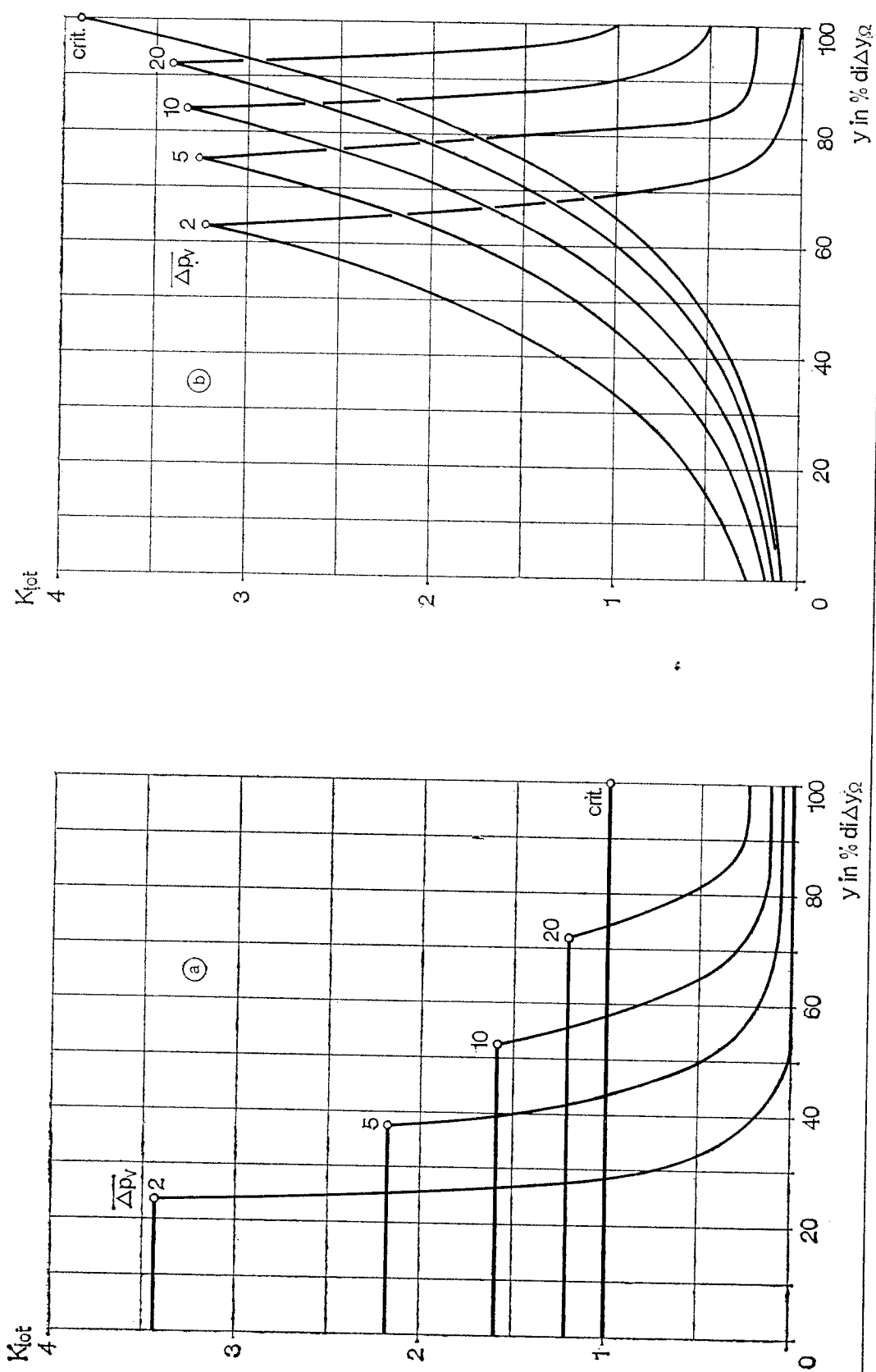


FIGURA 6.9

Fattore di transfert della batteria di condensazione a vapore con sistema sotto vuoto (temperatura di condensazione per il dimensionamento  $\bar{t}_c = 100^\circ C$ )

a) con valore lineare

b) con valvola equipercentuale

$\Delta p_v$  in % di  $p_v$ : caduta di pressione nominale a pieno carico

$p_v$  pressione del vapore in ata a monte della valvola

$\Delta y_{\Omega}$  campo di funzionamento (corsa totale)

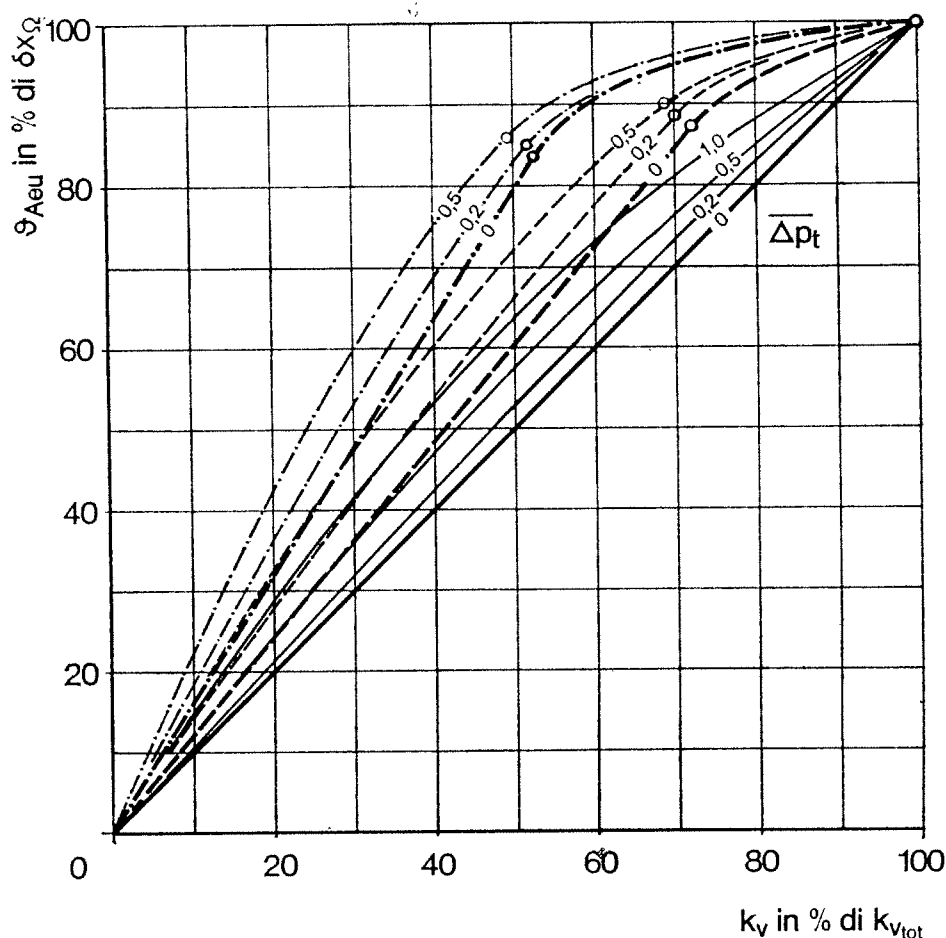


FIGURA 6.10

Influenza della caduta di pressione nella tubazione  $\Delta p_t$  sulla caratteristica della batteria di riscaldamento a vapore con sistema sotto vuoto (temperatura di condensazione per il dimensionamento  $\bar{\vartheta}_c = 100^\circ\text{C}$ )

$\bar{\Delta p}_t$  caduta di pressione nominale nella tubazione a pieno carico, in  $\text{kg}/\text{cm}^2$

$\bar{\Delta p}_v$  in % di  $p_v$ : caduta nominale di pressione nella valvola, a pieno carico

— · — · — 10%

— — — — 20%

————— crit.

$\bar{p}_v$  pressione nominale del vapore a monte della valvola, a pieno carico

$k_v$  coefficiente di portata della valvola

$\bar{\vartheta}_{Aeu}$  aumento della temperatura dell'aria

$\delta x_\Omega$  effetto regolante

pressione nella camera del vapore rimane praticamente indipendente dal carico. Per tale ragione, la caduta di pressione attraverso la valvola  $\Delta p_v$  non viene influenzata da variazioni della quantità di vapore: la caratteristica  $\bar{\vartheta}_{Aeu} = f(k_v)$  è, in entrambi i casi, lineare. Sotto l'influenza della caduta di pressione nella tubazione  $\Delta p_t$  si presenta di nuovo un incurvamento della caratteristica. Le curve delle figure 6.9 e 6.10 risultano ancora valide: è pos-

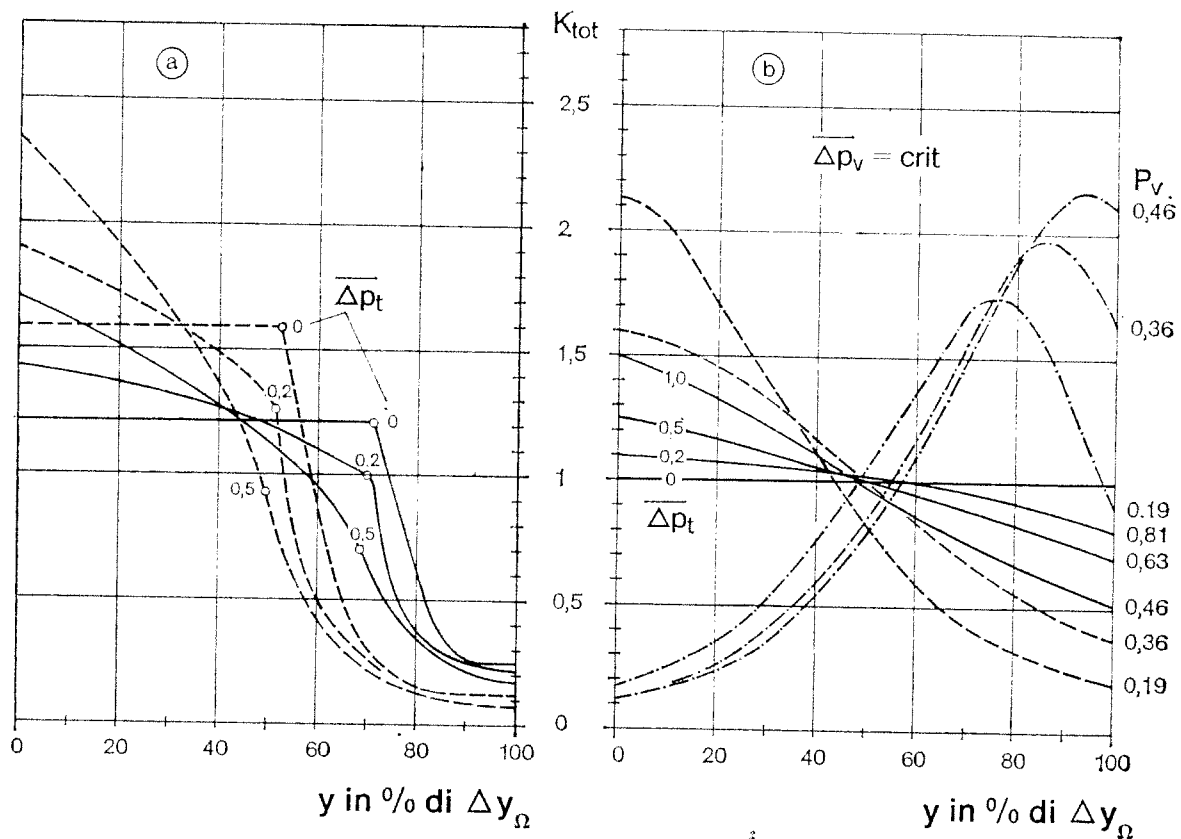


FIGURA 6.11

Influenza della caduta di pressione nella tubazione  $\Delta p_t$  sul fattore di transfert  $K_{tot}$  della batteria di riscaldamento con sistema sotto vuoto (temperatura di condensazione per il dimensionamento  $\bar{t}_c = 100^\circ\text{C}$ )

$y$  corsa della valvola

$\Delta y_{\Omega}$  campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione (corsa totale)

$\overline{\Delta p_t}$  caduta di pressione nominale nella tubazione, a pieno carico, in  $\text{kg}/\text{cm}^2$

$\overline{\Delta p_v}$  in % di  $p_v$ : caduta di pressione nominale nella valvola (a pieno carico)

$\bar{p}_v$  pressione di vapore a monte della valvola (valore di dimensionamento)

a) valvola a caratteristica lineare

-----  $\overline{\Delta p_v} = 20\%$

—————  $\overline{\Delta p_v} = 10\%$

b) caduta di pressione per il dimensionamento  $\overline{\Delta p_v} = \text{crit.}$

————— valvola lineare

La figura b vale anche per le batterie di riscaldamento con sistema di areazione e con sistema in presenza di condensa. Come grandezza caratteristica non vale  $\Delta p_v$

ma:  $P_v = \frac{\overline{\Delta p_v}}{\overline{\Delta p_v} \overline{\Delta p_t}}$  autorità della valvola

Le altre curve hanno il seguente significato:

— · — · — valvola di regolazione lineare

----- valvola di regolazione equipercentuale

sibile quindi impiegare una valvola con caratteristica di regolazione lineare entro i limiti dati nella figura 6.12 per  $\overline{\Delta p_v}$  e per  $\overline{\Delta p_t}$ . In generale, nei casi in cui i dati di dimensionamento si trovino al di fuori di tali limiti, è possibile impiegare valvole equipercettuali in quanto con questo tipo di valvola le punte di  $K_{tot}$  non si trovano in corrispondenza del punto di apertura, come invece si verifica nel caso della valvola a caratteristica lineare.

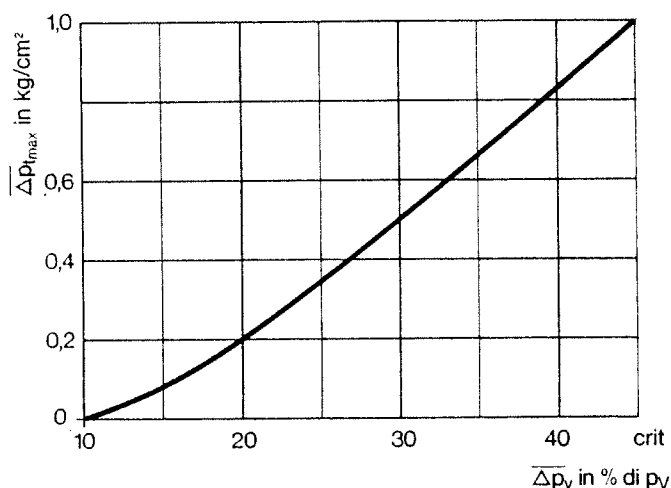


FIGURA 6.12 \*

Caduta di pressione massima ammissibile nella tubazione  $\overline{\Delta p_{t, max}}$   
per la batteria di riscaldamento

$\overline{\Delta p_v}$  in % di  $p_v$ : caduta di pressione nominale nella valvola (valore di dimensionamento)

$p_v$  pressione del vapore a monte della valvola

Con ciò si possono concludere le considerazioni relative al problema della caratteristica della valvola. Quanto esposto ha reso possibile non solo di esaminare sistemi e metodi di ricerca, ma ha anche portato contemporaneamente all'ottenimento di norme facilmente applicabili, che ci indicano quando sia più vantaggioso prevedere per le batterie di riscaldamento (e di raffreddamento), le valvole a caratteristica lineare e quando quelle a caratteristica equipercettuale. In casi di impiego di natura diversa (per esempio negli umidificatori a vapore e nei lavatori), il problema dovrà essere nuovamente esaminato in seguito sempre con gli stessi sistemi applicati nei paragrafi 6.2.1. e 6.2.2.

### 6.3. Il rapporto di regolazione

Un'altra importante grandezza caratteristica che, a causa dei suoi effetti sulla regolazione, deve essere tenuta presente nella scelta della valvola, è il cosiddetto rapporto di regolazione. Nelle norme <sup>(6)</sup> viene detto, a tale propo-

<sup>(6)</sup> VDI/VDE 2173 [15].



sito, che la *caratteristica di una valvola* non può essere mantenuta al di sotto di un certo valore minimo della corsa, il che si manifesta con uno scostamento dalla prescritta tolleranza di pendenza. Ciò porta alla seguente definizione: « Il più piccolo valore di  $k_v$ , che risponde ancora alle condizioni della tolleranza della pendenza, viene indicato con  $k_{v_{\min}}$ ; il rapporto di regolazione è definito da  $k_{v_{\max}}/k_{v_{\min}}$  ». Con i simboli adottati nel presente volume ciò si esprime come segue:

$$\rho = \frac{k_{v_{\max}}}{k_{v_{\min}}} \quad (6.14)$$

Il simbolo  $\rho$ , come  $P_v$ , è stato scelto liberamente, non essendo stato fissato nelle norme vigenti.

La ragione per la quale esiste uno scostamento dalla pendenza è di natura costruttiva: esse fanno sì che all'inizio della corsa tutte le caratteristiche abbiano un andamento notevolmente più rapido di quanto non corrisponda invece all'andamento teorico della caratteristica stessa. Questo fatto non è evidenziato dalla figura 6.1, poiché nella scala ivi usata è possibile solo accennare l'andamento della caratteristica all'inizio della corsa. Per valvole con rapporto di regolazione  $\rho = 50$  la *pendenza teorica della caratteristica*, all'inizio della corsa, ossia il rapporto:

$$\frac{\Delta k_v/k_{v_{\max}}}{\Delta y/\Delta y_{\Omega}} \Big|_{y/\Delta y_{\Omega} = 0}$$

è pari a:

- 0,98 per le valvole a caratteristica lineare;
- 0,078 per le valvole a caratteristica equipercentuale.

La *pendenza effettiva della caratteristica* è, invece, maggiore, e può venire calcolata approssimativamente per mezzo della relazione:

$$4 \frac{\Delta y_{\Omega}}{\varnothing \text{ sede}} = 2 \div 4$$

in cui

$\Delta y_{\Omega}$  = campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione, ossia corsa della valvola in mm;

$\varnothing$  sede = diametro della sede della valvola, in mm.

Pertanto, la pendenza della caratteristica dipende dal rapporto tra la corsa della valvola ed il diametro della sede, rapporto che in generale nelle valvole di regolazione è compreso tra 0,5 ed 1. In pratica, la pendenza della caratteristica è da 2 a 4 volte più grande di quella teorica nelle valvole lineari, e da 26 a 50 volte più grande in quelle equipercentuali.

Per avere un'idea del significato del rapporto di regolazione, consideriamo

ancora l'esempio della batteria riscaldata ad acqua della figura 3.2, già considerato in occasione della discussione della caratteristica della valvola: in conseguenza di quanto detto sopra sul rapporto di regolazione, all'inizio della corsa della valvola si presentano valori sempre più elevati del fattore di transfert  $K_{tot}$  del complesso regolato, indicati nelle figure 6.4 e 6.5 in corrispondenza della corsa zero. Da qui la ragione per cui, in pratica, i circuiti di regolazione cominciano spesso a pendolare all'inizio della corsa della valvola.

Desiderando quantificare il fenomeno è necessario rispondere a due quesiti:

- quale aumento della temperatura dell'aria  $\vartheta_{Aeu_{min}}$  corrisponde al valore del  $k_{v_{min}}$ ;
- come si può descrivere quantitativamente la pendolazione del circuito di regolazione che ne risulta, e come se ne può giudicare l'attendibilità?

Il primo quesito si riferisce al campo delle variazioni del carico entro il quale si ha la possibilità di pendolazioni, il secondo quesito accenna al fatto che, probabilmente, esistono condizioni nelle quali le pendolazioni che si verificano possono essere ancora tollerabili, ed altre nelle quali si è costretti, per mezzo di particolari provvedimenti, a riportare il circuito di regolazione ad un comportamento accettabile.

I risultati elaborati qui di seguito sono validi indipendentemente dalla forma della caratteristica, e ciò è evidente in quanto noi, a questo punto, consideriamo processi per i quali la valvola di regolazione lavora in una zona in cui esiste uno scostamento dalla curva teorica, quale che essa sia. Gli effetti idraulici, descritti dall'autorità della valvola  $P_v$  e dalla caratteristica della batteria di riscaldamento, rappresentata dall'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  influenzano, inoltre, il fenomeno secondo quanto già visto nei paragrafi precedenti. Quanto verrà analizzato completerà quanto detto in precedenza in merito al rapporto di regolazione  $\rho$ , che fissa il valore di  $k_{v_{min}}$ .

Le nostre ricerche, riguardo la prima questione, danno come formula di calcolo dell'aumento minimo di temperatura dell'aria  $\vartheta_{Aeu_{min}}$  che può essere regolato:

$$\vartheta_{Aeu_{min}} = \frac{\delta x_{\Omega}}{\epsilon [\sqrt{P_v (\rho^2 - 1) + 1} - 1] + 1} \quad (6.14a)$$

dove  $\delta x_{\Omega}$  è l'effetto regolante della batteria di riscaldamento.

Nella prima edizione, in lingua tedesca, di questo volume, la formula (6.14a) è data graficamente per due valori del rapporto di regolazione  $\rho$ , essendo piuttosto scomodo calcolarne di volta in volta i dati numerici. Tale soluzione tuttavia non si è dimostrata in pratica del tutto soddisfacente, per cui nella presente edizione abbiamo preferito rielaborare questo punto allo scopo di renderlo di uso più immediato.

Prima però di continuare nel discorso sarà bene esaminare il secondo quesito: il modo più semplice di valutare l'ampiezza massima  $\Delta x_{max}$  delle pendolazioni nel campo di carico non regolabile è di considerare il fenomeno come la

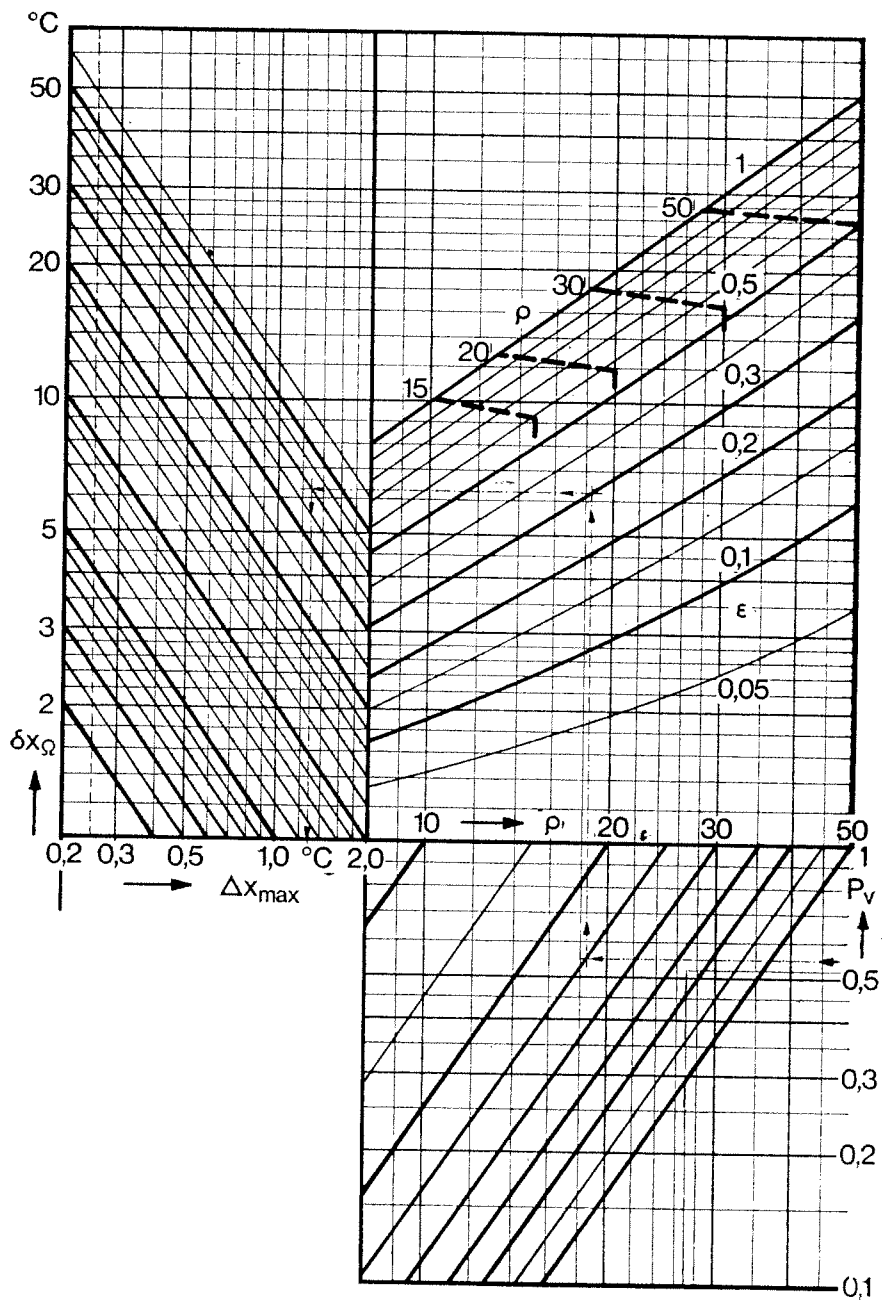


FIGURA 6.13

Batteria riscaldata ad acqua con valvola di regolazione  
 Ampiezza dell'oscillazione  $\Delta x_{max}$  in °C all'inizio della corsa

$\delta x_{\Omega}$  effetto regolante in °C

$\epsilon$  efficacia della trasmissione termica

$\rho$  rapporto di regolazione

$P_v$  autorità della valvola

$\frac{lin.}{equip.}$  equivalenza delle due caratteristiche della valvola

pendolazione di un circuito di regolazione a due posizioni. La relativa valvola di regolazione può essere immaginata così piccola che ne risulta proprio un effetto regolante  $\vartheta_{Aeu_{min}}$ . Per un grado medio di difficoltà di  $t_r/t_c = 0,2$  del complesso regolato si ha, secondo la figura 4.8, un'ampiezza di oscillazione  $\Delta x_{max} = 0,2 \vartheta_{Aeu_{min}}$ . Con questo valore, valido come risposta al secondo quesito, possiamo portare avanti le nostre considerazioni.

Un tecnico con una buona esperienza può indicare con una certa sicurezza valori limite di  $\Delta x_{max}$  sufficientemente affidabili nei singoli casi. Ad esempio, per una regolazione di temperatura della batteria di riscaldamento (circuito di regolazione della temperatura dell'aria del canale) egli fisserà  $\Delta x_{max} = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$ , mentre per un circuito di regolazione della temperatura ambiente con mobiliti ad induzione egli richiederà un  $\Delta x_{max} = 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ . Tali valori sono però indicati solo dall'esperienza mentre è interessante avere dei valori numerici tenendo conto di tutti i parametri in gioco, e cioè da  $\rho$ ,  $P_v$ ,  $\epsilon$  e  $\delta x_\Omega$ . A questo scopo si è ricavato dalla formula (6.14a) il nomogramma della figura 6.13.

Il suo impiego è indicato chiaramente dalle linee tratteggiate e non richiede particolari delucidazioni fintanto che si tratti della determinazione di  $\Delta x_{max}$ . Invece, è necessario ancora accennare all'importanza delle linee limite tratteggiate ed indicate con  $\rho = 15 \div 50$ . Esse sono coincidenti con la curva tratteggiata della figura 6.6, che permette la scelta dell'esatta caratteristica della valvola, ma che in questo caso specifico è stata rappresentata solo per  $\rho = 50$ . Questo elemento ausiliario fa del nomogramma un prezioso mezzo ausiliario di lavoro poiché, con una sola operazione, si può determinare il  $\Delta x_{max}$  dell'oscillazione all'inizio della corsa e la caratteristica della valvola. Nel capitolo 7. verrà mostrato come, in pratica, si possa lavorare con questo diagramma.

Per concludere la trattazione riassumeremo quindi tutto ciò che deve essere tenuto presente, anche in base a quanto esposto nella figura 6.13, per ottenere una buona regolabilità di una batteria di riscaldamento.

Se una batteria di riscaldamento deve essere regolabile in un campo di carico possibilmente ampio, come è spesso necessario nel caso delle batterie di preriscaldamento, bisogna prendere diversi provvedimenti coordinati tra loro in quanto solo un grande rapporto di regolazione, ad esempio  $\rho = 50$ , non è sufficiente, ma sarà ancora necessario quanto segue:

- l'autorità della valvola  $P_v$  dovrebbe essere scelta piuttosto grande: un limite inferiore  $P_v = 0,5$  sembra in tal senso ragionevole;
- l'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  della batteria di riscaldamento dovrebbe essere anch'essa per quanto possibile grande. La già citata regolazione della miscelazione dà valori di  $\epsilon$  più grandi di quelli del caso di regolazione della portata d'acqua, e pertanto già per queste ragioni deve essere prevista per i casi con maggiori esigenze. Contemporaneamente, si dovrà però anche fare attenzione [v. formula (6.8)] che il salto termico dell'acqua  $\vartheta_{ae} - \vartheta_{au}$  divenga il più grande possibile. Qui si verificano in genere i maggiori errori e cioè si impiegano batterie di riscaldamento sovra-

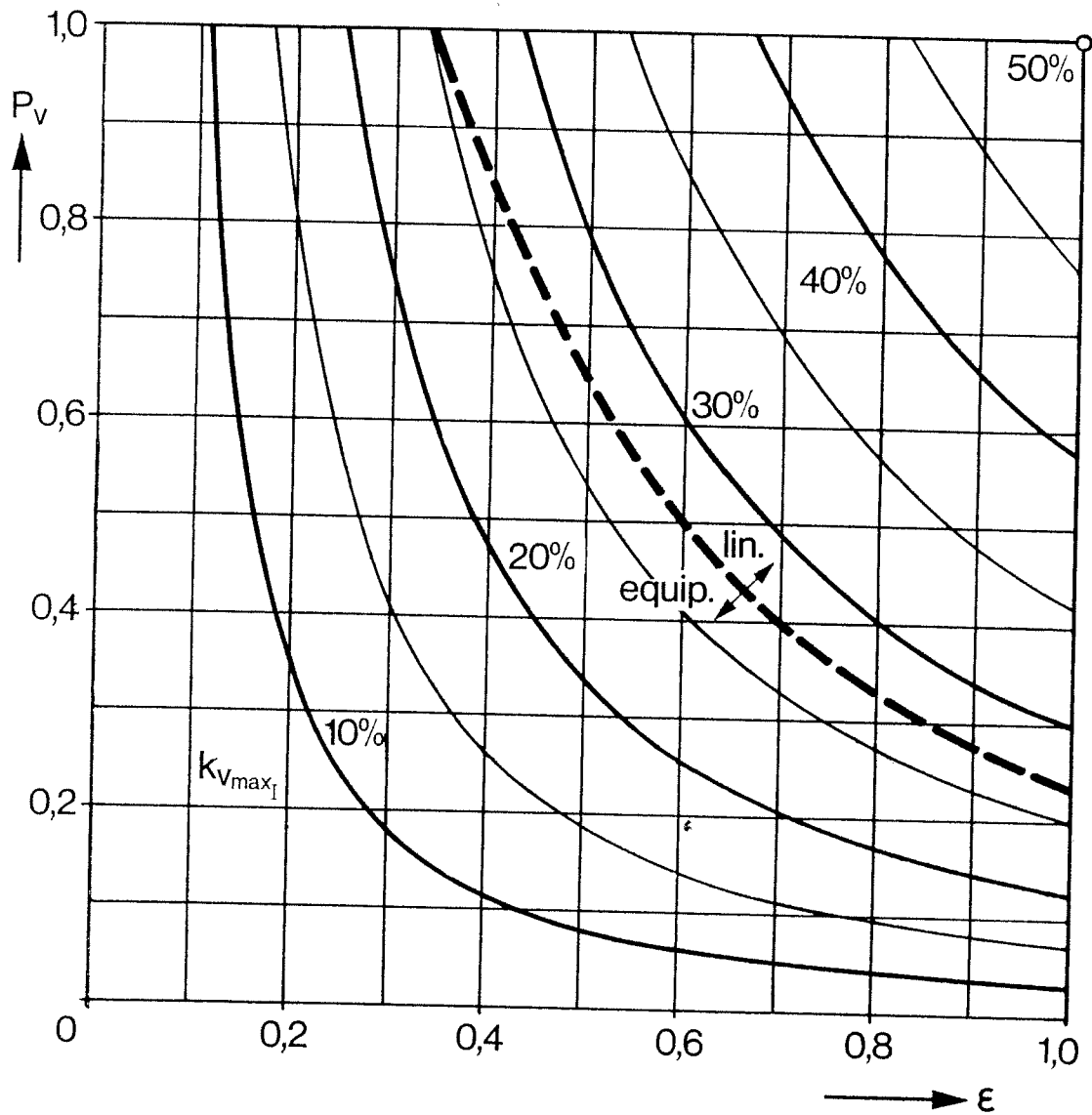


FIGURA 6.14

Batteria riscaldata ad acqua con due valvole di regolazione in sequenza.  
Ripartizione del carico termico: 50% nella valvola I, 50% nella valvola II

Valvola I:

$k_{v_{maxI}}$  in % del valore  $k_v$  richiesto per il pieno carico  
caratteristica: lineare

Valvola II:

$k_{v_{maxII}}$  per il completamento del valore del  $k_v$  richiesto per il pieno carico  
caratteristica: — — — — curva limite tra la lineare e l'equipercentuale

$\varepsilon$  efficacia della trasmissione termica della batteria di riscaldamento

$P_v$  autorità di tutto il sistema di valvole, ossia:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} \dots \dots \dots \text{entrambe le valvole aperte}$$

$$\Delta p_{v0} \dots \dots \dots \text{entrambe le valvole chiuse}$$

- dimensionate, che poi mostrano necessariamente caratteristiche fortemente incurvate e difficoltà di regolazione nel funzionamento a carico parziale;
- la valvola di regolazione non deve essere in nessun caso sovradimensionata. Se la valvola viene scelta troppo grande, al valore  $k_{v_{\min}}$  corrisponde una quantità minima  $\dot{V}_{\min}/\dot{V}_{\max}$  maggiore che nel caso di una valvola dimensionata correttamente. Ciò aumenta inevitabilmente l'ampiezza di oscillazione  $\Delta x_{\max}$  nel campo non regolabile. Per il calcolo del valore dell'ampiezza di oscillazione, non si può più operare nella figura 6.12 con il valore nominale del rapporto di regolazione  $\rho$ , ma è necessario considerare nei calcoli un valore  $\rho'$  ridotto del fattore  $k_{v_{\text{esatto}}}/k_{v_{\max}}$ ;
  - se per richieste estremamente gravose, e per condizioni sfavorevoli, il campo di regolazione richiesto non è realizzabile malgrado un dimensionamento esatto per la regolazione della batteria di riscaldamento, si possono prevedere due valvole in sequenza. La dimensione della prima deve essere scelta in modo che essa contribuisca alla metà del carico, ossia deve essere dimensionata per  $\delta x_{\Omega}/2$ . Un ulteriore diagramma di lavoro, quello della figura 6.14, fornisce, senza necessità di grandi calcoli, dati sull'esatta dimensione della valvola e sulla scelta della caratteristica adatta in base ai valori di  $\epsilon$  e di  $P_v$  per il caso in questione. Si osservi che, nella maggior parte dei casi, la prima valvola ha solo da circa 1/4 ad 1/6 del valore del  $k_v$  totale, per cui le condizioni nel caso di carico nullo devono essere migliorate di un fattore da 4 a 6. Inoltre, si osservi che in questa ripartizione dei carichi la prima valvola deve avere sempre una caratteristica lineare.

Con queste considerazioni si sono messi in rilievo i diversi aspetti del rapporto di regolazione. Nei complessi regolati lineari, come ad esempio nella batteria di riscaldamento a vapore del paragrafo 6.2.2., le condizioni sono meno complicate poiché la relativa valvola di regolazione viene scelta pure con caratteristica lineare, e la differenza tra pendenza pratica e teorica della caratteristica all'inizio della corsa è notevolmente minore che per la valvola con caratteristica equipercentuale. Con l'impiego della formula (6.8) e con la rappresentazione grafica delle proprietà del sistema batteria di riscaldamento + valvola, si sono ottenuti mezzi ausiliari per la scelta ed il dimensionamento della valvola rappresentati dalle figure 6.13 e 6.14 per la batteria di riscaldamento ad acqua.

Tali mezzi ausiliari offrono notevoli vantaggi nella progettazione della regolazione. Ciò non vuole dire, però, che si siano risolti tutti i problemi. Ad esempio, sussiste sempre l'esigenza di poter impiegare i metodi semplici qui presentati ed elaborati secondo uno schema fisso, anche per quegli impianti che funzionano con diverse portate d'aria (ad esempio esercizio notturno ridotto, ottenuto per mezzo di motori dei ventilatori con commutazione di poli). Anche temperature variabili dell'acqua di mandata conducono ad incertezze nella valutazione delle proprietà, dal punto di vista della regolazione, del sistema batteria di riscaldamento + valvola.

Nel paragrafo seguente ci si occuperà ancora di tali questioni. Inoltre, poiché da discussioni con i vari tecnici risulta quasi sempre come venga considerata cosa difficile, per non dire impossibile, la determinazione della differenza di pressione  $\Delta p_v$  per il dimensionamento ed il calcolo dell'autorità della valvola  $P_v$ , nel paragrafo 6.5. oltre alla discussione degli schemi idraulici verrà trattato in breve anche il calcolo della rete.

#### **6.4. Il dimensionamento della valvola di regolazione per le batterie riscaldate ad acqua con portata d'aria $\dot{M}_A$ variabile e con temperatura di mandata $\vartheta_{man}$ variabile**

La situazione di partenza, per quello che riguarda l'impianto, dovrebbe essere chiara per il progettista della climatizzazione: le reti dell'acqua calda per le batterie di riscaldamento di un grande impianto funzionano spesso con temperatura di mandata variabile, ossia questa è prevista con un valore massimo  $\vartheta_{man_{max}}$ , che viene ridotto, man mano che la temperatura esterna aumenta, finché, per una temperatura esterna per esempio di 12 °C, viene raggiunto il valore minimo  $\vartheta_{man_{min}}$ . D'altra parte, si incontrano spesso anche casi nei quali — per ragioni di economia o del tipo di impianto — la portata d'aria  $\dot{M}_A$  è temporaneamente minore di quanto non corrisponda ai dati di dimensionamento. Come ci si deve comportare in questi casi per la scelta della valvola? In quale maniera si può applicare anche a questi casi più complicati il metodo sviluppato nei paragrafi precedenti?

Se si può dare una risposta quantitativa a queste domande si potranno anche usare ulteriormente le nozioni ricavate finora, ed in particolare i due diagrammi di lavoro 6.13 e 6.14. Poiché l'autorità della valvola  $P_v$  rappresenta una grandezza caratteristica dipendente dal tipo di impianto, essa non viene influenzata dalle variazioni qui considerate delle condizioni di funzionamento. Pertanto, sarà necessario esaminare solo gli effetti della variazione delle condizioni di esercizio sull'effetto regolante  $\delta x_\Omega$  e sull'efficacia della trasmissione termica.

Un tale esame non può essere compiuto senza prima chiarire, a fondo, il metodo di calcolo per gli apparecchi di trasmissione del calore a correnti incrociate. Ciò supererebbe però ovviamente i limiti imposti al presente volume, per cui sarà necessario usare lo stesso procedimento usato nella teoria della regolazione: si impiegheranno i risultati delle ricerche senza però occuparsi dei procedimenti di calcolo.

È necessario far osservare che il tutto si basa su due pubblicazioni di Bayer [18.1] e [18.2], nelle quali viene esaminato in particolare il comportamento delle batterie di riscaldamento al variare delle condizioni di funzionamento: le relazioni, ed i risultati, lì ricavati sono stati trasformati nel nostro linguaggio. I dati del punto di dimensionamento verranno soprasseduti (valori nominali), mentre quelli del punto di funzionamento modificato rimangono senza un indice ulteriore. I risultati si possono rappresentare, unitariamente, sotto forma

di formule o, nei casi in cui è più opportuno, in forma di schiere di curve dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega} / \overline{\delta x_{\Omega}}$  e dell'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon / \overline{\epsilon}$  in funzione del parametro di funzionamento modificato.

#### 6.4.1. Effetto regolante ed efficacia della trasmissione termica in funzione della temperatura di mandata $\vartheta_{\text{man}}$

Questo caso si incontra per lo più nella forma seguente: per aumentare la regolarità della batteria di preriscaldamento all'aumentare della temperatura esterna, viene ridotta proporzionalmente la temperatura dell'acqua di mandata. La dipendenza della temperatura di mandata dalla temperatura esterna può essere sempre scelta in modo che la batteria di preriscaldamento riesca a fornire la temperatura di uscita dell'aria  $\overline{\vartheta_{\text{Au}}}$  anche per temperature esterne elevate e per basse temperature di mandata. Di regola, la compensazione viene interrotta ad una temperatura esterna di  $12 \div 15^{\circ}\text{C}$ , dal quale punto si prosegue poi con temperatura di mandata costante. Se la rete deve fornire calore, contemporaneamente, a batterie di postriscaldamento, il cui carico dipende solo in minima parte dalla temperatura esterna, tali batterie di postriscaldamento devono essere dimensionate per il valore minimo di temperatura di mandata, da cui l'inevitabile domanda: quale peggioramento della regolarità scaturisce nei punti di funzionamento con temperatura di mandata più elevata?

In generale per portata costante dell'aria  $\dot{M}_A$  e per una data portata massima dell'acqua  $\dot{V}$  si ha che la potenza  $\dot{Q}$  della batteria di riscaldamento dipende dalla temperatura di mandata secondo la relazione seguente (v. ad esempio [8.11] formula 29):

$$\frac{\dot{Q}}{\overline{\dot{Q}}} = \frac{\vartheta_{\text{ae}} - \vartheta_{\text{Ae}}}{\overline{\vartheta_{\text{ae}} - \vartheta_{\text{Ae}}}} = \frac{\delta x_{\Omega}}{\overline{\delta x_{\Omega}}} \quad (6.15)$$

In questa espressione si deve porre la temperatura di mandata uguale alla temperatura di ingresso dell'acqua  $\vartheta_{\text{ae}}$  a valvola completamente aperta, come si è già fatto per il calcolo dell'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  secondo la formula (6.8). In tal modo i casi della regolazione di portata e della regolazione di miscelazione possono essere trattati insieme.

Consideriamo per prima la batteria di preriscaldamento: in essa un abbassamento della temperatura di mandata provoca una riduzione dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  però, secondo le premesse poste precedentemente, la potenza è sempre sufficiente per generare la temperatura massima di uscita dell'aria  $\overline{\vartheta_{\text{Au}}}$ . L'aumento minimo regolabile della temperatura  $\vartheta_{\text{Aeu}_{\text{min}}}$  introdotto, nel paragrafo 6.3. come misura della regolabilità, si riduce nella stessa proporzione, poiché l'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  rimane essa stessa invariata, ossia  $\epsilon / \overline{\epsilon} = 1$ . In pratica dovrebbe essere normale un miglioramento di un fattore 2.

Sfavorevole è invece, come già detto, l'effetto della temperatura di mandata



variabile sulla batteria di postriscaldamento. La temperatura per il dimensionamento della batteria di postriscaldamento è la minima temperatura cui l'acqua di mandata potrà venire inviata ad essa, per cui entro il campo delle temperature di mandata variabili l'effetto regolante secondo la (6.15) aumenta, ed aumenta pure l'aumento minimo regolabile della temperatura  $\vartheta_{\text{Acq}_{\min}}$ . Poiché l'efficacia della trasmissione termica rimane invariata  $\epsilon/\bar{\epsilon} = 1$  è senz'altro possibile il calcolo numerico degli scostamenti di  $\delta x_{\Omega}$  e di  $\vartheta_{\text{Acq}_{\min}}$ . Se tale calcolo numerico dovesse indicare che la regolarità delle batterie di riscaldamento di un impianto è insufficiente, si deve passare ad una rete separata di acqua calda con temperatura di mandata costante, o si deve scegliere una soluzione con due valvole di regolazione in cascata.

#### 6.4.2. Effetto regolante ed efficacia della trasmissione termica per portata d'aria $\dot{M}_A$ variabile

La già citata formula (29) di Bayer [18.1], descrive il comportamento della batteria di riscaldamento anche nel caso di funzionamento con diverse portate d'aria  $\dot{M}_A$ . Solo che in questo caso la relazione prende una forma notevolmente più complicata della formula (6.15) del paragrafo precedente, per cui non è pensabile una sua applicazione pratica ai problemi di ogni giorno. Per tale ragione essa non viene discussa in questa sede, ma se ne utilizzano solamente i risultati.

È evidente che se la portata d'aria viene ridotta al disotto del valore  $\bar{\dot{M}}_A$ , l'effetto regolante aumenta e la caratteristica della batteria di riscaldamento diviene fortemente incurvata. Il problema è di stabilire quanto grandi siano questi effetti ed in quali condizioni essi debbano essere presi in considerazione. Per rispondere alla prima domanda si è calcolata una serie di casi tipici, e si sono posti i risultati sotto forma di diagramma. In tale modo si sono ottenute le figure 6.15 e 6.16, che possono venire impiegate come diagrammi di lavoro delle *batterie di preriscaldamento* non appena si sia presa familiarità con i problemi discussi in questo paragrafo. Entrambi i diagrammi rispondono anche alla seconda domanda relativa alle condizioni per le quali si debbano prendere in considerazione le conseguenze delle portate d'aria variabili  $\dot{M}_A$ . A tale scopo sarà necessario, con l'aiuto di tali diagrammi, determinare i valori dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  e dell'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$ , corrispondenti alla portata d'aria ridotta  $\dot{M}_A$  e, dalla figura 6.13, si potrà ricavare direttamente l'ampiezza di oscillazione  $\Delta x_{\text{max}}$  all'inizio della corsa della valvola di regolazione, che risulta dalle mutate condizioni di funzionamento.

Come abbiamo già detto è più importante, secondo noi, avere in mano strumenti che ci permettano di ottenere velocemente un risultato, senza preoccuparsi se gli strumenti stessi forniscano valori numerici molto esatti. Per tale ragione, nella figura 6.15 sono stati dati valori numerici di  $\delta x_{\Omega}/\bar{\delta x}_{\Omega}$  e nella fi-

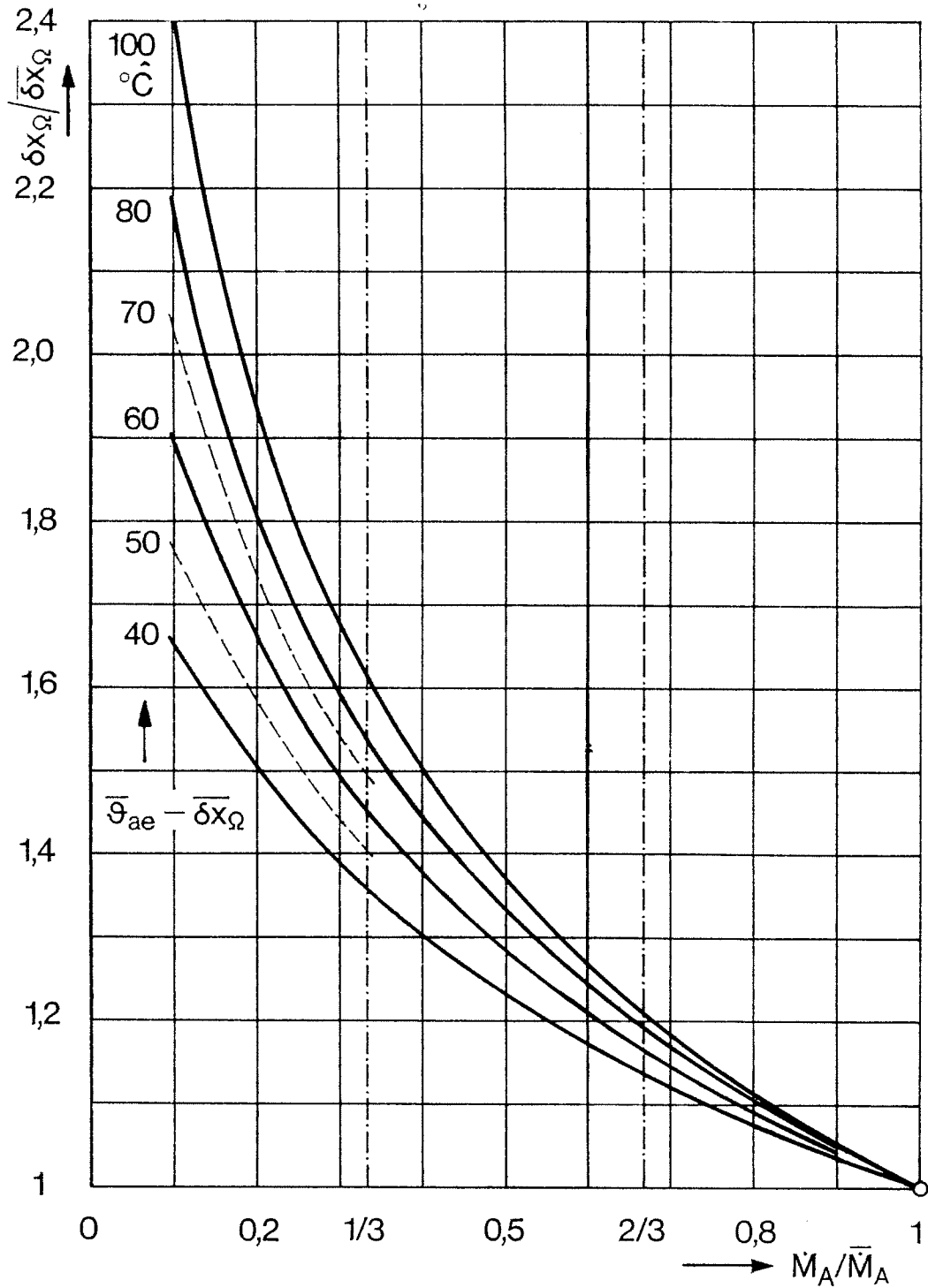


FIGURA 6.15

Variatione dell'effetto regolante  $\delta x_\Omega$  nelle batterie di riscaldamento ad acqua con portata d'aria variabile  $\dot{M}_A$

$\vartheta_{ae}$  temperatura di ingresso dell'acqua

(soprassegnatura: dati del punto di dimensionamento)

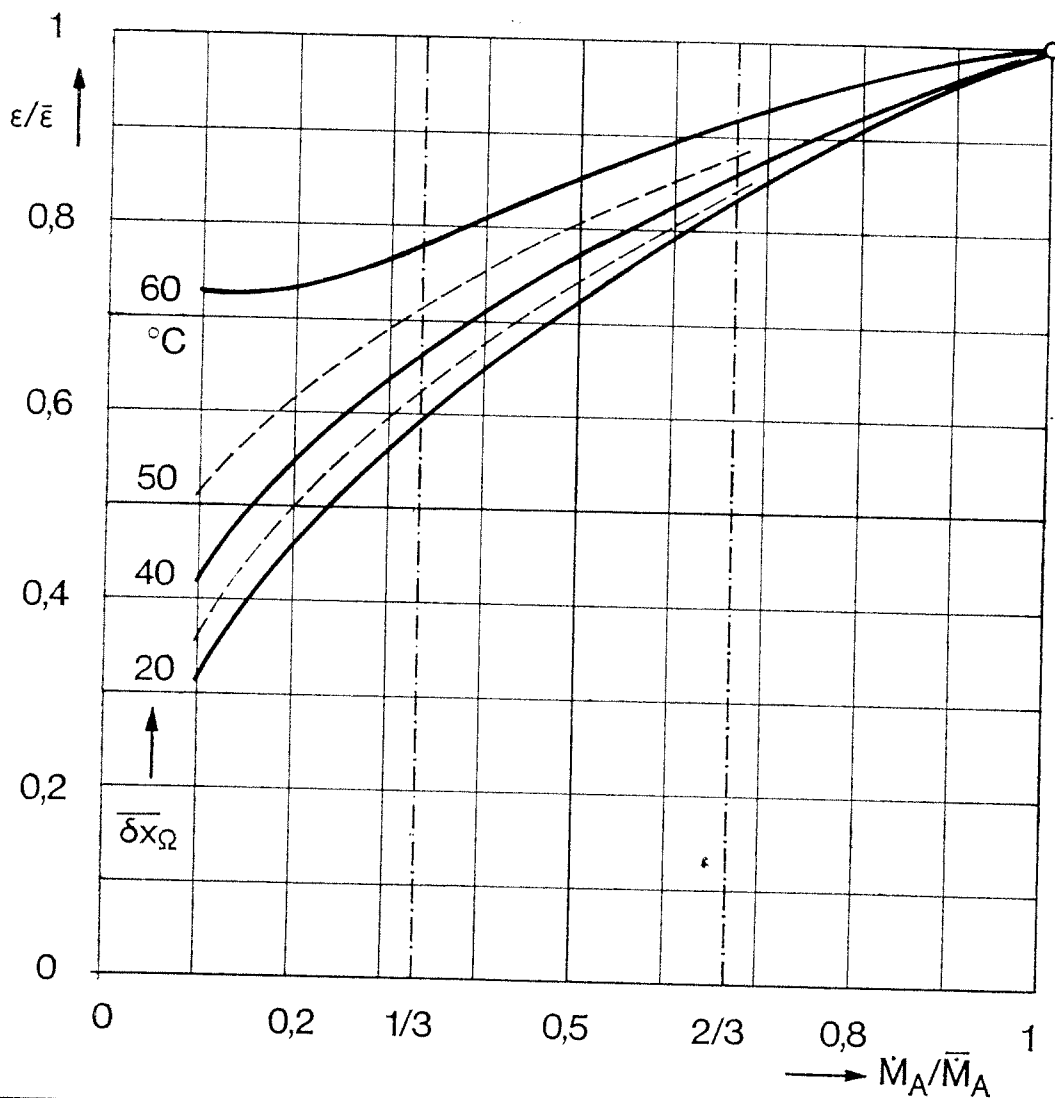


FIGURA 6.16

Variatione dell'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  in una batteria riscaldata ad acqua con portata d'aria variabile

$\delta x_{\Omega}$  effetto regolante

(soprassegnatura: dati del punto di dimensionamento)

gura 6.16 valori medi di  $\epsilon/\bar{\epsilon}$ , i quali, con le tolleranze ammissibili, valgono nel seguente campo di parametri:

temperatura di ingresso dell'acqua  $\vartheta_{ac} = 90 \div 130 \text{ }^{\circ}\text{C}$

temperatura di uscita dell'acqua  $\vartheta_{au} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$

temperatura di ingresso dell'aria  $\vartheta_{Ac} = -20 \div 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$

effetto regolante  $\delta x_{\Omega} = 20 \div 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$

per la batteria di preriscaldamento

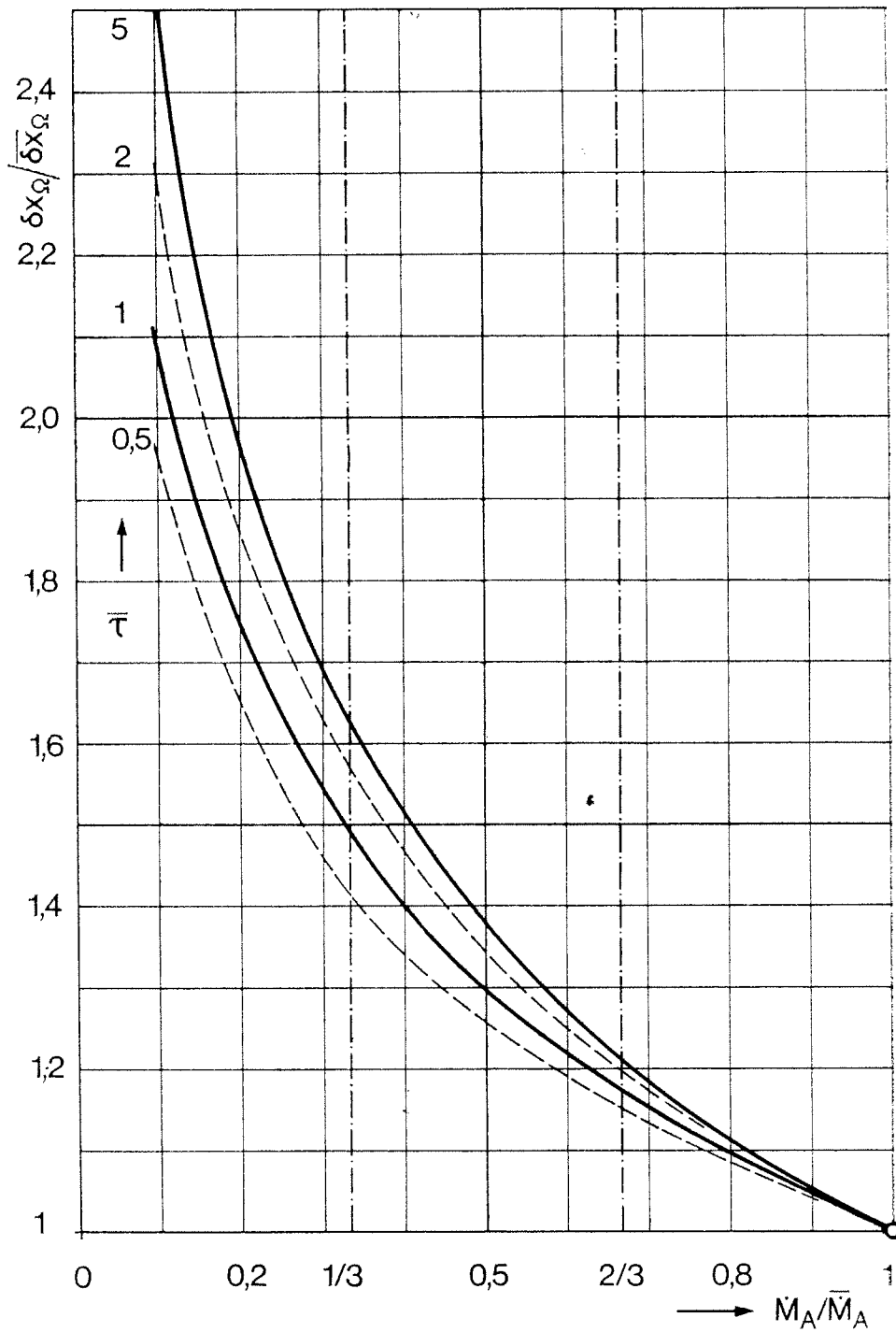


FIGURA 6.17

Variatione dell'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  per batterie di postriscaldamento riscaldate ad acqua con portata d'aria variabile

$\vartheta_{ae}$  temperatura di ingresso dell'acqua

$\vartheta_{au}$  temperatura di uscita dell'acqua

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{\vartheta}_{ae} - \bar{\vartheta}_{au}}{\delta x_{\Omega}}$$

(soprassegnatura: dati del punto di dimensionamento)

Dalle ricerche è risultato, inoltre, che gli scostamenti dei valori medi divengono minimi se nella figura 6.15 si sceglie, come parametro, la differenza ( $\overline{\vartheta_{ae}} - \overline{\delta x_{\Omega}}$ ). Nella figura 6.16  $\delta x_{\Omega}$  si dimostra come il parametro più opportuno.

Per la batteria di postriscaldamento si ottengono curve del tutto analoghe, come risulta dalle figure 6.17 per  $\delta x_{\Omega}/\overline{\delta x_{\Omega}}$  e 6.18 per  $\epsilon/\overline{\epsilon}$ . Questi diagrammi sono validi con sufficiente precisione per i nostri scopi nei seguenti campi:

- temperatura di ingresso dell'acqua  $\vartheta_{ae} = 70 \div 110 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- temperatura di ingresso dell'aria  $\vartheta_{Ae} = 5 \div 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- e per  $\overline{\tau} = 0,5 \div 5$

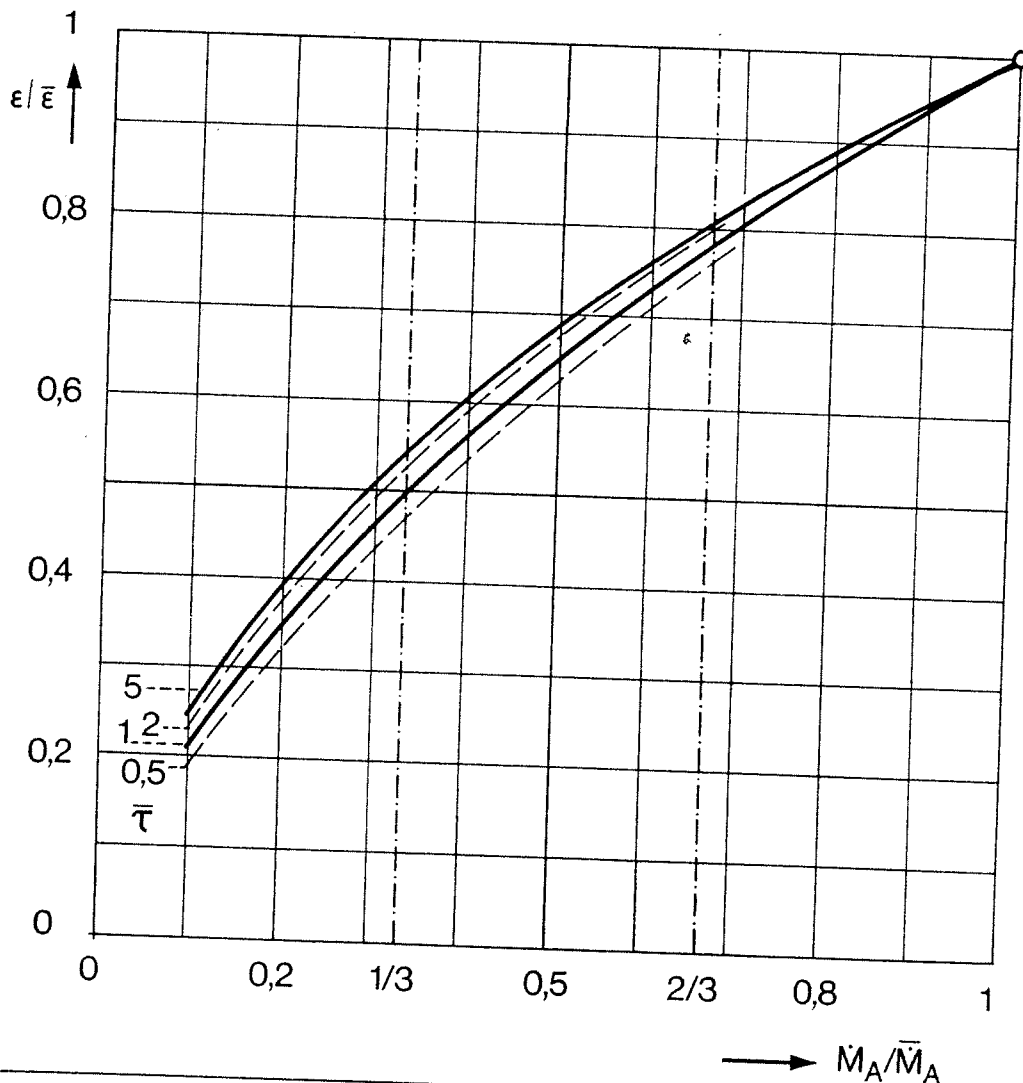


FIGURA 6.18

Variatione dell'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  in una batteria di postriscaldamento riscaldata ad acqua con portata d'aria  $\overline{M}_A$  variabile  
 Simboli: v. figura 6.17

Il raffreddamento dell'acqua  $\overline{\vartheta_{ac}} - \overline{\vartheta_{au}}$ , e l'effetto regolante  $\overline{\delta x_{\Omega}}$  sono raggruppati nel parametro definito come segue:

$$\overline{\tau} = \frac{\overline{\vartheta_{ac}} - \overline{\vartheta_{au}}}{\overline{\delta x_{\Omega}}}$$

Le figure da 6.15 a 6.18 presentano una serie di diagrammi di lavoro che forniscono la risposta a tutta una serie di problemi, ai quali finora si poteva offrire tutt'al più una risposta « a senso ». Nell'esempio del capitolo 7. verrà dimostrato l'impiego pratico di questi grafici.

## 6.5. Gli schemi idraulici

Finora si è presa in considerazione, prevalentemente, la più semplice combinazione di batteria di riscaldamento e di valvola di regolazione, ossia la combinazione in serie dei due elementi. Il sistema di regolazione della batteria di riscaldamento, relativo a tale combinazione in serie, è quello della variazione della portata d'acqua. Però un esame, anche superficiale, della documentazione dei fabbricanti e della letteratura tecnica ci mostra come, in pratica, si lavori con un gran numero di combinazioni diverse, delle quali spesso una o l'altra vengono qualificate, senza troppe giustificazioni, come le migliori soluzioni. Nel paragrafo presente si cercherà di operare un'analisi obiettiva, per la quale è però prima necessario ordinare sistematicamente le diverse possibilità di combinazioni. A tale scopo le diverse soluzioni verranno considerate identiche dal punto di vista della regolazione se come in figura 6.19:

- la valvola a due vie è posta a monte o a valle della batteria di riscaldamento;
- la valvola a tre vie lavora come miscelatrice o deviatrice.

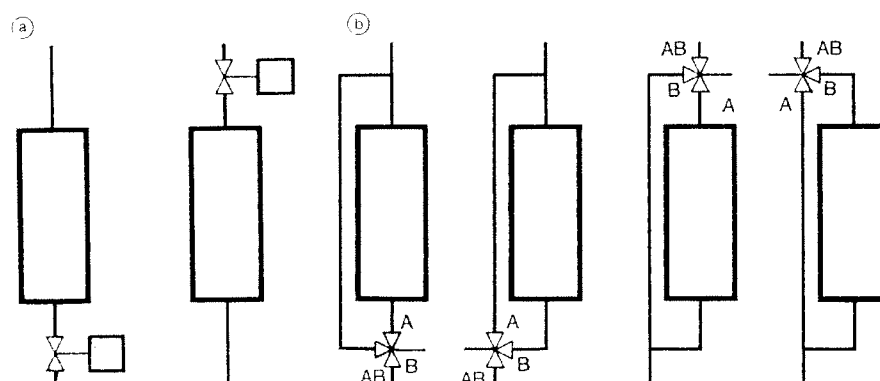


FIGURA 6.19

Possibili disposizioni della valvola, equivalenti dal punto di vista della regolazione

- valvole a due vie per la regolazione della portata d'acqua
- valvola a tre vie per il sistema a by-pass

Si osservi che qui si considerano le condizioni di una rete di distribuzione conformata come circuito chiuso. Le reti aperte, nelle quali le valvole di regolazione variano una portata ad efflusso libero (come nel caso di batterie di riscaldamento a vapore, umidificatori a vapore, impianti di miscelazione dell'acqua calda sanitaria ecc.), sono notevolmente più chiari e di più immediata comprensione e non vengono considerati in questa sede. Le nostre considerazioni sono valide, invece, anche per una rete di acqua refrigerata con le relative batterie di raffreddamento, anche se, per ragioni di semplicità, si parla sempre di reti di distribuzione dell'acqua calda e di batterie di riscaldamento come utilizzatori.

Negli esempi di schemi idraulici le valvole *a due vie* verranno disegnate sempre a valle della batteria di riscaldamento e le valvole a tre vie nel punto di *miscelazione*. Per quest'ultimo caso, inoltre, si considererà sempre *solo* una delle due possibilità relative alla scelta della via di regolazione, ossia quella formata dalla via B-AB. Le considerazioni fatte a proposito delle singole combinazioni varranno ogni volta nello stesso senso, anche per le varianti non disegnate. Attenendosi a queste convenzioni è possibile ricondurre tutte le combinazioni che si incontrano in pratica a sei schemi, ai quali si riferiscono i due paragrafi seguenti.

#### **6.5.1. Forme fondamentali degli schemi idraulici nel caso di collegamenti con differenza di pressione**

Le quattro forme fondamentali di combinazioni funzionanti con differenza di pressione sono raggruppate nella figura 6.20, in modo tale che sono facilmente distinguibili le loro caratteristiche comuni e le loro diversità.

La figura 6.20, di pagina 190, è completata dalla tabella posta a pagina 191, tabella nella quale sono esaminate le quattro possibili forme fondamentali di combinazioni e vengono fatte alcune considerazioni su di esse.

Immaginiamo che in ciascuno dei collegamenti disegnati nella figura 6.20 esista una differenza di pressione tra la mandata ed il ritorno, differenza di pressione generata da una pompa di circolazione (non disegnata). La già citata variante più semplice è indicata nella figura come schema I. Esso possiede due caratteristiche tipiche che si possono considerare come svantaggiose e che possono essere eliminate adottando soluzioni più complicate e cioè:

- le variazioni di carico della batteria di riscaldamento vengono ottenute con una regolazione della portata d'acqua, ossia con una portata d'acqua variabile. Come abbiamo visto nei paragrafi 6.2. e 6.3. si presentano in tali casi per la batteria di riscaldamento diminuzioni dell'efficacia della trasmissione termica e caratteristiche più incurvate che nel caso della regolazione della miscelazione. La regolazione della portata d'acqua è senz'altro sfavorevole nei casi in cui sia richiesto un ampio campo di regolazione. A ciò si aggiunga che, ai carichi parziali, si ottiene nel canale dell'aria una ripartizione della temperatura fortemente disomoge-

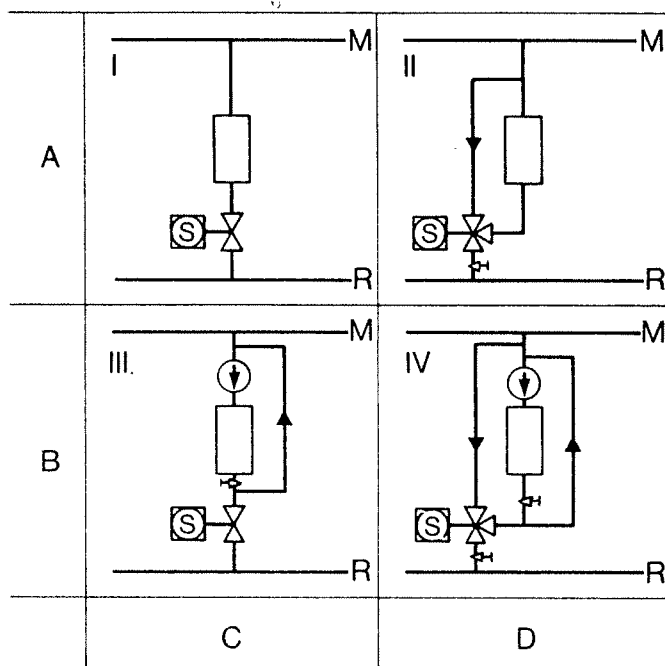


FIGURA 6.20

*Schemi idraulici per le combinazioni funzionanti in base ad una differenza di pressione*

$M$  mandata } dalla rete di distribuzione  
 $R$  ritorno }  
 $\nabla$  valvola di taratura  
 $\nabla$  (vedi anche tabella a pagina 187)

nea, il che può condurre a difficoltà per quello che riguarda tanto la tecnica delle misure quanto la tecnica dei processi. Benché tali disomogeneità scompaiano, in parte, a valle del ventilatore, si incontrano pur sempre casi in cui viene richiesto un campo omogeneo di temperatura immediatamente a valle della batteria di riscaldamento;

- variazioni di carico della batteria di riscaldamento provocano, nella rete di distribuzione, una portata variabile d'acqua. Per piccole variazioni non si hanno ovviamente svantaggi apprezzabili. Non appena però la portata d'acqua è determinata da una grande batteria di riscaldamento (o da molte piccole batterie ma sottoposte a variazioni sincrone di carico), sorgono — nella rete di distribuzione — difficoltà per la stabilizzazione della pressione e, nella maggior parte dei casi, anche per la regolazione della temperatura di mandata dell'acqua. Inoltre, si verifica contemporaneamente lo sgradito fenomeno che, nel caso di lunghe condutture di collegamento alla batteria di riscaldamento, quest'ultima, dopo un periodo di riposo, non può essere subito rifornita di acqua alla temperatura necessaria. In impianti con batterie di riscaldamento e di raffreddamento in sequenza ciò è, non di rado, la causa di funzionamento insoddisfacente nei periodi di passaggio dal riscaldamento al raffreddamento.



TABELLA DI FIGURA 6.20

A	Combinazioni con variazione della portata d'acqua (portata d'acqua variabile nell'utilizzatore).	Adatte per: scambiatori e batterie di raffreddamento di ogni dimensione, piccole batterie di riscaldamento (piccole relativamente alle dimensioni od al massimo aumento della temperatura dell'aria).
B	Combinazioni con regolazione di miscelazione (portata d'acqua costante nell'utilizzatore).	La pompa e le relative apparecchiature elettriche aumentano la complessità dell'impianto. La regolabilità dell'utilizzatore è migliorata ai carichi parziali; nella batteria di preriscaldamento condizioni migliorate relativamente alla protezione antigelo. Adatte per: grandi batterie di riscaldamento (in particolare batterie di preriscaldamento), per esigenze di precisione della temperatura dell'utilizzatore.
C	Combinazioni con valvola a due vie (portata d'acqua variabile nella rete primaria).	Dalla rete primaria viene derivata una portata variabile in funzione del carico. A causa di queste variazioni di portata le condizioni della pressione nella rete primaria e la sua regolazione di temperatura possono essere influenzate negativamente. Adatte per: piccoli utilizzatori o reti nelle quali si deve mantenere possibilmente bassa la temperatura di ritorno.
D	Combinazioni con valvola a tre vie (by-pass) (portata d'acqua costante nella rete primaria).	Con una complessità alquanto minore, dovuta alla valvola a tre vie nella rete primaria, viene fatta circolare una portata pressoché costante. Si hanno condizioni di pressione costanti e favorevoli premesse per la regolazione della temperatura di mandata. Non adatte: nel caso in cui la rete primaria venga alimentata da un elemento ad accumulazione o nelle reti con distribuzione dell'acqua calda su lunghe distanze (come nel riscaldamento di quartiere o di città) in cui la temperatura di ritorno deve essere mantenuta possibilmente bassa.

Entrambe le proprietà dello schema I possono essere corrette, se necessario, con i seguenti provvedimenti:

— *pompa interna di circolazione*, ossia trasformazione nello schema III con regolazione di miscelazione. Per portata approssimativamente costante, attraverso la batteria di riscaldamento, gli svantaggi della combinazione I scompaiono con questo provvedimento. Le batterie di riscaldamento maggiori vengono spesso provviste di pompa interna di circolazione per ragioni di protezione antigelo, però in questo caso è estremamente facile rilevare due errori che mostrano come il progettista della climatizzazione non conosca gli effetti della pompa interna, da noi messi in evi-

denza o, quanto meno, non li abbia presi in considerazione al momento della progettazione.

Come errore deve essere tassato, dal punto di vista del tecnico della regolazione, il fatto che si voglia risolvere il problema della protezione antigelo per mezzo di una pompa montata nella condotta di miscelazione, pompa che entra in funzione solo all'approssimarsi delle condizioni critiche. Altrettanto errato è da considerarsi il funzionamento, solo temporaneo, di una pompa interna, montata in sé correttamente secondo lo schema III. In entrambi i casi i vantaggi della regolazione di miscelazione non vengono sfruttati affatto o vengono sfruttati solo in periodi di funzionamento nei quali essi non sono decisivi;

- *valvola a tre vie* nel cosiddetto ramo di by-pass. Questa soluzione, corrispondente allo schema II della figura 6.20, non elimina completamente le influenze sulla rete di distribuzione ma per lo meno le riduce in maniera decisiva. Premessa indispensabile affinché questo schema dia un risultato soddisfacente è una progettazione ed una scelta della valvola assolutamente corrette. Si deve soprattutto fare attenzione che non sorgano difficoltà, dall'impiego della valvole a tre vie per la regolazione della temperatura, per la batteria di riscaldamento: ciò richiede che la via di regolazione di questa valvola venga conformata esattamente in base alle considerazioni fatte nei paragrafi 6.2. e 6.3., ossia che secondo quei criteri si decida tra la caratteristica lineare<sup>e</sup> e quella equipercentuale, ed in base al rapporto di regolazione si valuti l'aumento minimo regolabile di temperatura. Anche l'effetto stabilizzante sulla rete di distribuzione non si forma automaticamente, ma deve venir realizzato per mezzo di adeguati provvedimenti. Questi punti necessiteranno di ulteriori chiarimenti, partendo dall'ipotesi che si abbiano condizioni utilizzabili se la portata circolante nella rete di distribuzione viene mantenuta tra il 70 ed il 100%, e non superi sicuramente la portata di dimensionamento (100%). Quest'ultima condizione è particolarmente importante perché altrimenti la rete risulterebbe sovraccaricata e non sarebbe più disponibile la differenza di pressione tra la mandata e il ritorno, necessaria all'utilizzatore più lontano.

Poiché nella valvola a tre vie si è in presenza di due punti di strozzatura, si deve parlare anche di due caratteristiche della valvola. Pertanto, nel caso di impiego di una valvola a tre vie come valvola di regolazione, nello schema III dobbiamo distinguere tra via di regolazione e via di by-pass. Per convenzione il punto di corsa nulla,  $y = 0$ , verrà fatto corrispondere al punto di chiusura della via di regolazione. Per la via di regolazione valgono le medesime condizioni poste alla caratteristica della valvola come nel caso della valvola a due vie, e pertanto si potrà ancora parlare di caratteristica lineare e di caratteristica equipercentuale. Per la via di by-pass, la caratteristica deve essere conformata in modo che vengano realizzate — nel modo migliore possibile — le condizioni di una portata costante nella rete di di-

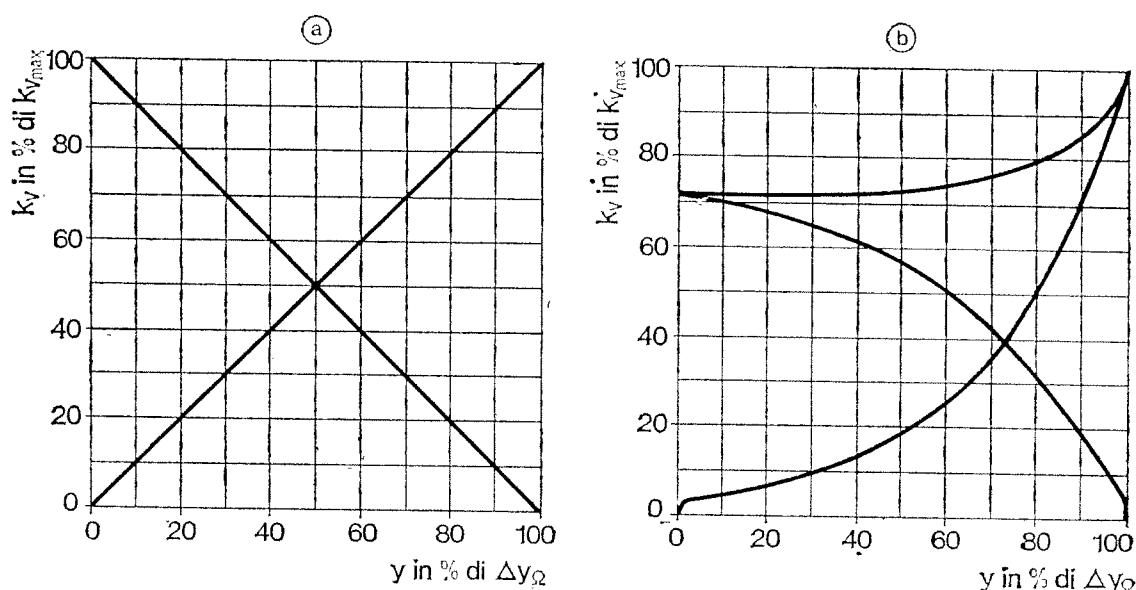


FIGURA 6.21

Caratteristiche di valvole a tre vie

- a) lineare  
 b) equipercentuale-complementare  
 $y$  corsa della valvola  
 $k_v$  coefficiente di portata  
 $\Delta y_{\Omega}$  campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione (corsa totale)

stribuzione. La figura 6.21 mostra la caratteristica di due valvole a tre vie che, secondo tali considerazioni, si adattano come valvola di regolazione nello schema II.

Se, in base alla figura 6.13, dovesse risultare che la batteria di riscaldamento considerata richiede una valvola di regolazione a *caratteristica lineare*, si dovrà impiegare una valvola a tre vie con caratteristica secondo la figura 6.21a.

Da anni questa è la forma esecutiva normale della valvola a tre vie: caratteristica lineare ed uguali valori del  $k_{v_{max}}$ , ossia uguale capacità di portata per le due vie. In una batteria di riscaldamento, con efficacia della trasmissione termica  $\epsilon = 0,8$ , una tale valvola potrebbe essere presa in considerazione per un'autorità minima  $P_v = 0,47$ . Questo giudizio si basa su considerazioni che riguardano solo la via di regolazione. Come stanno però le cose per la via di by-pass? Se l'autorità della valvola fosse  $P_v = 1$ , il diagramma della caratteristica varrebbe contemporaneamente anche per le portate, e la portata totale sarebbe 100% per tutte le posizioni della valvola<sup>(7)</sup>. Nello schema II questo caso non si può però presentare, poiché in serie con la via di regolazione si trova sempre la resistenza della batteria di riscalda-

(7)  $P_v = 1$  è realizzabile solo con lo schema IV, come verrà discusso più avanti alla fine di questo paragrafo.

mento, per cui è più realistico assumere un valore  $P_v = 0,5$ . Per una rete a pressione completamente stabilizzata, quale si vuole presupporre per una semplificazione dei calcoli, si ha un andamento della portata dello schema considerato, dato dalla figura 6.22. In tale figura sono riportati tre casi:

- a) nessuna valvola di taratura nella condotta di by-pass
  - b) valvola di taratura regolabile con valore di  $k_v = k_{v_B}$
  - c) valvola di taratura regolabile con valore di  $k_v = 0,5 k_{v_B}$
- } ( $k_{v_B}$  = valore del  $k_v$  della batteria)

È evidente come soltanto le condizioni corrispondenti al caso c possano risolvere, soddisfacentemente sotto il nostro punto di vista, il problema della stabilizzazione della rete. Nella figura 6.20, quindi, per l'impiego di una valvola lineare a tre vie lo schema II dovrebbe essere completato con una valvola di taratura nella condotta di by-pass. Poiché, però, non è possibile impiegare tale valvola, nel caso più frequente che verrà discusso qui di seguito, essa è stata intenzionalmente tralasciata.

Come abbiamo visto nel paragrafo 6.2., nella maggior parte dei casi la batteria di riscaldamento richiede una valvola a *caratteristica equipercentuale*. Nello schema II si deve impiegare, pertanto, una valvola a tre vie secondo la figura 6.21b, la cui via di regolazione ha le stesse proprietà di una valvola a due vie a caratteristica equipercentuale. La via di by-pass è conformata in modo che, per un'autorità della valvola  $P_v = 0,5$  nella via di regolazione, considerata come valore limite inferiore, si abbia una portata totale assolutamente costante. In tali condizioni, si accetta che al limite superiore di  $P_v = 1$  la portata totale vari in funzione della corsa tra il 70% ed il 100%. Ciò è però ancora compreso entro le tolleranze da noi considerate come ammissibili. La figura 6.23 rende più chiaro l'andamento delle diverse portate  $\dot{V}$  in funzione della corsa della valvola  $y$  (entrambe le grandezze sono riportate in % del loro valore massimo).

Tanto per la valvola a tre vie dello schema II, quanto per la pompa interna dello schema III, è escluso — in pratica — di poter effettuare un dimensionamento teoricamente esatto. Entrambi gli elementi sono disponibili in grandezze discontinue, e pertanto devono necessariamente scostarsi dal valore teoricamente esatto fornito dai calcoli. È per tale ragione che si raccomanda di prevedere, per ciascuno di questi elementi, una valvola di taratura regolabile che possa venire utilizzata al momento della messa in servizio dell'impianto per una messa a punto precisa. Nelle rappresentazioni schematiche semplificate della figura 6.20, queste valvole di taratura sono riportate solo a titolo esemplificativo. Per la loro installazione ci si deve attenere alla semplice norma per la quale una *valvola di taratura* assolve alla sua funzione solo se, in un elemento dell'impianto con portata pressoché costante, essa provoca una caduta di pressione anch'essa approssimativamente costante.

Se si devono realizzare contemporaneamente le due possibilità di miglioramento dello schema I, in precedenza mostrate separatamente, si ha il cosid-



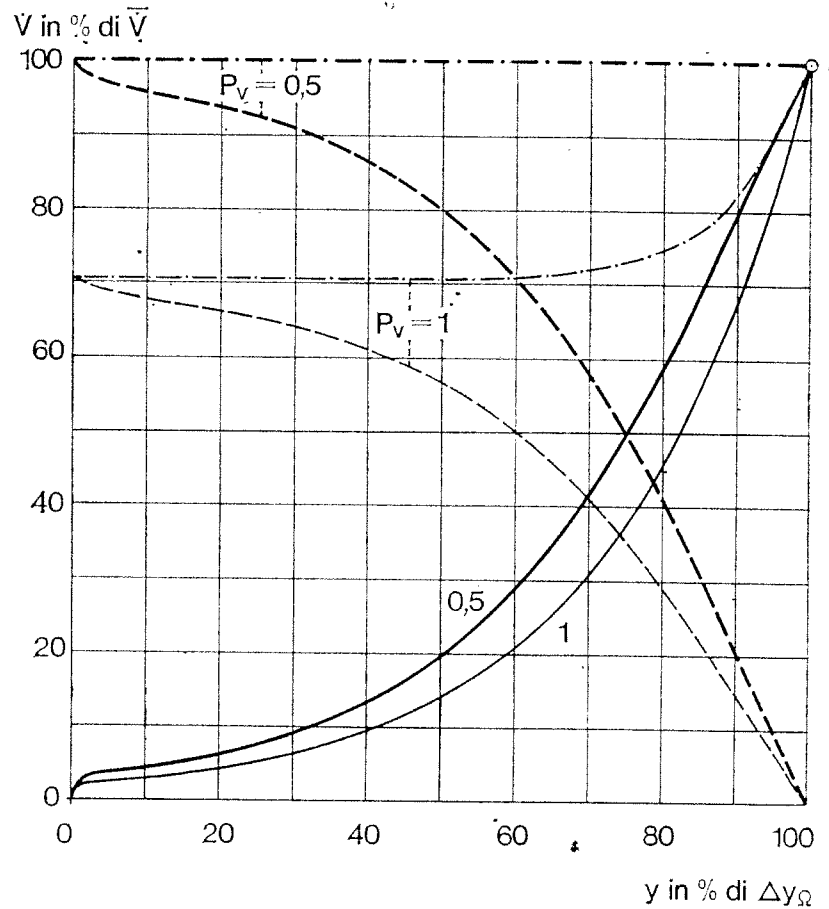


FIGURA 6.23

- $P_v$  autorità della valvola nella via di regolazione  
 ————— portata attraverso la via di regolazione ( $\bar{V}$  = portata di dimensionamento)  
 - - - - - portata attraverso la via di by-pass  
 $y$  portata totale  
 $\Delta y_\Omega$  campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione (corsa totale)

detto schema a quattro vie: dagli schemi II + III si ottiene lo schema IV. Naturalmente questa è una soluzione complicata, che ha però la sua giustificazione, soprattutto nelle grandi batterie di riscaldamento; non si deve però compiere l'errore di considerare questo schema come il migliore in linea generale e di volerlo impiegare dovunque. Esso è da consigliarsi soltanto nei casi in cui siano effettivamente necessari i vantaggi che tale soluzione porta. Due sue proprietà si vogliono qui mettere particolarmente in rilievo:

- se, nel caso di valvola lineare nello schema IV, la pompa compensa la caduta di pressione dell'acqua nella batteria di riscaldamento, si può calcolare un'autorità della valvola  $P_v = 1$ , poiché in tal caso scompare anche l'influenza esercitata sulla rete da parte della portata variabile nella via di regolazione. Nel caso di valvola equipercentuale, questa con-

dizione è realizzabile solo approssimativamente, come verrà mostrato ancora nel paragrafo 6.5.3.;

- nel breve tratto di tubo compreso tra il punto di diramazione della condotta di by-pass, ed il punto di introduzione della condotta di miscelazione a monte della pompa, sussiste il pericolo di correnti di compensazione termica a valvola chiusa. Questo fenomeno ha lo stesso effetto di un trafilamento nella valvola e, naturalmente, è indesiderato. Lo svantaggio può essere eliminato od adducendo l'acqua di mandata dall'alto (come è disegnato nella fig. 6.20) oppure, nel caso di adduzione dal basso o di disposizione orizzontale del tratto critico di condotta, prevedendo una valvola di ritegno a molla nel citato elemento di tubo. Nel caso di disposizione verticale, e di collegamento della mandata dal basso, è sufficiente anche una valvola di ritegno a gravità: l'importante è, comunque, che tale valvola di ritegno chiuda sicuramente quando la corrente di fluido desiderata viene a mancare.

### 6.5.2. Forme fondamentali degli schemi idraulici nel caso di collegamenti senza differenza di pressione

L'esempio classico di questo caso può venire considerato lo schema convenzionale per il riscaldamento, indicato come schema VI nella figura 6.24. Poiché per quanto riguarda la climatizzazione un tale caso non verrà mai praticamente realizzato in quanto una batteria di riscaldamento non verrà mai accoppiata ad un proprio generatore di calore, non tratteremo questa combinazione, citata unicamente per ragioni di completezza delle sei forme fondamentali.

Invece, sarà necessario occuparsi a fondo dello schema V della figura 6.24.

Per l'esattezza, in questo caso si tratta di un collegamento con una *piccola* differenza di pressione, e non di un collegamento assolutamente *senza* differenza di pressione, poiché nell'elemento di distribuzione della mandata e nel collettore di ritorno, non potrà esserci esattamente la stessa pressione. Su questo punto, anche se esso non rappresenta lo scopo principale della nostra discussione, si ritornerà ancora nel seguito.

L'esperienza ci insegna che i diversi fabbricanti di apparecchi di regolazione presentano continuamente al tecnico della climatizzazione i vantaggi di questa o di quella particolare soluzione, evitando accuratamente però di discuterne obiettivamente anche gli svantaggi. Ad esempio, esistono società di installazioni e regolazioni che raccomandano espressamente lo schema V<sup>(8)</sup>, in quanto questo sarebbe meno complicato del dimensionamento, otticamente più gradevole e senza troppe esigenze di manutenzione: quest'ultimo punto viene motivato soprattutto con il fatto che i rubinetti di intercetta-

<sup>(8)</sup> Per quanto l'affermazione dell'Autore non lasci adito a dubbi, per quello che ci risulta in Italia nessuna ditta installatrice — e tantomeno fornitrice di apparecchiature di regolazione — consiglia in modo particolare tale tipo di installazione. Arriviamo anche a dire che esso è, in pratica, quasi totalmente sconosciuto nel nostro Paese (N.d.T.).

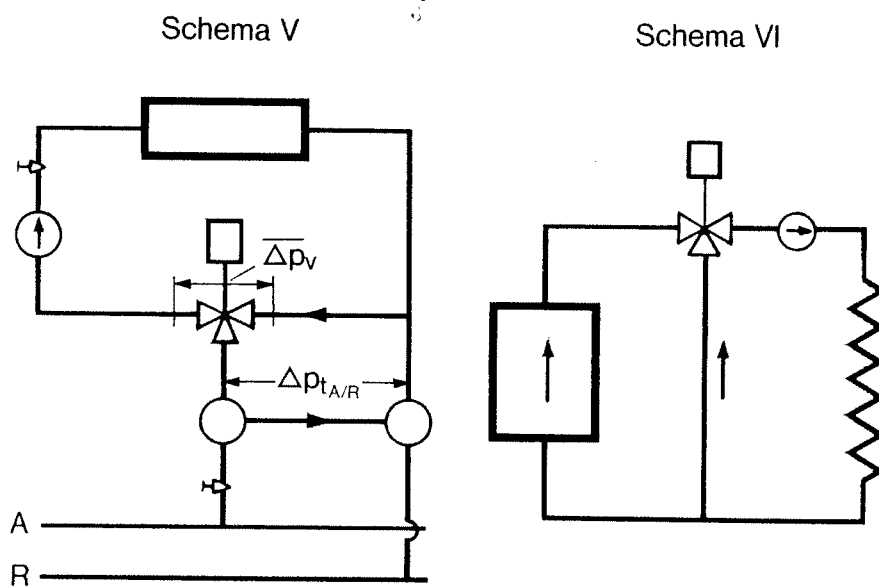


FIGURA 6.24

*Schemi idraulici per collegamenti senza differenza di pressione*

*Schema V*

*Stazione di distribuzione praticamente senza differenza di pressione*

$\overline{\Delta p_v}$  *caduta di pressione attraverso la valvola (valore di dimensionamento)*

$\Delta p_{tA/R}$  *caduta di pressione tra l'elemento di distribuzione della mandata ed il collettore di ritorno*

$$\overline{\Delta p_{tA/R}} = 0,5 \overline{\Delta p_v}$$

*Schema VI*

*Generatore di calore con valvola a tre vie miscelatrice e rete di riscaldamento*

zione, le valvole di regolazione e la pompa possono essere installati in modo più razionale con l'elemento di distribuzione della mandata e con il collettore di ritorno. Questi sono sicuramente argomenti ai quali non si può disconoscere un'importanza pratica. Però vi sono altri fatti che possono ridimensionare tali vantaggi, e cioè:

- nel caso di un collegamento alla rete veramente senza differenza di pressione, la valvola lavora con autorità  $P_v = 1$ . La caratteristica della valvola nella via di regolazione deve essere scelta sempre in base alle considerazioni del paragrafo 6.2, poiché anche in questo caso si deve tener conto della caratteristica della batteria di riscaldamento. Da questo punto di vista il dimensionamento della valvola di regolazione non diviene affatto più semplice;
- la grande semplificazione per la progettazione è dovuta, evidentemente, al fatto che si può effettuare tutto il dimensionamento dello schema V anche senza disporre dei dati relativi alla rete di distribuzione. Ciò è possibile in quanto si parte da  $\Delta p_{tA/R} = 0$ . Nelle reti già esistenti, però, si deve porre la massima attenzione che questa situazione di partenza del-



la progettazione sia anche effettivamente realizzata. Nella pratica, molto diffusa, di eseguire le reti di distribuzione degli impianti di riscaldamento senza i necessari punti di misura, una tale compensazione non è sempre così semplice come appare ad un primo esame;

- il collegamento alla rete vale praticamente come assente da differenza di pressione solo se

$$\Delta p_{t-A/R} = 0,5 \overline{\Delta p_v} \quad (\text{simbologia v. fig. 6.24})$$

Per valori della differenza di pressione  $\Delta p_{t-A/R}$  superiori, la valvola a tre vie (in generale dimensionata simmetricamente) è sovraccaricata, ossia la via di regolazione ha un  $k_{v_{max}}$  troppo grande quando la via di miscelazione è commisurata esattamente;

- tutti gli utilizzatori devono essere collegati con una propria pompa agli elementi di distribuzione, per cui spesso per i più piccoli utilizzatori sono inutilmente escluse soluzioni più economiche e più rispondenti;
- per i grandi impianti, accade spesso che la distanza — tra l'elemento di distribuzione e le batterie di riscaldamento più lontane — conduca, nel circuito di regolazione, ad ulteriori svantaggiosi tempi morti, che poi non si possono più eliminare. Un pericolo è costituito soprattutto da condutture di collegamento tra valvola e batteria sovradimensionate e con basse velocità dell'acqua, una situazione che viene acuita ancora di più se unita a pompe sottodimensionate.

In questa discussione abbiamo incontrato ancora una questione che si era presentata già più volte in tutto il capitolo 6. e la cui risposta è stata continuamente differita, e cioè: come si può pervenire, nella fase di progettazione, a valori utilizzabili della differenza di pressione  $\Delta p_v$  attraverso la valvola? L'ultimo paragrafo del capitolo 6. è dedicato esclusivamente a questo problema.

### 6.5.3. Il calcolo della differenza di pressione per il dimensionamento $\overline{\Delta p_v}$ e dell'autorità della valvola $P_v$ per determinati schemi idraulici

L'esperienza ci insegna come, in definitiva, la domanda più frequente che si pone il tecnico della climatizzazione sia, per quanto riguarda il dimensionamento della valvola, quale debba essere la caduta di pressione  $\overline{\Delta p_v}$  della valvola stessa per ottenere una corretta regolazione. Nei paragrafi precedenti abbiamo cercato di analizzare il problema in maniera approfondita, tuttavia, per il tecnico della climatizzazione è più valida una formula estremamente semplificata oppure, qualora egli lavori già con tale tipo di formula, egli desidererebbe vederla confermata da considerazioni teoriche. Un esempio di una tale regola pratica potrebbe essere il seguente: la valvola di regolazione nella climatizzazione deve venir dimensionata per un  $\overline{\Delta p_v} = 1 \div 2$  m c.d'a., e deve annullare almeno il 50% della prevalenza della pompa affinché essa possa regolare correttamente. Che una tale regola non possa essere valida in

linea generale dovrebbe oramai risultare chiaramente da quanto detto finora. Però nel caso pratico, come deve comportarsi il tecnico della regolazione se il tecnico del riscaldamento, il quale è competente per la rete di distribuzione, non è in grado di offrire i dati necessari secondo le nostre considerazioni per il corretto dimensionamento delle valvole?

La problematica di tale questione, ed i metodi più opportuni per l'elaborazione di una sua soluzione, possono risultare più chiaramente dal semplice esempio rappresentato schematicamente nella figura 6.25. Immaginiamo di essere in presenza di due diversi impianti di climatizzazione, collegati alla stessa rete di distribuzione: ciò offre la possibilità di prendere in considerazione nella discussione tutti gli schemi del paragrafo 6.5.1., laddove gli schemi I e II siano immaginati per le batterie di postriscaldamento e gli schemi III e IV per le batterie di preriscaldamento.

Innanzitutto sarà utile spendere due parole sulla problematica del calcolo delle reti di distribuzione con diramazioni, che in realtà potrà essere notevolmente più complicata che in figura 6.25; per quello che riguarda il dimensionamento della valvola essa può tutt'al più venire semplificata, ma non può essere tralasciata del tutto.

Poiché, per un esatto calcolo della rete, le valvole devono essere state già determinate, ossia deve essere noto il loro valore del  $k_{v_{max}}$ , è evidente come nella fase di progetto sorgano continuamente difficoltà nella ricerca dei valori di  $\Delta p_v$  per il dimensionamento della valvola. Si tratta infatti di un problema al quale partecipano contemporaneamente tre diversi tecnici specializzati, ossia il tecnico del riscaldamento, quello della climatizzazione e quello della regolazione. Ciascuno di questi aspetta i dati dagli altri due, senza poter fissare i propri in maniera definitiva. Per uscire da questa situazione non vi è che una possibilità: la collaborazione, nel qual caso in generale è al tecnico della regolazione che spetta di prendere l'iniziativa. Il suo operato sarà tanto più valido, quanto più rispondente allo scopo è il modello di lavoro impiegato e con il cui aiuto egli potrà accostarsi a problemi di campi per lui estranei. Per quanto ci risulta, fino a questo momento non esistono pubblicazioni su tale modello.

La proposta, descritta qui di seguito per il procedimento pratico, è stata elaborata dal punto di vista del tecnico della regolazione ed a suo uso. Essa impiega pertanto metodi che non si incontrano nell'idraulica classica, ma che, tuttavia, per i loro addentellati con i metodi di dimensionamento delle valvole, sono più facilmente comprensibili da parte del tecnico della regolazione e più facilmente applicabili. Si deve comunque premettere fin d'ora che durante tutto il procedimento due importanti questioni devono risultare sempre chiare: la prima riguarda i dati che si devono dare come fissi, quelli che vengono fissati in base a norme della regolazione o ad altre norme, e quelli che possono essere scelti a piacere; la seconda è relativa a chi, dei tre tecnici specializzati summenzionati, sia competente per la determinazione dei dati relativi. Se si cercherà sempre di ricavare le informazioni necessarie in base

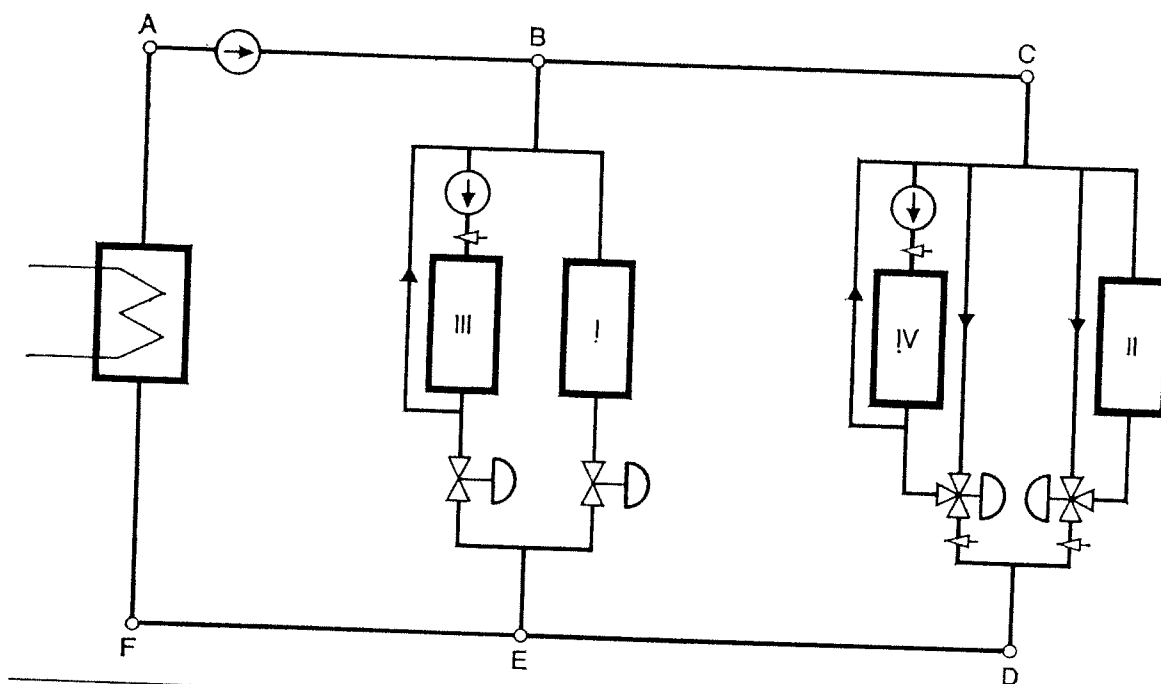


FIGURA 6.25

Rete di distribuzione con due diversi gruppi di utilizzatori separati tra di loro nello spazio

a tali questioni si potrà essere sicuri di porre la richiesta giusta, al momento giusto, al giusto tecnico specializzato.

Prima di poter elaborare, in fasi successive, l'esempio scelto si devono presentare e chiarire brevemente i punti fondamentali del metodo di calcolo. Nella figura 6.25 si sono designati con le lettere A ÷ F sei importanti punti nella rete di distribuzione. In base alla portata  $\dot{V}$  ed alla corrispondente caduta di pressione  $\Delta p$ , si può determinare per ogni tratto della rete disegnata, ad eccezione del ramo AB, un valore del  $k_v$  secondo la formula nota dal paragrafo 6.1.2.:

$$k_v = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}} \quad \text{con} \quad \begin{array}{l} \dot{V} \text{ in m}^3/\text{h} \\ \Delta p \text{ in kg/cm}^2 \end{array} \quad (6.2)$$

Ciò significa che ciascuna di queste parti di rete può essere considerata come un'unica perdita di carico localizzata, che va messa in conto col proprio valore di  $k_v$ . Per il tratto AB, che contiene la pompa di rete, si hanno due possibilità:

- rappresentazione come combinazione in serie di una pompa con prevalenza variabile secondo una data caratteristica (v. per esempio fig. 6.26), e di una perdita di pressione corrispondente al tratto di tubo definita dal suo coefficiente di portata  $k_{v_{AB}}$ ;
- rappresentazione come combinazione in serie di una pompa con prevalenza

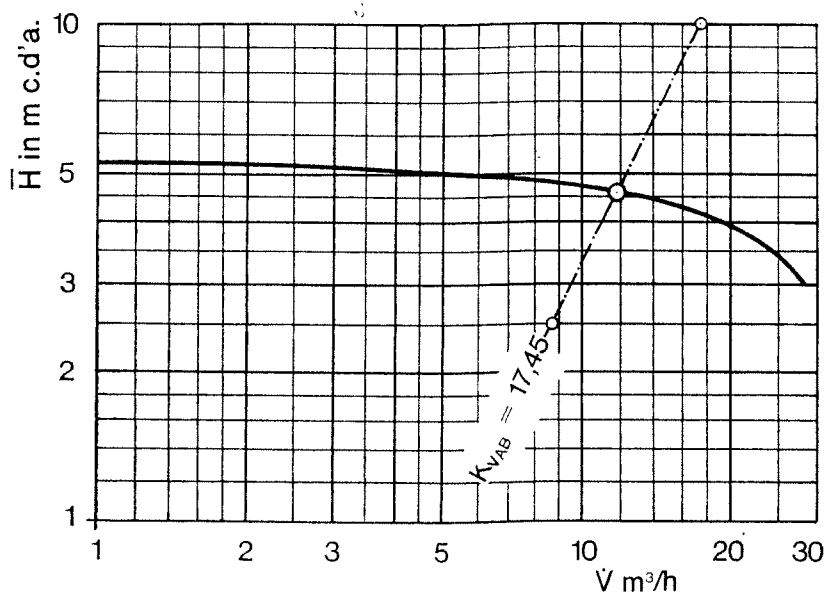


FIGURA 6.26

Caratteristica della pompa di rete della figura 6.25  
Rappresentazione in diagramma a doppia scala logaritmica

$k_{vAB} = k_v$  risultante della rete per la determinazione del punto di lavoro della pompa

$$\bar{H} = 4,6 \text{ m c.d.a.} = 0,46 \text{ kg/cm}^2 \quad \bar{V} = 11,8 \text{ m}^3/\text{h}$$

e resistenza interna costanti (definite da un valore  $k_{v_i}$ ), e di una perdita di pressione con  $k_{vAB}$  (resistenza del tratto di tubo).

Quanto alla seconda possibilità è necessario fare alcune osservazioni. La caratteristica della pompa può venire approssimata, intorno al punto di lavoro, ad una parabola; ossia, l'andamento della prevalenza in funzione della portata può essere rappresentato come se si avesse una pompa ideale, con prevalenza costante  $H_0$  che lavori, in base ad una resistenza interna, con il coefficiente di portata  $k_{v_i}$ . Con i simboli della figura 6.26 si hanno le seguenti possibilità per la determinazione di  $k_{v_i}$ :

— se la parabola approssima con sufficiente precisione la caratteristica tra il punto di lavoro nominale  $(\bar{H}, \bar{V})$  e la portata nulla:

$$k_{v_i} = \frac{\bar{V}}{\sqrt{H_0 - \bar{H}}} \quad (6.17)$$

nell'esempio:

$$k_{v_i} = \frac{11,8}{\sqrt{0,53 - 0,46}} = 44,60 \text{ m}^3/\text{h}$$

— se la parabola può essere impiegata solo intorno al punto di lavoro nomi-

nale si ha:

$$k_{v_i} = \bar{V} \sqrt{\frac{0,75}{\frac{\bar{H}_1}{2} - \bar{H}}} \quad (6.18)$$

( $\frac{\bar{H}_1}{2}$  è la prevalenza per metà della portata nominale).

In questa rappresentazione  $H_0$  prende un valore fittizio dato dalla formula:

$$H_0 = \bar{H} + \left( \frac{\bar{V}}{k_{v_i}} \right)^2$$

nell'esempio:

$$k_{v_i} = 11,8 \sqrt{\frac{0,75}{0,5 - 0,46}} = 51,10 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_0 = 0,46 + \left( \frac{11,8}{51,10} \right)^2 = 0,5133 \text{ kg/cm}^2$$

Se, per una data caratteristica della pompa, sorgono tra le due formule (6.17) e (6.18) differenze dell'ordine di grandezza dell'esempio, è meglio impiegare il secondo valore, fintanto che vengano eseguite ricerche — in un campo relativamente più ristretto — intorno al punto di lavoro nominale. Per variazioni della portata più ampie, si deve fare riferimento alla caratteristica grafica della pompa. Per il nostro caso si ammette che si possa calcolare con  $k_{v_i} = 51,10 \text{ m}^3/\text{h}$  e  $H_0 = 0,5133 \text{ kg/cm}^2$

In base a quanto detto sopra è possibile rappresentare in forma semplificata la rete idraulica della figura 6.25, ottenendo così lo schema della figura 6.27a<sup>(9)</sup>.

Partendo da questa sono possibili, secondo le esigenze, ulteriori semplificazioni (b e c). Per questa operazione si devono osservare due regole fondamentali:

— n strozzature in parallelo con valori  $k_{v_1}$   $k_{v_2}$  ...  $k_{v_n}$  possono essere sostituite da un  $k_v$  risultante dato da:

$$k_{v_{risP}} = k_{v_1} + k_{v_2} + \dots + k_{v_n} \quad (6.19)$$

— n strozzature in serie possono essere sostituite da un  $k_v$  risultante dato da

$$k_{v_{risS}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(k_{v_1})^2} + \frac{1}{(k_{v_2})^2} + \dots + \frac{1}{(k_{v_n})^2}}} \quad (6.20)$$

Con le odierne calcolatrici elettroniche si possono eseguire tali operazioni in un tempo assolutamente ragionevole, per cui anche le formule più compli-

<sup>(9)</sup> Nella figura 6.27 si osservi dapprima solamente la *disposizione* delle strozzature.

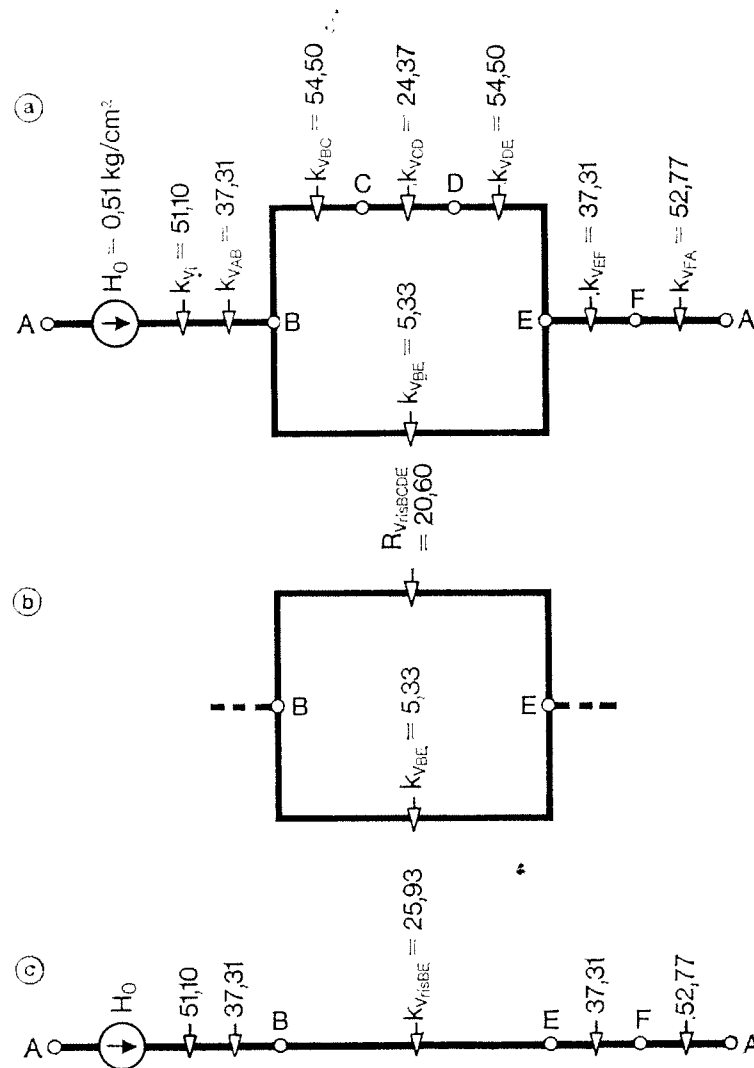


FIGURA 6.27

Rappresentazione semplificata della rete di figura 6.25

- Sostituzione di tutte le resistenze delle condutture, delle batterie e delle valvole con strozzature di dato  $k_v$
- Semplificazione dell'elemento di rete BE in due strozzature in parallelo
- Ulteriore semplificazione dell'elemento di rete BE in un'unica strozzatura

cate, come la (6.20), non dovrebbero offrire più alcuna difficoltà al calcolo delle reti: i conteggi relativi all'esempio presente sono stati eseguiti con una calcolatrice di questo tipo in tempi ridottissimi.

Dopo questa fase preparatoria si può passare al dimensionamento degli elementi della figura 6.25, e ciò verrà fatto sistematicamente in fasi quanto più possibile tipiche, ossia valide anche per altri problemi. A tale scopo viene presupposta una situazione di partenza favorevole, ammettendo che i tre tecnici siedano insieme allo stesso tavolo ciascuno con la propria documentazione e che non sorgano difficoltà di comunicazione e relative perdite di tempo.

*1<sup>a</sup> fase*

Il tecnico della climatizzazione fornisce per ogni batteria di riscaldamento i dati di dimensionamento. Il tecnico della regolazione calcola, in base alla portata d'acqua ed alla caduta di pressione, i valori dei  $k_v$  per il circuito equivalente ed in tal modo prepara la base per poter trasformare i rami B-E e C-D secondo i metodi della figura 6.27. Inoltre, egli calcola l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega}$  e l'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$ .

TABELLA 6.I  
Valori numerici dell'esempio precedente:

Oggetto	Dati del tecnico della climatizzazione					Valori calcolati dal tecnico della climatizzazione		
	$\dot{V}$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p$ kg/cm <sup>2</sup>	$\overline{\delta_{ac}/\delta_{au}}$ °C	$\overline{\delta_{Ac}}$ °C	$\overline{\delta_{Au}}$ °C	$k_v$ m <sup>3</sup> /h	$\delta x_{\Omega}$ °C	$\epsilon$
Batteria di riscaldamento I	0,59	0,06	90/70	13	28	2,41	15	0,16
Batteria di riscaldamento III	1,77	0,08	90/70	— 15	30		45	0,33
Ramo BE portata totale	2,36							
Batteria di riscaldamento II	2,36	0,06	90/70	14	26	9,63	12	0,16
Batteria di riscaldamento IV	7,08	0,08	90/70	+ 2	27		25	0,32
Ramo CD valore totale	9,44							
$\overline{\dot{V}}$	11,80	Portata totale nella rete in corrispondenza del punto di dimensionamento						

I circuiti III e IV lavorano con una pompa interna, e pertanto per la nostra ricerca non è necessario calcolare il  $k_v$  delle corrispondenti batterie di riscaldamento. Il sistema pompa interna + batteria di riscaldamento + conduttura di miscelazione può essere disegnato nel circuito equivalente per mezzo di una conduttura di collegamento *senza* caduta di pressione, poiché la pompa interna compensa la caduta di pressione nella batteria di riscaldamento.

*2<sup>a</sup> fase*

Il tecnico del riscaldamento, il quale ha già esaminato la disposizione spaziale della sua rete, stabilisce *approssimativamente* i valori della caduta di pressione in ogni sezione della rete, per i quali egli è competente. A tale fine egli si basa sull'esperienza, e sui valori indicativi della velocità ammissibile dell'acqua nelle condutture. Riguardo il diametro nominale dei tubi egli può

essere indotto, da considerazioni di natura economica, a scostarsi di una dimensione in più (riduzione della potenza della pompa) od in meno (riduzione delle spese di investimento). Può anche essere possibile che il tracciato delle condutture possa in seguito variare nei particolari, per cui spesso possono sorgere divergenze tra i primi dati forniti dal tecnico del riscaldamento ed i dati definitivi. Da ciò non si deve però dedurre che il calcolo non sia possibile, e che pertanto sia da interrompere a questo punto. Al contrario, dimostreremo come, anche da dati approssimativi, sia possibile ottenere risultati utilizzabili. Eventualmente, quando i dati definitivi saranno disponibili, si renderà necessario un calcolo di verifica per poter tener conto per tempo di tutte le correzioni occorrenti nella rete di distribuzione.

La seconda fase, che dapprincipio abbiamo limitato al tecnico del riscaldamento, viene ancora completata con i valori del  $k_v$  delle varie parti della rete, calcolati dal tecnico della regolazione.

TABELLA 6.II  
Valori numerici dell'esempio precedente:

Oggetto	Dati del tecnico del riscaldamento		Dati calcolati dal tecnico della regolazione
	$\dot{V}$ m <sup>3</sup> /h	$\Delta p$ kg/cm <sup>2</sup>	$k_v$ m <sup>3</sup> /h
Tratto AB <sup>(10)</sup> , EF	11,80	0,1	37,31
Tratto BC, DE	9,44	0,03	54,50
Tratto FA (comprende lo scambiatore di calore in controcorrente)	11,80	0,05	52,77

### 3<sup>a</sup> fase

Per il dimensionamento della pompa di rete manca al tecnico del riscaldamento ancora un dato, ossia la caduta di pressione nel ramo CD. Ad un primo esame potrebbe risultare che in questo caso si possa scegliere una grandezza qualsivoglia, per cui il tecnico del riscaldamento potrebbe scegliere un qualsiasi valore che a lui sembri ragionevole. Poiché però dalla scelta della caduta di pressione in questo ramo  $\Delta p_{CD}$  (si osservi che è *il ramo più lontano della rete*), viene influenzata in modo decisivo l'autorità  $P_v$  di tutte le valvole della rete, è compito del tecnico della regolazione di fissare  $\Delta p_{CD}$  in modo tale che possano essere realizzati con sicurezza tutti i valori della regolabilità richiesti dalle condizioni della regolazione stessa. Solo nel caso in

<sup>(10)</sup> Il tratto AB comprende anche la pompa di rete, i dati però in questo momento non sono ancora noti. Il valore del  $k_v$  dato, ossia  $k_{v_{AB}}$  si riferisce solamente alla caduta di pressione nella conduttura.



cui venga previsto il circuito V, secondo la figura 6.24, il tecnico del riscaldamento può cavarsela senza l'aiuto del tecnico della regolazione: infatti, in questo caso si ha  $\Delta p_{CD} = 0$ . In tutti gli altri casi si deve operare come segue: secondo la trattazione precedente la regolabilità di una batteria di riscaldamento è descritto per mezzo dell'ampiezza massima  $\Delta x_{\max}$  e dipende, oltre che dal rapporto di regolazione  $\rho$  come mostra la figura 6.13, da altre tre grandezze e cioè:

- |  |   |  |
|--|---|--|
| — dall'effetto regolante $\delta x_{\Omega}$           | } | grandezze fissate attraverso il dimensionamento della batteria di riscaldamento  |
| — dall'efficacia della trasmissione termica $\epsilon$ |   |  |
| — dall'autorità della valvola $P_v$                    | } | grandezza ancora influenzabile attraverso la scelta dello schema del circuito e della caduta di pressione per il dimensionamento $\overline{\Delta p_v}$ |

Affinché, per dati  $\delta x_{\Omega}$  e  $\epsilon$ , non venga superato un certo  $\Delta x_{\max} / \vartheta_{Aeu_{\min}}$  l'autorità della valvola  $P_v$  deve trovarsi al disopra del valore limite dato dalla figura 6.13. Normalmente le condizioni più severe si verificano per la batteria di riscaldamento più lontana, poiché di regola l'autorità delle altre valvole si trova al disopra del valore relativo. Questo punto verrà riesaminato nel calcolo del nostro esempio (fig. 6.25). Allo stato attuale della progettazione non sarebbe infatti sensato imporre condizioni esagerate di precisione, per cui le prime valutazioni vengono fatte per una prevalenza costante della pompa, trascurando l'influenza del ramo BE, e l'influenza delle variazioni sincrone del carico delle batterie collegate alla stessa rete.

Partendo dall'equazione che definisce l'autorità della valvola:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{v_0}} \quad (6.5)$$

risulta che per ogni valvola di regolazione, per la quale deve venir calcolata l'autorità, devono essere determinati entrambi i valori della differenza di pressione attraverso la valvola. Nelle valvole a tre vie gli indici 100 e 0, oppure le denominazioni « valvola aperta » e « valvola chiusa », si riferiscono alla via di regolazione.  $\Delta p_{v_{100}}$  è identico alla caduta di pressione per il dimensionamento, designata in tale contesto con  $\overline{\Delta p_v}$  ed il cui valore verrà calcolato in seguito; quale è però il valore di  $\Delta p_{v_0}$  e da dove lo si ricava?

Il principio di calcolo è estremamente semplice, basta immaginare che la valvola di regolazione sia chiusa, e determinare le portate circolanti in queste condizioni nei singoli rami, portate che vengono indicate con l'indice 0.

In base alla relazione:

$$\Delta p_{v_0} = \overline{\Delta p} \left( \frac{\dot{V}_0}{\dot{V}} \right)^2 = \overline{\Delta p} \left( 1 - \frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} \right)^2 \quad (6.21)$$

la caduta di pressione, in ciascuna sezione della rete, viene influenzata dal fatto che chiudendo la valvola la variazione di portata che ne deriva viene espressa da  $\Delta\dot{V} = \dot{V} - \dot{V}_0$ .

La somma di tutte queste variazioni di caduta di pressione si presenta alla valvola come variazione  $\delta\Delta p_v$ , in cui si può porre:

$$\Delta p_{v_0} = \overline{\Delta p_v} + \delta\Delta p_v$$

Nel nostro esempio l'autorità della valvola  $P_v$  viene pertanto espressa nella seguente forma più appropriata:

$$P_v = \frac{\overline{\Delta p_v}}{\Delta p_{v_0}} = \frac{1}{1 + \frac{\delta\Delta p_v}{\overline{\Delta p_v}}} \quad (6.22)$$

L'uguaglianza (6.22) contiene un'informazione importante per il « regolatorista »: l'autorità della valvola dipende dal rapporto tra la caduta di pressione di dimensionamento  $\overline{\Delta p_v}$  e la variazione della caduta di pressione  $\delta\Delta p_v$  che risulta da ogni variazione della portata. Numericamente tale dipendenza si presenta come segue:

TABELLA 6.III

$\frac{\overline{\Delta p_v}}{\delta\Delta p_v} =$	0,5	1	2	3	5
$P_v$	0,333	0,5	0,667	0,75	0,833

A questo punto dovrebbe risultare più chiaramente la via da seguire per raggiungere la soluzione dei problemi posti:

- per un  $\Delta x_{\max}$  richiesto e per un dato valore di  $\delta x_{\Omega}$  viene fissato, con l'aiuto della figura 6.13, un valore limite inferiore dell'autorità della valvola  $P_v$ ;
- in base ai dati idraulici già noti si determina, per mezzo di  $\Delta\dot{V}$ , la variazione della caduta di pressione nella rete a valvola chiusa, e con questo valore si calcola  $\delta\Delta p_v$ ;
- infine, si ricava  $\overline{\Delta p_v}$  dalla seguente relazione derivata dall'uguaglianza (6.22):

$$\overline{\Delta p_v} = \delta\Delta p_v \cdot \frac{1}{\frac{1}{P_v} - 1} \quad (6.23)$$

Questo procedimento contiene due operazioni che richiedono un certo impiego di tempo, però per un primo calcolo approssimativo entrambe si possono abbreviare nel seguente modo, tecnicamente accettabile:

- senza ulteriori calcoli si può porre in partenza  $P_v = 0,5$  e  $\overline{\Delta p_v} = \delta \Delta p_v$ . In tal modo si perde, è vero, la possibilità di influenzare la regolabilità per mezzo dell'autorità della valvola, però aumentando  $P_v$  al disopra di 0,5 il  $\Delta_{\max}$  può essere ridotto ancora solo del 20 ÷ 30%, come risulta dalla figura 6.13. Per tale ragione gli errori dovuti al procedimento abbreviato non sono determinanti ai fini di un primo calcolo approssimato;
- invece di calcolare esattamente  $\delta \Delta p_v$ , ciò che per complicate strutture di rete è piuttosto faticoso, si può usare anche il diagramma di lavoro della figura 6.28 e con l'aiuto di questo calcolare due casi limite. Tali casi limite vengono determinati in base alla seguente considerazione: le condizioni più favorevoli si hanno quando tutti gli utilizzatori sono collegati al ramo CD (ossia alla fine della rete). L'influenza della variazione della portata di un singolo utilizzatore è in tal caso minima, e permette di determinare il più piccolo valore di  $\overline{\Delta p_v}$ . Le condizioni più sfavorevoli sono quelle del ramo CD quando la caduta di pressione della rete  $\overline{\Delta p}$  dipende principalmente dalla portata in questo ramo  $\overline{V}_{CD}$ . Da ciò risulta un valore limite superiore per la caduta di pressione per il dimensionamento richiesta  $\overline{\Delta p_v}$  della valvola. I calcoli numerici che seguono chiariranno ulteriormente questa affermazione.

Nella figura 6.25 si deve considerare la batteria di preriscaldamento della combinazione IV corrispondentemente al metodo di soluzione da noi adottato;  $\overline{\Delta p_v}$  deve assumere un valore identico al valore di caduta di pressione nel ramo  $\Delta p_{CD}$  poiché, come è stato già detto, la pompa interna copre la caduta di pressione della batteria di preriscaldamento. Alla chiusura della valvola la variazione della portata d'acqua va determinata come segue:

- se la batteria di riscaldamento richiede una valvola a tre vie lineare la portata totale resta invariata, secondo la figura 6.21a, ossia  $\dot{V} = 0$ ;
- per le valvole a tre vie a caratteristica equipercentuale nella via di regolazione si presenta, secondo la figura 6.21b, una diminuzione massima del 30% circa della portata totale, come abbiamo già considerato in base alla figura 6.23.

Lo schema II (senza pompa interna) viene usato anche per le batterie di preriscaldamento, però in tal caso esclusivamente con una valvola a tre vie con caratteristica equipercentuale. Anche in questo caso variazioni di portata del 30% della portata nominale della batteria di riscaldamento in questione influenzano la caduta di pressione in tutta la rete.

Nel nostro esempio i dati messi insieme finora mostrano che lo schema IV può essere impiegato, ma con una valvola di regolazione a caratteristica

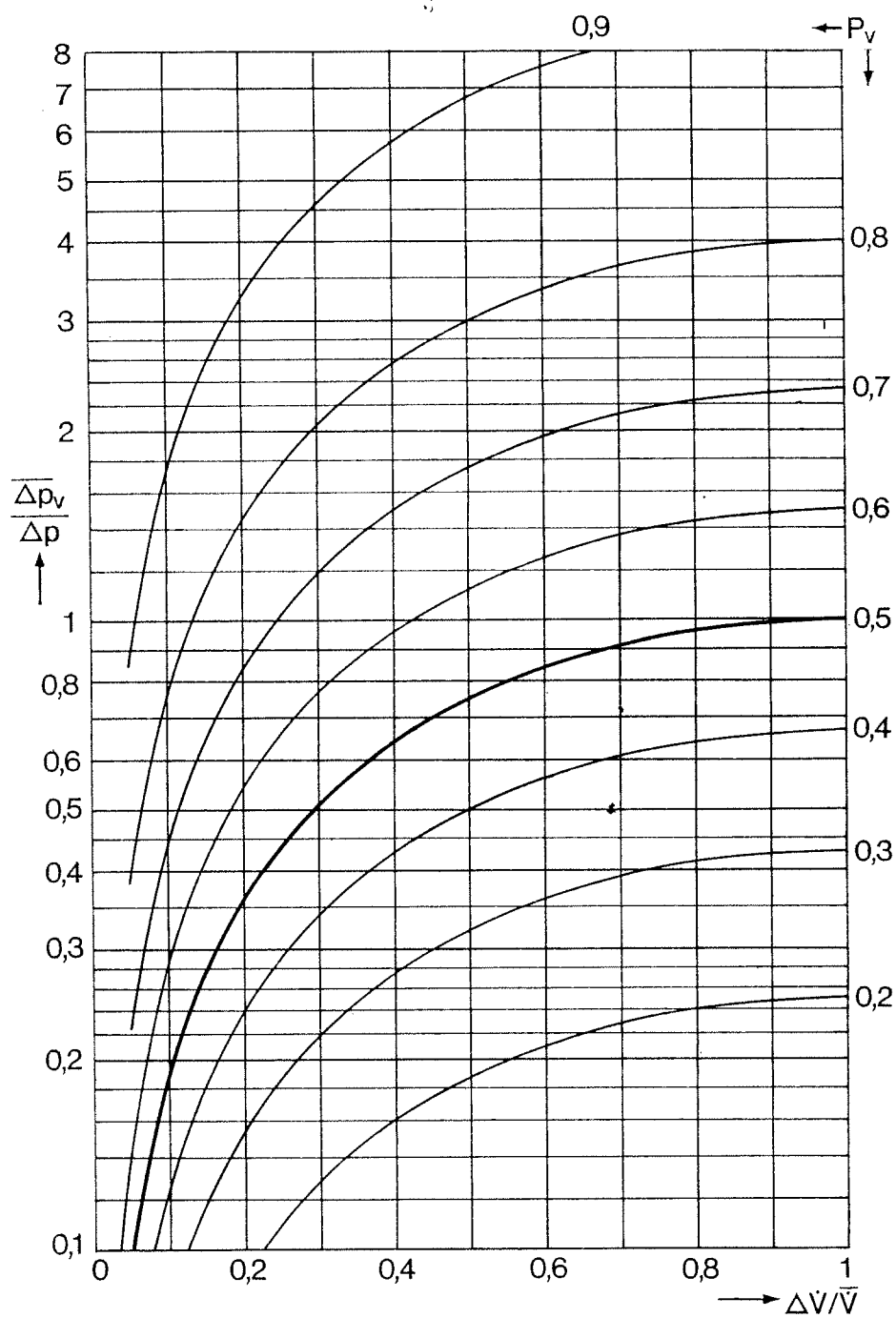


FIGURA 6.28

Scelta della caduta di pressione per il dimensionamento della valvola di regolazione dell'utente più lontano con combinazioni III e IV (pompa interna)

$\overline{\Delta p_v}$  caduta di pressione nella valvola (valore di dimensionamento)

$\Delta p$  caduta di pressione complessiva nella rete fino al collegamento più lontano (conduttura di mandata e di ritorno)

$\Delta \dot{V}$  variazione di portata nella rete provocata dalla chiusura di una valvola

$\dot{V}$  portata di dimensionamento nell'utenza più distante

$P_v$  autorità della valvola (richiesta  $P_v \geq 0,5$ )

equipercentuale. Alla chiusura della valvola la portata totale può variare del 30%, ossia di:

$$\Delta \dot{V} = 0,3 \cdot \bar{\dot{V}} = 0,3 \cdot 0,78 = 2,124 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ciò ha i seguenti effetti sulla rete:

TABELLA 6.IV

Ramo	AB	BC	DE come BC	EF come AB	FA	
$\bar{\Delta p}$	0,1	0,03			0,05	kg/cm <sup>2</sup>
$\bar{\dot{V}}$	11,8	9,44			11,8	m <sup>3</sup> /h
$\dot{V}_0 = \bar{\dot{V}} - \Delta \dot{V}$	9,676	7,316			9,676	m <sup>3</sup> /h
(6.21): $\Delta p_0 = \bar{\Delta p} \left( \frac{\dot{V}_0}{\bar{\dot{V}}} \right)^2$	0,06724	0,1802			0,03362	kg/cm <sup>2</sup>
$\delta \Delta p = \bar{\Delta p} - \Delta p_0$	0,03276	0,01198	0,01198	0,03276	0,01638	kg/cm <sup>2</sup>

variazione totale  $\delta \Delta p_v = 0,106 \text{ kg/cm}^2$

Dovremo quindi porre  $\bar{\Delta p}_v$ , oppure, ed è equivalente, il valore nominale della caduta di pressione nel ramo  $\Delta p_{CD}$ , che è pari a 0,106, affinché  $P_v \geq 0,5$ .

Se si calcola con procedimento abbreviato il caso limite inferiore con  $\frac{\Delta \dot{V}}{\bar{\dot{V}}} = \frac{2,124}{11,8} = 0,18$  e  $P_v = 0,5$  dà che  $\bar{\Delta p}_v$  deve essere circa  $\frac{1}{3}$  di  $\bar{\Delta p}$

(fig. 6.28). In altre parole  $\bar{\Delta p}_{CD} = \frac{0,31}{3} = 0,103 \text{ kg/cm}^2$ .

Nel caso limite superiore si parte dalla stessa caduta di pressione nella rete  $\bar{\Delta p}$ , però la variazione di portata  $\Delta \dot{V}$  non si riferisce a tutta la portata  $\dot{V}$  circolante nella rete, ma solo alla portata nominale nel ramo  $\dot{V}_{CD} = 9,44 \text{ m}^3/\text{h}$ . Ciò conduce a:

$$\frac{\Delta \dot{V}}{\dot{V}} = \frac{2,124}{9,44} = 0,225$$

e, secondo la figura 6.28, a  $\bar{\Delta p}_v = 40\%$  di  $\bar{\Delta p}$ , ossia:

$$\bar{\Delta p}_{CD} = 0,4 \cdot 0,31 = 0,124 \text{ kg/cm}^2$$

Da quest'esempio numerico si può dedurre che, contrariamente ad un'opinione molto diffusa, l'esigenza di  $P_v = 0,5$  non conduce affatto automaticamente ad un aumento irragionevole della prevalenza della pompa. Anzi in

generale è senz'altro ammissibile scegliere la caduta di pressione nel ramo  $\overline{\Delta p_{CD}}$  maggiore di quanto non corrisponda al valore limite testé calcolato. Come esigenza complementare, che deve anche essere tenuta presente nella scelta di  $\overline{\Delta p_v}$ , bisognerebbe citare un adattamento il migliore possibile ai valori presenti del  $k_{v_{max}}$  delle valvole di regolazione ed alle portate e prevalenze presenti della pompa. Per le valvole si può calcolare rapidamente una semplice tabella, dalla quale si possono ricavare le seguenti proposte per  $\overline{\Delta p_{CD}}$ :

TABELLA 6.V

ramo	IV $\overline{V}_{IV} = 7,8 \text{ m}^3/\text{h}$		II $\overline{V}_{II} = 2,36 \text{ m}^3/\text{h}$	
	$k_{v_{max}} =$	16	25	63
$\overline{\Delta p_v} =$	0,1958	0,0802	0,1403	0,0557
$\overline{\Delta p_{CD}} =$ <sup>(1)</sup>	0,1958	0,0802	0,2003	0,1157

Dal punto di vista del tecnico della regolazione  $\overline{\Delta p_{CD}} = 0,2 \text{ kg/cm}^2$  sarebbe una buona soluzione, però ciò potrebbe eventualmente non adattarsi alle possibilità della pompa. Ammettiamo, nel nostro esempio, che per questa ragione ci si accordi con il tecnico del riscaldamento su  $\overline{\Delta p_{CD}} = 0,15 \text{ kg/cm}^2$  come compromesso. La relativa pompa di rete verrebbe scelta in tal caso con i dati della figura 6.26.

Alla conclusione della 3<sup>a</sup> fase si saranno stabilite le differenze di pressione per il dimensionamento  $\overline{\Delta p_v}$  di tutte le valvole di regolazione, laddove per il ramo BE la caduta di pressione del ramo  $\Delta p_{BE}$  è maggiore della caduta di pressione nel ramo  $\Delta p_{CD}$ , di una quantità pari alle cadute  $\Delta p_{BC}$  e  $\Delta p_{DE}$ . Nel caso in esempio si ha pertanto:

$$\Delta p_{BE} = 0,15 + 2 \cdot 0,03 = 0,21 \text{ kg/cm}^2$$

In tal modo si possono dimensionare tutte le valvole, per cui alla fine sono noti tutti i valori numerici dei dati idraulici

TABELLA 6.VI

Valvola n.	I	II	III	IV	
$\overline{\Delta p_v}$	0,15	0,09	0,21	0,15	kg/cm <sup>2</sup>
$\overline{V}$	0,59	2,36	1,77	7,08	m <sup>3</sup> /h
$k_v$	1,52	7,87	3,86	18,28	valore esatto
valore scelto del $k_{v_{max}}$	1.6	10.0	4.0	25.0	m <sup>3</sup> /h

<sup>(1)</sup> Per il circuito II si deve coprire ancora la caduta nella batteria di riscaldamento, ossia  $\overline{\Delta p_{CD}} = \overline{\Delta p_v} + 0,06$ .

Per il calcolo finale di controllo si ammetta dappprincipio che tutte le valvole di regolazione siano completamente aperte. Ciò non corrisponde al vero e proprio punto di dimensionamento, poiché tutti i  $k_{v_{max}}$  scelti sono più grandi dei valori esatti dei  $k_v$ . Per l'adattamento sono state previste, nei circuiti II e IV, valvole di taratura regolabili, che nel seguito devono essere prese in considerazione.

Come prima cosa si trasformi e si semplifichi l'elemento CD secondo il metodo precedentemente descritto. Per questa operazione si devono seguire solo i percorsi dell'acqua a valvola completamente aperta: per questo nella figura 6.29a entrambi i by-pass sono in tratteggio. Le valvole di taratura regolabili vengono messe a punto in queste condizioni, allo scopo di far effluire esattamente le due portate nominali alla caduta di pressione di dimensionamento  $\Delta p_{CD}$ . Ciò dà i seguenti valori  $k_v$  risultanti:

$$\text{— per il circuito IV } k_{v_{ris_{IV}}} = \frac{7,08}{\sqrt{0,15}} = 18,28 k_{v_{esatto}}$$

$$\text{— per il circuito II } k_{v_{ris_{II}}} = \frac{2,36}{\sqrt{0,15}} = 6,09$$

$$\text{e la somma per il tratto CD: } k_{v_{CD}} = 24,37$$

Se come valvole di taratura si impiegano valvole con caratteristica nota (ossia misurata), è molto utile per l'impiego pratico se, dai dati di cui sopra, viene determinato anche il  $k_v$  delle strozzature,  $k_{v_{VT}}$ . Ciò permette, normalmente, una semplice e sufficientemente precisa messa a punto preliminare delle valvole di taratura nell'impianto, e facilita notevolmente la messa a punto idraulica della rete.

Per il calcolo di  $k_{v_{VT}}$  si può impiegare o l'uguaglianza (6.20) o procedere in modo puramente dimostrativo, e porre come caduta di pressione, per il calcolo in corrispondenza della portata nominale, la differenza tra la caduta di pressione di dimensionamento del ramo e la caduta di pressione reale. Ciò dà:

— per il circuito IV:

$$\Delta p_{v_{T_{IV}}} = 0,15 - \left(\frac{7,08}{25}\right)^2 = 0,0698 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{e } k_{v_{v_{T_{IV}}}} = \frac{7,08}{\sqrt{0,0698}} = 26,80$$

— per il circuito II:

$$\Delta p_{v_{T_{II}}} = 0,15 - \left(\frac{2,36}{10}\right)^2 - \left(\frac{2,36}{9,63}\right)^2 = 0,0342 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{e } k_{v_{v_{T_{II}}}} = \frac{2,36}{\sqrt{0,0342}} = 12,75$$

Questi valori sono riportati nella figura 6.29.

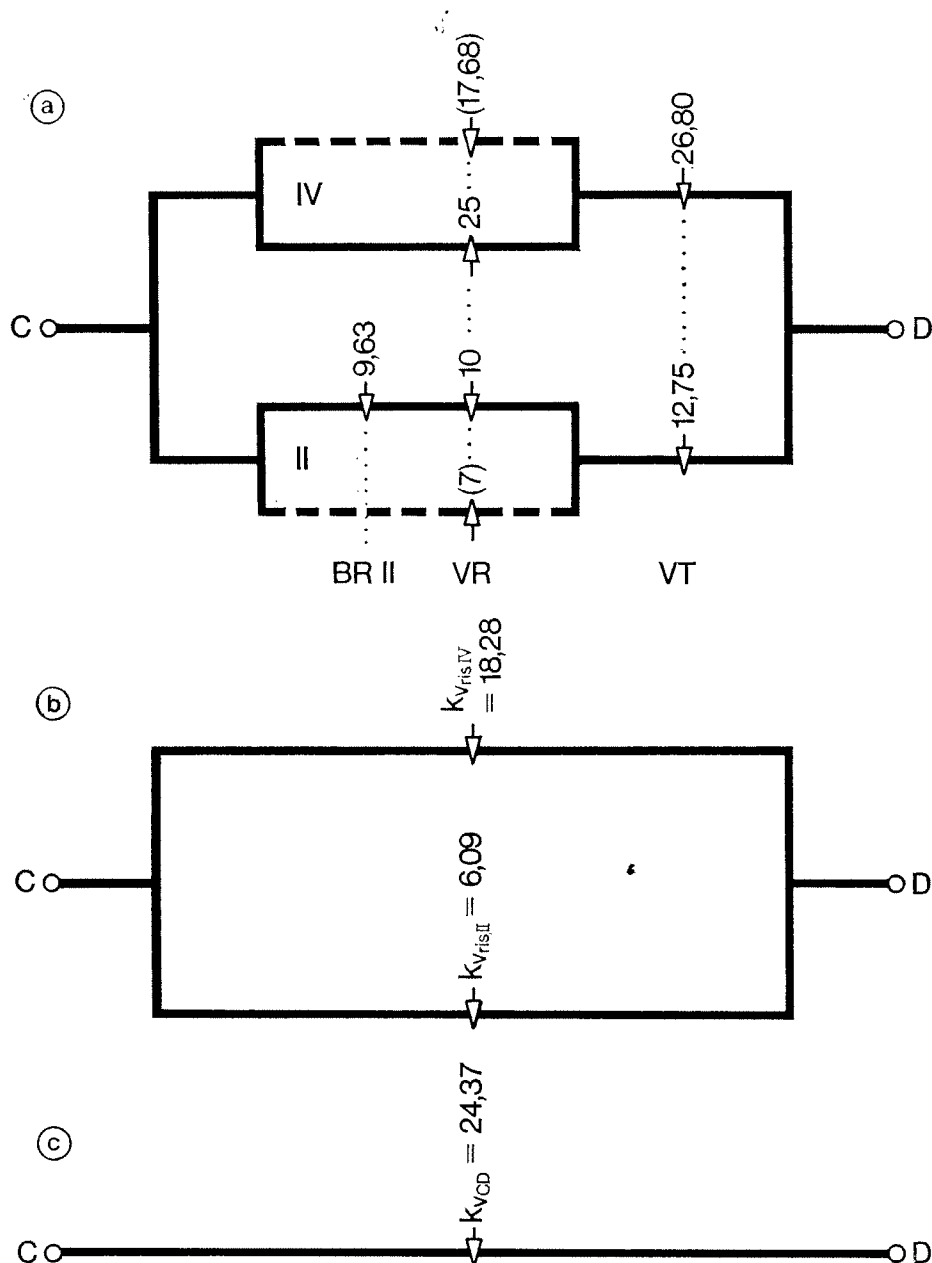


FIGURA 6.29

Riduzione del ramo CD della figura 6.25

- BR batteria di riscaldamento  
VR valvola di regolazione  
VT valvola di taratura regolabile
- Riduzione a due strozzature in parallelo (entrambe le valvole aperte)
- Ulteriore riduzione ad una strozzatura

La trasformazione del ramo BE avviene secondo l'andamento a ÷ c della figura 6.30 e dà i risultati ivi riportati con  $k_{V_{BE}} = 5,33$ .

In tal modo tutte le strozzature della figura 6.27 sono note, e si può determinare l'effettivo punto di funzionamento della pompa di rete. Per que-



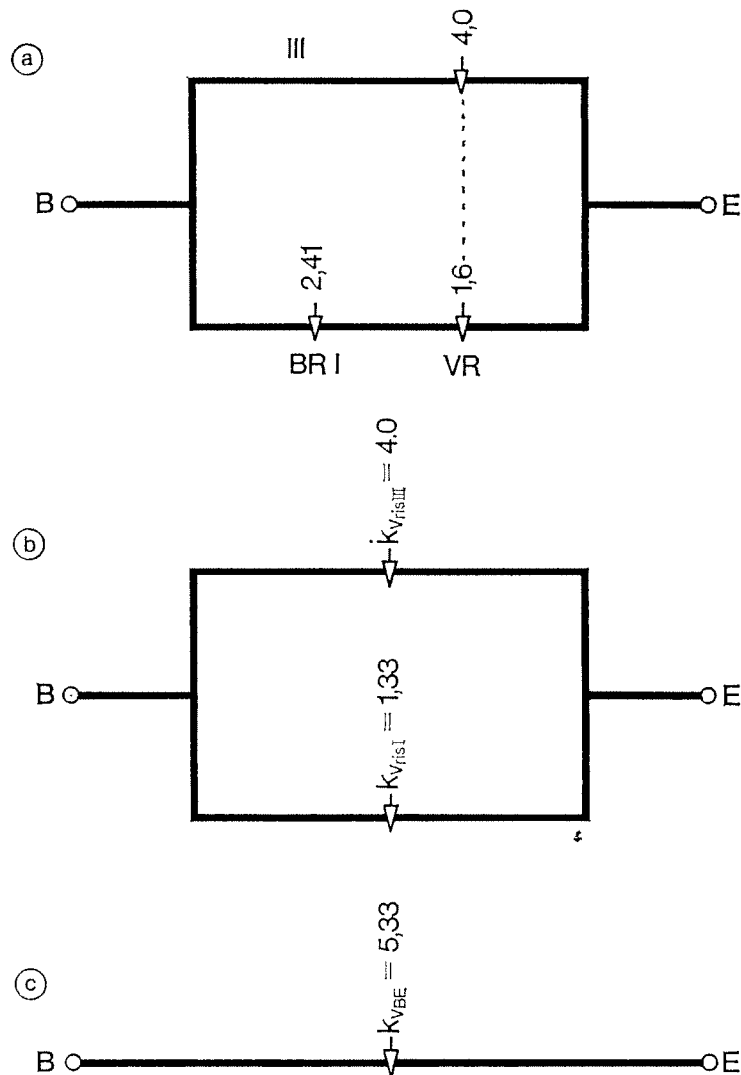


FIGURA 6.30

Riduzione del ramo BE della figura 6.25  
a), b), c): come figura 6.29

sto calcolo vi sono due possibilità: prevalenza  $H_0 = \text{cost}$  e resistenza interna  $k_{v_i}$ ; oppure, prevalenza  $H$  secondo le caratteristiche della pompa (fig. 6.26). Per entrambe, comunque, si deve determinare il valore risultante del  $k_v$  di rete (una volta con, una volta senza  $k_{v_i}$ ). La trasformazione è rappresentata fino alla pura struttura in serie della figura 6.27 (b e c). I valori risultanti  $k_{v_{ris}}$  cercati valgono rispettivamente 16,52 e 17,45  $\text{m}^3/\text{h}$ . Dal calcolo numerico si ottiene:

$$\bar{V} = 16,52 \sqrt{0,5133} = 11,84 \text{ m}^3/\text{h}$$

Entro la precisione del disegno la soluzione grafica dà, per  $k_{v_{ris}} = 17,45$ ,

un valore del punto di lavoro di dimensionamento pari a  $\dot{V} = 11,8 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $\bar{H} = 0,46 \text{ kg}/\text{cm}^2$ .

Poiché nella figura 6.26 la caratteristica della pompa è stata riportata su scala logaritmica, è molto facile ricavare il punto di lavoro: si riporta  $k_{v,ris}$  per  $H = 1 \text{ kg}/\text{cm}^2$  (scala dei  $\text{m}^3/\text{h}$  come per  $\dot{V}$ ) e  $k_{v,ris}/2$  per  $H = 0,25 \text{ kg}/\text{cm}^2$ . La retta che collega questi due punti taglia la caratteristica della pompa nel punto di lavoro. In seguito opereremo con metodi di calcolo numerico.

Nel corso del calcolo di controllo interessano, inoltre, le cadute di pressione nei rami  $\Delta p_{BE}$  e  $\Delta p_{CD}$ , come pure le cadute di pressione nelle valvole  $\Delta p_{v,100}$ . Per questi calcoli si impiegherà la seguente relazione derivata dalla (6.1):

$$\Delta p = \left( \frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2 \quad (6.24)$$

Ciò significa che, prima di poter calcolare  $\Delta p$ , si dovrà determinare la portata per ogni elemento di rete considerato. A tale scopo è di aiuto la figura 6.27 nella quale sono già stati riportati tutti i valori di  $k_v$  necessari.

Partendo dal punto di lavoro della pompa precedentemente calcolato ( $\dot{V} = 11,84 \text{ m}^3/\text{h}$ ) si ottiene il seguente procedimento di calcolo:

TABELLA 6.VII.

Grandezza cercata	Formola	Dati di partenza	Risultato numerico
Caduta di pressione nel ramo $\Delta p_{BE}$	(6.24)	$\dot{V} = 11,84 \text{ m}^3/\text{h}$ $k_{v,ris_{BE}} = 25,93$ (fig. 6.27 c)	0,2085 $\text{kg}/\text{cm}^2$
Portata attraverso CD $\dot{V}_{CD}$	(6.1)	$k_{v,ris_{BCDE}} = 20,60$ $\Delta p_{BE} = 0,2085$	9,406 $\text{m}^3/\text{h}$
Caduta di pressione nel ramo $\Delta p_{CD}$	(6.24)	$\dot{V}_{CD} = 9,406$ $k_{v_{CD}} = 24,37$ (fig. 6.27 a)	0,1490 $\text{kg}/\text{cm}^2$
Portata IV $\dot{V}_{IV}$	(6.1)	$\Delta p_{CD} = 0,1490$ $k_{v,ris_{IV}} = 18,28$ (fig. 6.29 b)	7,056 $\text{m}^3/\text{h}$

Segue

Grandezza cercata	Formula	Dati di partenza	Risultato numerico
Caduta di pressione attraverso la valvola IV aperta $\Delta p_{v_{100}_{IV}}$	(6.24)	$\dot{V}_{IV} = 7,056$ $k_{v_{max}_{IV}} = 25$ (tab. 6.VI)	0,0797 kg/cm <sup>2</sup>
Portata II $\dot{V}_{II}$	(6.1)	$\Delta p_{CD} = 0,1490$ $k_{v_{ris}_{II}} = 6,09$ (fig. 6.29 b)	$\left. \begin{array}{l} 2,351 \\ \text{Controllo:} \\ \dot{V}_{II} + \dot{V}_{IV} = \dot{V}_{CD} \\ 9,407 \end{array} \right\}$
Caduta attraverso la valvola II aperta $\Delta p_{v_{100}_{II}}$	(6.24)	$\dot{V}_{II} = 2,351$ $k_{v_{max}_{II}} = 10,0$ (tab. 6.VI)	0,0553 kg/cm <sup>2</sup>
Portata III $\dot{V}_{III}$	(6.1)	$\Delta p_{BE} = 0,2085$ $k_{v_{ris}_{III}} = 4,0$ (fig. 6.30 b)	1,826 m <sup>3</sup> /h
Caduta di pressione attraverso la valvola III aperta $\Delta p_{v_{100}_{III}}$	(6.24)	identico a $\Delta p_{BE}$	0,2085 kg/cm <sup>2</sup>
Portata I $\dot{V}_I$	(6.1)	$\Delta p_{BE} = 0,2085$ $k_{v_{ris}_I} = 1,33$ (fig. 6.30. b)	0,607 m <sup>3</sup> /h
Caduta di pressione attraverso la valvola I aperta $\Delta p_{v_{100}_I}$	(6.24)	$\dot{V}_I = 0,607$ $k_{v_{max}_I} = 1,6$ (tab. 6.VI)	0,144 kg/cm <sup>2</sup>

Nel controllo, a posteriori, dell'autorità della valvola si deve procedere esattamente nella stessa maniera:

- si immagina chiusa la valvola in questione;
- si determinano di nuovo i valori del  $k_{v_{ris}}$  che ne vengono influenzati;
- si calcola il nuovo punto di lavoro della pompa;
- si calcola la caduta di pressione  $\Delta p_0$  a valvola chiusa.

Un tale calcolo di controllo è consigliato innanzitutto per la batteria di preriscaldamento, per la quale si hanno tutte le ragioni di assicurare una buona regolabilità; si consideri, ad esempio, la batteria di preriscaldamento III

(il calcolo numerico non sarà eseguito in tutti i particolari ma verranno dati solamente i risultati intermedi ed il risultato finale):

valvola III chiusa  $\longrightarrow k_{v_{III}} = 0 \longrightarrow k_{v_{BE}} = 1,33$  (fig. 6.30)

$\longrightarrow k_{v_{ris, BE}} = 21,93$  (fig. 6.27b e c)

$k_{v_{ris}}$  (con  $k_{v_1}$ ) = 15,32 (fig. 6.27c)

Punto di lavoro della pompa:  $\dot{V}_{(III=0)} = 10,98 \text{ m}^3/\text{h}$

$A_{p_{BE}} = 0,2507 \text{ kg/cm}^2 = \Delta p_{v_{0III}}$

$$P_{v_{III}} = \frac{0,2085}{0,2507} = 0,83$$

Le autorità delle altre valvole si ricavano per mezzo dello stesso metodo di calcolo.

TABELLA 6.VIII

Valvola	I	II	III	IV
$P_v$	0,65	0,48	0,83	0,63
(per le batterie di preriscaldamento funzionanti in sincronismo con il carico	$P_v =$		0,75	0,52)
per = 50 $\rightarrow \Delta x_{\max} \text{ } ^\circ\text{C}$	0,41	0,38	0,57	0,37

Per il calcolo di  $\Delta x_{\max}$  sono stati impiegati i valori forniti dal diagramma di figura 6.13.

Se tutte le valvole si chiudono la portata circolante nella rete si riduce a

$$\dot{V}_0 = 10 \text{ m}^3/\text{h} = 84,76\% \text{ di } \overline{\dot{V}}$$

In tale modo abbiamo il quadro completo relativo alla rete secondo la figura 6.25. Questo esempio numerico dovrebbe essere sufficiente per convincere chiunque che, con i metodi di lavoro proposti, si ottiene una rete di valvole ragionevolmente stabilizzata e di batterie di riscaldamento sufficientemente regolabili. In molti casi il calcolo di controllo potrebbe anche non essere affatto necessario, o per lo meno può avere un senso solamente se i dati definitivi sono disponibili poco prima della fine della progettazione.

Se i dati di partenza vengono successivamente modificati, si potranno subito controllare con il calcolo le conseguenze che ne derivano. Da ciò, e dal fatto che con questo calcolo si ottengono immediatamente informazioni sulle proprietà della rete di distribuzione, sul peso delle singole grandezze influenzanti ecc., emerge la conferma della necessità di applicare i metodi presentati non solo a titolo di esempio in corsi di istruzione e simili, ma *sempre* durante il quotidiano lavoro di progettazione. Con una certa esperienza si viene a ridurre la complessità del lavoro ad un minimo ragionevole, ottenendo nel contempo risultati pratici superiori ad ogni aspettativa.

## 7.

# esempio di progettazione di un sistema di regolazione per un impianto di climatizzazione

Allorquando si affronta il problema di applicare, nella vita professionale, le varie nozioni apprese in anni di studio, regolarmente ci si trova di fronte ad una serie di difficoltà, sia di carattere generale sia dovute ai problemi specifici della professione. Ciò è dovuto a diverse cause che si possono così riassumere:

- la conoscenza della teoria non presuppone la capacità di tradurre automaticamente la teoria stessa nella pratica: tale capacità viene acquisita in genere solo con l'esperienza;
- le nozioni apprese vengono facilmente dimenticate qualora le stesse non trovino frequenti applicazioni: infatti, i vari prontuari sono continuamente consultati per rinfrescarsi la memoria su determinati punti, dimenticati con l'andar del tempo, e purtroppo ciò comporta anche un impegno di tempo e di lavoro in quanto non è sufficiente solo ritrovare una certa formula, ma è necessario rivedere il processo con il quale raggiungere la conclusione codificata nella formula stessa;
- per quanto riguarda la regolazione automatica, per la soluzione dei problemi di regolazione ad essa inerenti il successo dipende decisamente da una premessa, e cioè dall'impiego di un sistema razionale per lo svolgimento della soluzione che non solo metta in evidenza i problemi parziali da risolvere, ma anche li disponga nell'ordine più opportuno;
- per la soluzione dei problemi di regolazione per la climatizzazione con i metodi descritti in questo volume sono necessari alcuni calcoli numerici di per sé semplici, molto più difficile e faticoso è invece ricavare i dati di partenza sui quali condurre i calcoli stessi.

Ci è parso giusto chiudere il volume con un capitolo dedicato ad un esempio di calcolo di un impianto di regolazione, calcolo eseguito in base a quanto esposto nei capitoli precedenti, in quanto l'esempio riporta i dati di un impianto effettivamente realizzato e, nelle intenzioni, dovrebbe rappresentare un modello che incoraggi il lettore ad acquistare un certo grado di sicurezza e di padronanza, applicando quanto indicato in questo volume a casi dapprima più semplici e poi via via più complicati. Al progettista della climatizzazione,

per il quale un tale perfezionamento potrebbe eventualmente non essere richiesto, l'esempio potrà lo stesso essere utile, fosse anche solo per presentarsi più preparato all'inevitabile confronto con il suo collega « regolatorista ».

Sul sistema per la soluzione dei problemi di regolazione sono già apparse diverse pubblicazioni: valgono ad esempio le formulazioni generali di Oppelt in [19], e quelle specifiche per la regolazione per la climatizzazione di Weber in [20]. Anche noi avevamo reso noto, in una pubblicazione precedente [21], gli stessi metodi presentati nella forma semplice di questo volume. I concetti fondamentali di un sistema adatto alla regolazione per la climatizzazione sono già stati fissati dal diagramma di flusso di figura 1.1, tale diagramma può venire impiegato solo quando siano stati determinati i presupposti su cui il tecnico della regolazione dovrà lavorare; in parole povere, il regolatorista deve chiarire molto bene, prima di mettersi al lavoro, cosa il tecnico della climatizzazione desidera e si attende dalla regolazione.

Ad esempio, di fronte ad uno schema come quello della figura 7.1 ed alle richieste di una proposta per l'impianto di regolazione necessario, il tecnico della regolazione non dovrà limitarsi a completare lo schema con gli apparecchi di regolazione secondo un metodo noto, ma dovrà porsi le seguenti domande e fornirne una risposta:

- 1) quali componenti costituiscono l'impianto di climatizzazione e come lavorano;

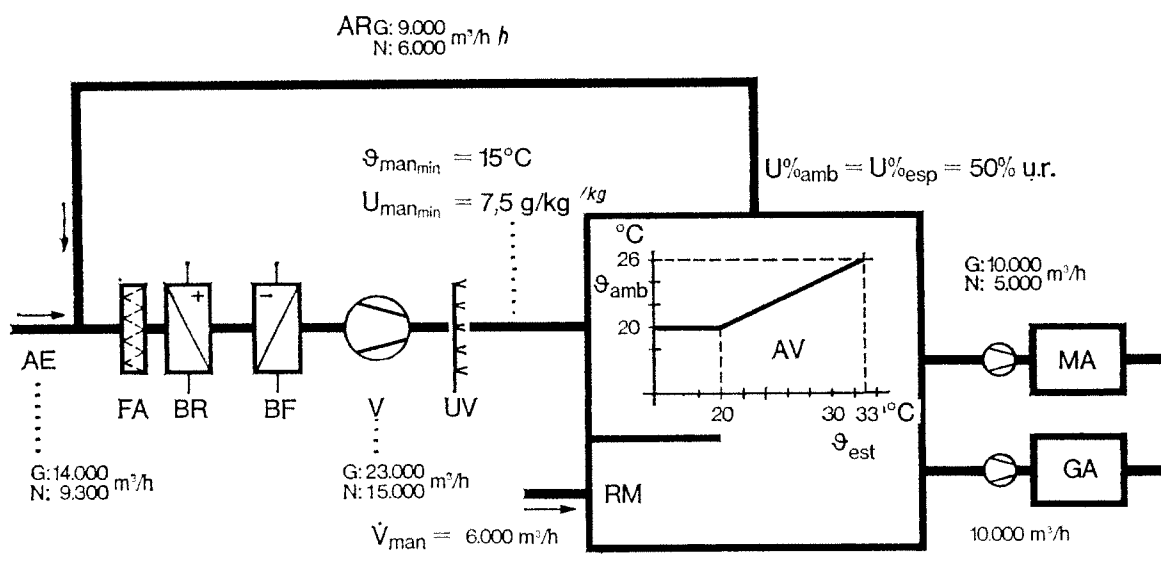


FIGURA 7.1

Schema dell'impianto di un supermercato

FA	filtro dell'aria	MA	magazzino
BR	batteria di riscaldamento	GA	autorimessa
BF	batteria di raffreddamento	AE	aria esterna
V	ventilatore	AR	aria di ricircolo
UV	umidificatore a vapore	G	giorno
AV	ambiente vendite	N	notte
RM	reparto macelleria		

- 2) quali condizioni dell'aria devono essere realizzate (valori prescritti) ed entro quali tolleranze devono essere mantenute;
- 3) quali forme d'energia (acqua calda, vapore, acqua fredda) sono previste, dove vengono generate e come vengono addotte.

Oltre a ciò, si deve stabilire quali circuiti di regolazione siano da prevedere, e quali « compiti » essi debbano assolvere. È anche opportuno conoscere se sia o meno disponibile aria compressa, in modo da stabilire in partenza se gli apparecchi di regolazione saranno del tipo pneumatico od elettronico (vedi a tale proposito anche [22]) in quanto, in tal modo, viene notevolmente semplificata la scelta degli apparecchi di regolazione e dei circuiti. Quest'ultima condizione, tuttavia, non è assolutamente necessaria poiché le decisioni fondamentali possono essere prese anche senza aver stabilito il tipo di energia ausiliaria per le apparecchiature di regolazione.

Dopo la fase preparatoria, come quella descritta ad esempio in [21], per ogni progetto di circuito di regolazione si devono compiere le seguenti operazioni (non è importante in quale ordine):

- determinare il punto di misura;
- scegliere l'organo regolante ed il suo collegamento al circuito;
- fissare il tipo di regolazione più adatto.

In questa fase comincia ad avere effetto l'andamento circolare della progettazione indicato nella figura 1.1 a partire dall'altezza della freccia 1 e ritornando indietro lungo la freccia 1 stessa.

Applicato all'esempio pratico tale andamento si svolge come descritto nei paragrafi seguenti.

## 7.1. Fase preparatoria

La fase preparatoria serve ad ottenere le informazioni dei punti 1, 2 e 3 appena citati. Riguardo al punto 1 il tecnico della climatizzazione interpreta il suo schema d'impianto della figura 7.1 come segue:

un ambiente vendite AV con una superficie di 1.465 m<sup>2</sup> ed un'altezza di 3,2 m, comprende un reparto macelleria RM di 165 m<sup>2</sup> di superficie, liberamente accessibile. Tutti e due questi ambienti devono venir climatizzati. Il reparto macelleria riceve separatamente, da un impianto di trattamento dell'aria lavorante con il 100% di aria esterna, 6.000 m<sup>3</sup>/h di aria di mandata. Nella figura 7.1 questa parte dell'impianto non è disegnata e non viene qui presa in considerazione. Attraverso l'ambiente vendite l'aria di espulsione dal reparto macelleria affluisce nel sistema generale di espulsione disegnato.

Per il trattamento dell'aria di mandata nell'ambiente vendite AV sono disponibili i seguenti elementi:

- filtro dell'aria FA;
- batteria di riscaldamento BR con  $\dot{Q} = 185.000 \text{ kcal/h}$ ;
- batteria di raffreddamento BF con  $\dot{Q} = 148.000 \text{ kcal/h}$ ;
- umidificatore a vapore UV con  $\dot{G} = 110 \text{ kg/h}$ .

Ai fini dell'economizzazione dell'energia il ventilatore di mandata è provvisto di un motore a doppia polarità. Le portate corrispondenti sono:

- nell'esercizio diurno con  $n = 1.500$  giri/min,  $\dot{V}_G = 23.000$  m<sup>3</sup>/h di aria;
- nell'esercizio notturno con  $n = 1.000$  giri/min,  $\dot{V}_N = 15.300$  m<sup>3</sup>/h di aria.

L'aria di espulsione viene utilizzata in tre modi diversi, allo scopo di assicurare un funzionamento dell'impianto quanto più economico. Queste tre utilizzazioni sono:

- ventilazione di un'autorimessa GA ( $\dot{V} = 10.000$  m<sup>3</sup>/h cost);
- ventilazione di un magazzino MA ( $\dot{V}_G = 10.000$  m<sup>3</sup>/h,  $\dot{V}_N = 5.000$  m<sup>3</sup>/h);
- ricircolo all'impianto di climatizzazione ( $\dot{V}_{AR,G} = 9.000$  m<sup>3</sup>/h,  $\dot{V}_{AR,N} = 6.000$  m<sup>3</sup>/h).

Nel momento della messa in servizio dell'impianto il rapporto di miscelazione aria di ricircolo/aria esterna viene regolato su un punto fisso, e pertanto tale rapporto non potrà più essere modificato o controllato da parte dell'impianto di regolazione (che deve ancora essere progettato). Le bocchette che conducono nel canale di ripresa saranno disposte nell'ambiente, in modo tale che non vi possa pervenire l'aria di espulsione proveniente dal reparto macelleria. Questo fatto rende possibile la misura dello stato dell'aria ambiente nel canale di espulsione e deve essere tenuto presente nella scelta del punto di misura.

Le difficoltà cominciano spesso già nel punto 2. Ossia: il progettista della climatizzazione è senz'altro in grado di dire quale stato dell'aria venga desiderato dal committente dell'impianto, però i valori della tolleranza possono per lo più essere determinati solo dietro richiesta, e spesso addirittura dopo una lunga discussione. Nel nostro esempio è previsto di mantenere d'inverno la temperatura nell'ambiente vendite su di un valore fisso  $\vartheta_{amb} = 20$  °C, e d'estate su di un valore variabile tra 20 e 26 °C in corrispondenza ad una temperatura esterna  $\vartheta_{est} = 20 \div 33$  °C. Questi valori prescritti sono indicati in forma di diagramma nella figura 7.1. L'umidità ambiente deve essere  $U\% = 50\%$  u.r., valore pure indicato nella figura 7.1. Il progettista della climatizzazione completa questi dati rappresentando, per mezzo del diagramma di Mollier, le condizioni nel punto di dimensionamento dell'impianto. Da ciò derivano le figure 7.2a per il punto di dimensionamento invernale con  $\vartheta_{est} = -15$  °C,  $U\%_{est} = 80\%$ , e 7.2b per il punto di dimensionamento estivo con  $\vartheta_{est} = 33$  °C,  $U\%_{est} = 40\%$ .

Per quello che riguarda le tolleranze si ammette che, considerando gli scopi cui è destinato l'ambiente, ci si può accordare su valori usuali della tolleranza, ossia:

- ± 1 °C per la temperatura ambiente,
- ± 5% u.r. per l'umidità ambiente.

Quello che interessa di più nell'esempio presente è che le tolleranze vengano fissate per iscritto a questo punto del procedimento.



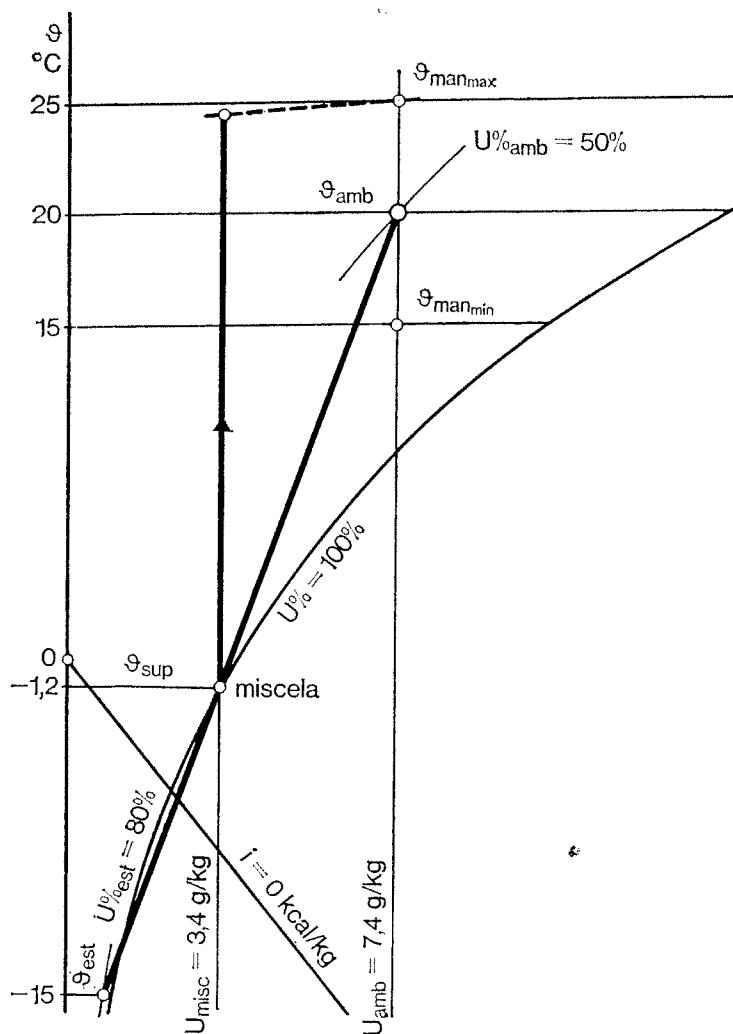


FIGURA 7.2a

Diagramma di Mollier per i punti estremi di lavoro. Punto di dimensionamento invernale

$A_u$	stato dell'aria a valle della batteria di raffreddamento	indici: est - relativo all'aria esterna
$\vartheta$	temperatura °C	amb - relativo all'aria ambiente
$U$	umidità assoluta g/kg	sup - temperatura media della
$U\%$	umidità relativa % u.r.	superficie della batteria di
		raffreddamento

Come mostra l'esperienza le informazioni raccolte fino a questo momento corrispondono all'incirca a quanto il tecnico della regolazione può pretendere dal progettista della climatizzazione. Però, senza alcuna intenzione polemica, dobbiamo riconoscere che per un'esatta progettazione della regolazione ciò non è sufficiente in tutti i casi. Ad esempio, al tecnico della regolazione interessano ancora i seguenti dati allo scopo di poter progettare correttamente il circuito di regolazione della temperatura ambiente:

- superficie vetrata dell'ambiente da climatizzare (ad esempio 40 m<sup>2</sup>) e superficie totale di eventuali corpi accumulanti calore;
- tipo degli elementi di adduzione dell'aria e loro disposizione topografica,

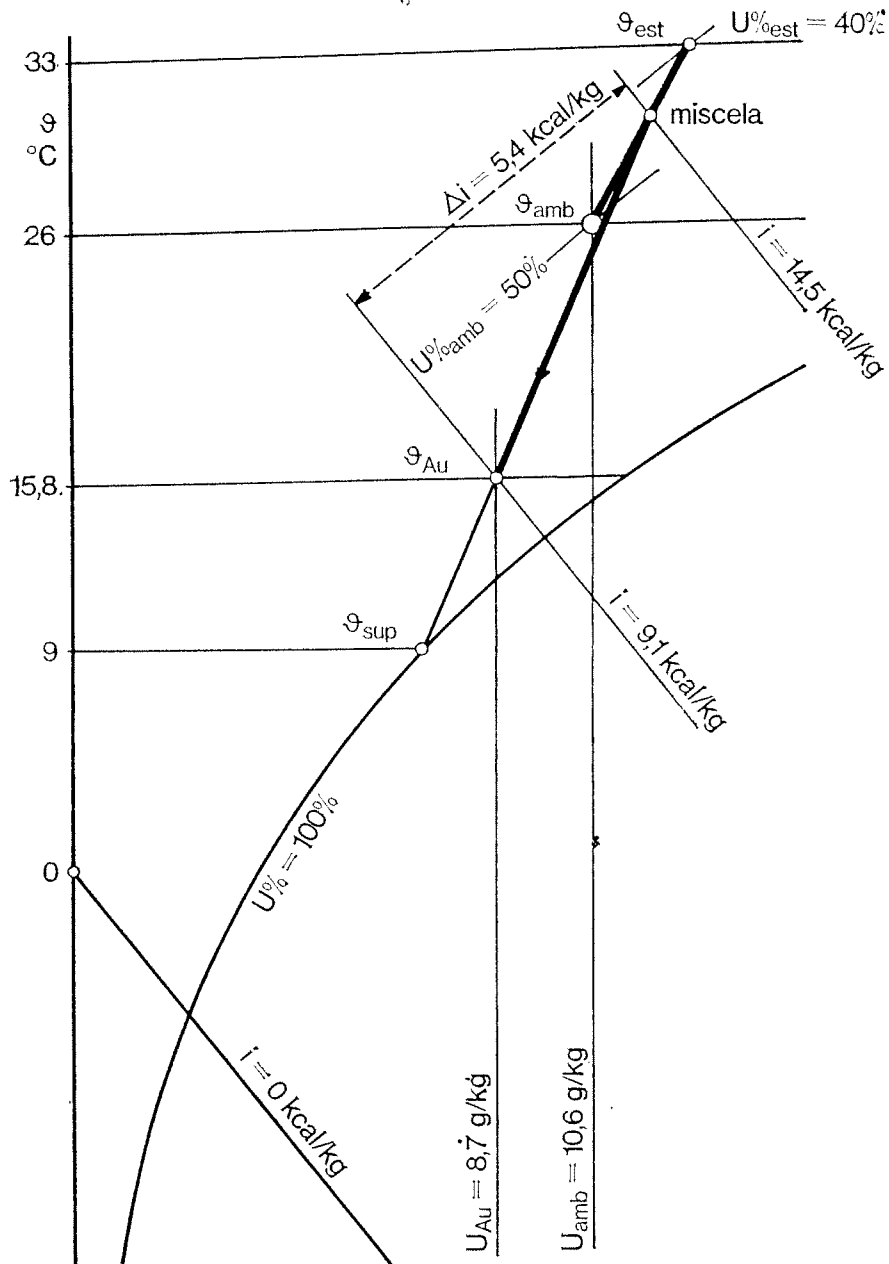


FIGURA 7.2b

Diagramma di Mollier per i punti estremi di lavoro. Punto di dimensionamento estivo

$A_u$  stato dell'aria a valle della batteria di raffreddamento  
 $t$  temperatura °C  
 $U$  umidità assoluta g/kg  
 $U\%$  umidità relativa % u.r.

indici: est - relativo all'aria esterna  
 amb - relativo all'aria ambiente  
 sup - temperatura media della superficie della batteria di raffreddamento

tipo e disposizione degli elementi di estrazione dell'aria (informazioni necessarie per la valutazione della configurazione della corrente d'aria e per la scelta dei punti di misura nell'ambiente).

In pratica tali dati ulteriori vengono richiesti solo nel momento in cui essi

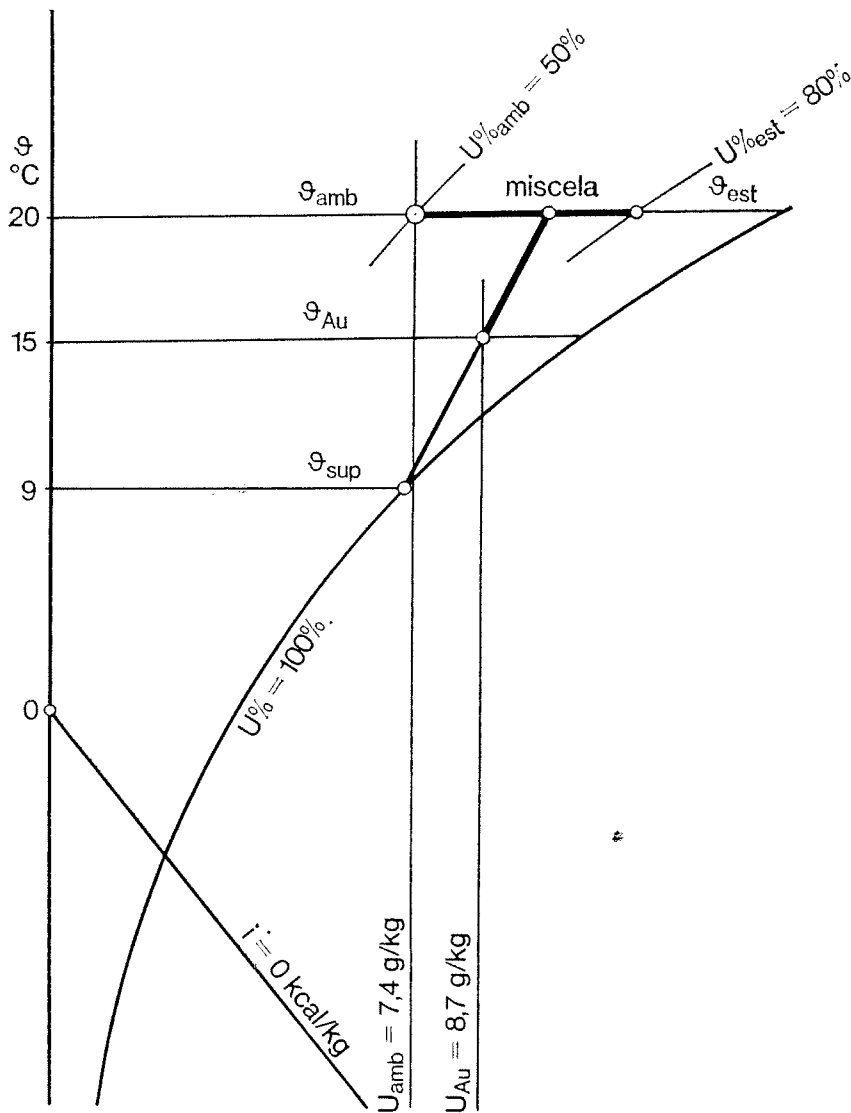


FIGURA 7.2c

Diagramma di Mollier per i punti estremi di lavoro. Umidità esterna elevata nelle mezze stazioni. (Simbologia come nella figura 7.2b)

si rendono veramente necessari, sarebbe pertanto sbagliato voler perseguire un'inutile perfezione in questa fase preparatoria.

Nel nostro esempio è tuttavia nascosto un problema tipico che può dare poi, ad impianto finito, filo da torcere al tecnico della regolazione, per cui, contrariamente al completamento facoltativo dell'informazione precedentemente discusso, è obbligatorio chiarire altri punti. Si tratta cioè di esaminare se i valori e le tolleranze prescritti per l'impianto di climatizzazione potranno essere rispettati, dal punto di vista della tecnica dei processi, in tutte le condizioni ed in tutti i possibili punti di lavoro. Porre sul tappeto tale problema è estremamente sgradevole in quanto:

— il fatto di prospettare una tale domanda al progettista della climatizzazione

può apparire un affronto alla capacità professionale del progettista stesso;  
 — rispondere poi a tale domanda richiede spesso ottime conoscenze tecniche ed un notevole lavoro di calcolo.

Nell'esempio pratico, con un tipo di impianto come nella figura 7.1, tale domanda può essere formulata come segue: l'umidità ambiente può essere mantenuta ad  $U\%_{amb} = 50\% \pm 5\%$  per tutti i valori dell'umidità esterna che possono presentarsi? Nel funzionamento invernale ciò è sicuramente possibile se l'umidificatore a vapore UV è stato dimensionato correttamente. Nel funzionamento estivo, invece, la questione è dubbia, poiché si opera con una quota fissa di aria esterna e non è prevista alcuna batteria di postriscaldamento. La batteria di raffreddamento BF deve rispondere alle condizioni poste dal circuito di regolazione della temperatura e l'umidità rimane senza regolazione. Un tale caso sfavorevole è rappresentato nella figura 7.2c. Per uscire da questa situazione si hanno solo due vie:

- gli errori si presentano relativamente di rado e possono essere tollerati;
- si deve modificare il progetto dell'impianto (questa misura corrisponde al diagramma di flusso di figura 1.1 partendo dall'altezza della freccia 2).

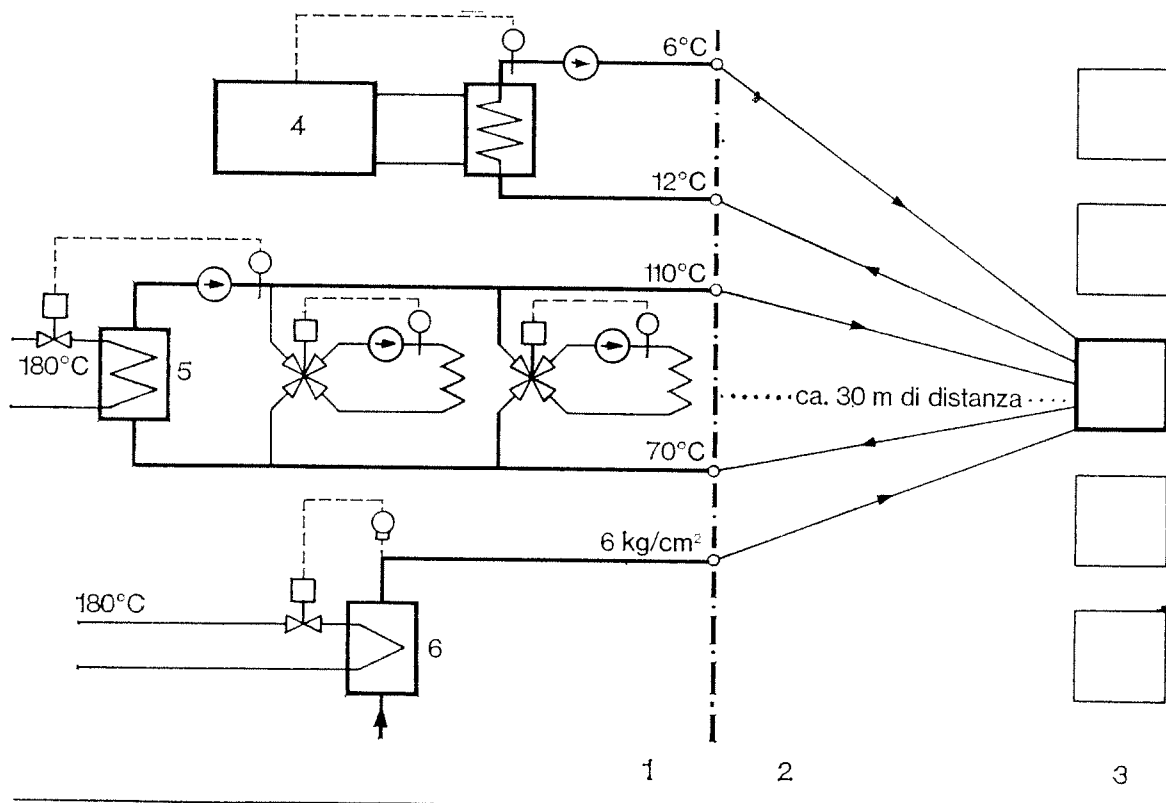


FIGURA 7.3

*Schema dell'impianto di produzione dei fluidi primari*

- |                                    |   |
|------------------------------------|---|
| 1 centrali termiche e frigorifere  | 4 compressore frigorifero                 |
| 2 rete di distribuzione dei fluidi | 5 scambiatore di calore in controcorrente |
| 3 impianto di climatizzazione      | 6 generatore di vapore                    |

Ammettiamo che, a questo punto, si accetti che scostamenti dell'umidità relativa in regime estivo possano eccezionalmente verificarsi.

Spesso le informazioni richieste per il punto 3 richiamato all'inizio del capitolo 7. non sono disponibili presso il tecnico della climatizzazione, ma devono essere richieste al tecnico del riscaldamento. Se al momento della progettazione dell'impianto di regolazione esse non sono ancora note, risulta difficoltoso poter risolvere correttamente i problemi connessi con il dimensionamento delle valvole. Immaginiamo che questa frequente situazione di insicurezza si presenti anche nel caso del nostro esempio e che, per il punto 3, si abbiano dapprima a disposizione solo i dati della figura 7.3. Come si vede è prevista solo una centrale di produzione dei fluidi che serve, oltre che l'impianto da noi preso in esame, altri impianti di climatizzazione e di riscaldamento. Per il riscaldamento dell'edificio sono previsti due differenti impianti con valvola a quattro vie che sottraggono alla rete di distribuzione una portata d'acqua all'incirca costante, contribuendo così alla sua stabilizzazione. Si immagini che le pompe non siano state ancora scelte e che si debba ancora discutere con il tecnico del riscaldamento riguardo le cadute di pressione nella centrale di climatizzazione. In altre parole, ciò significa che quest'ultimo si attende la proposta dei dati numerici da parte del tecnico della regolazione.

## 7.2. Formulazione delle condizioni poste alla regolazione

I punti più importanti delle condizioni richieste alla regolazione sono già stati visti nel precedente paragrafo 7.1. esaminando il punto 2. Sono necessari due circuiti di regolazione e cioè:

	Valore prescritto	Tolleranze
Temperatura ambiente $\vartheta_{amb}$	Inverno 20 °C Estate 20 ... 26 °C	$\pm 1$ °C
Umidità relativa ambiente $U\%_{amb}$	50% u. r.	$\pm 5\%$ u. r.

La formulazione completa delle condizioni poste alla regolazione contiene, inoltre, in primo luogo i dati relativi al comportamento desiderato dei circuiti di regolazione nelle condizioni limite. Pertanto, il tecnico della climatizzazione richiede, nel caso del nostro esempio, ancora quanto segue:

- che, per ragioni di benessere, la temperatura di mandata non debba scendere al disotto di  $\vartheta_{man} = 15$  °C;
- che, per ragioni di sicurezza dell'umidificatore a vapore, l'umidità dell'aria di mandata debba essere, al massimo, pari a  $U_{man} = 7,5$  g/kg.

Il tecnico della regolazione sa, per esperienza, che deve richiedere ulteriori chiarimenti riguardo le due condizioni, e cioè: se il controllo di limite di minima temperatura deve essere ad un valore costante di 15 °C, oppure, sem-

pre per ragioni di benessere, se è necessario che la differenza tra la temperatura dell'aria di mandata e la temperatura ambiente non superi i  $5\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $\vartheta_{\text{amb}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\vartheta_{\text{man}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta\vartheta = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Entrambe le condizioni sono tecnicamente realizzabili, anche se la seconda richiede un sistema di apparecchiature più complesso. Nel nostro esempio la discussione con il progettista della climatizzazione indica che si può scegliere la soluzione più semplice, ossia:

— limitazione della temperatura dell'aria di mandata a  $\vartheta_{\text{man}} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$  con tutte le condizioni di funzionamento.

Per quello che riguarda la limitazione dell'umidità non è necessario discutere a lungo sul perché si limiti l'umidità assoluta e non quella relativa; si deve però chiarire se il controllo di limite debba intervenire solo in caso di umidificazione od anche nel caso di deumidificazione. La ragione per cui è preferibile un controllo dell'umidità assoluta anziché relativa sta nel fatto che, nel caso di un improvviso aumento della temperatura dell'aria di mandata, limitando l'umidità assoluta limitiamo anche le formazioni di condensa sulle pareti fredde più sicuramente di quanto possa fare un limitatore dell'umidità relativa. Si può pertanto stabilire quanto segue:

— limitazione dell'umidità assoluta dell'aria di mandata, al valore  $U_{\text{man}_{\text{max}}} = 7,5\text{ g/kg}$ , solo nel funzionamento con umidificazione (regime invernale).

Entrambi i tipi di limitazione sono ovviamente del tipo con azione continua (cioè non con elemento con uscita a contatto), essi devono rendere possibile di mantenere il funzionamento continuo dell'impianto entro le condizioni di limite.

### 7.3. Fase risolutiva

A questo punto si può finalmente passare alla progettazione nei particolari dei complessi regolanti necessari ai due circuiti di regolazione. Nel seguire lo svolgimento delle nostre considerazioni il lettore potrà immaginare, a piacere, di essere di fronte ad una soluzione pneumatica od elettronica; secondo le osservazioni già fatte, la scelta del tipo di alimentazione (elettrica o pneumatica) dei regolatori non si pone, in quanto per ogni regolatore elettronico esiste il corrispettivo pneumatico e viceversa.

Con le stesse operazioni enumerate nell'introduzione al presente capitolo, seppure in ordine inverso, dobbiamo, per ogni circuito di regolazione:

- stabilire il punto di misura;
- determinare il complesso regolante adatto, con il presupposto che per le premesse poste si possano risolvere in modo ottimale i problemi della misura e quelli dell'organo di regolazione;
- dimensionare l'organo di regolazione tenendo conto, in modo particolare, dei problemi idraulici, e con l'obiettivo di poter fornire al tecnico del riscaldamento dati concreti per il dimensionamento della sua rete di distribuzione.

Per il *circuito di regolazione della temperatura ambiente* si hanno i seguenti risultati:

- la costituzione dell'impianto permette di prevedere, nel canale di espulsione, il *punto di misura* della temperatura ambiente. Se non vi sono ragioni che costringano a prevedere il punto di misura nell'ambiente si preferisce sempre il punto di misura del condotto di espulsione, in quanto sicuramente si rileva un valore medio delle temperature dell'aria in ambiente;
- il locale vendite è un ambiente con ampio sviluppo spaziale, nel quale si verificano variazioni di carico relativamente brusche, e punte di carico accentuate (entrambi i fenomeni dovuti all'affollamento variabile); per tali ragioni l'ambiente vendite adempie alle condizioni di impiego di una regolazione in cascata. A ciò si aggiunge la limitazione della temperatura di mandata, limitazione che, secondo le considerazioni precedentemente fatte riguardo questo problema, può essere risolta in modo ideale con un complesso regolante P + PI (vedi par. 5.1.4.).

Per correttezza, sarebbe ancora necessario assicurarsi che in tal modo venga garantita la necessaria precisione della temperatura ambiente, poiché con il complesso regolante proposto si presentano nell'ambiente scostamenti P dipendenti dal carico.

Per tale controllo ci limiteremo al caso del funzionamento invernale, partendo dalla massima variazione della temperatura di mandata che si rende necessaria per ragioni di tecnica della climatizzazione. Secondo i dati del progettista della climatizzazione tale variazione di temperatura è:

$$\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} = 25 - 15 = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Già impiegando la semplice formula approssimata (5.8)

$$\Delta x_b = \frac{\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}}}{10} = \frac{10}{10} = 1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

risulta che la precisione richiesta di  $\pm 1 \text{ } ^\circ\text{C}$  può essere ottenuta facilmente. Non si deve peraltro dimenticare che l'ambiente presenta dimensioni piuttosto al di fuori della norma, ed è pertanto consigliabile un breve controllo con la formula completa (5.9)

$$\Delta x_b = \frac{\Delta\vartheta_{\text{man}_{\text{max}}} \cdot K_{\text{tot}}}{5}$$

almeno fintanto che non sia possibile, in base alla propria esperienza, confermare il risultato della formula semplificata.

Per la determinazione del fattore di trasferimento  $K_{\text{tot}}$  secondo la figura 5.5, ci mancano ancora i dati del parametro  $\sigma/V$ . Dai dati del punto 1 del paragrafo 7.1 si può ricavare che l'ambiente vendite vero e proprio ha una superficie di  $1.465 - 165 = 1.300 \text{ m}^2$  e, con un'altezza di 3,2 m, un volume di  $V = 4.160 \text{ m}^3$ , però, per il calcolo della superficie dei corpi accumu-

lanti calore, i dati ivi riportati sono insufficienti, e di regola si rendono necessari i disegni quotati dell'oggetto. Se per una qualsiasi ragione questo completamento dell'informazione non fosse possibile o non fosse disponibile in tempo, si deve procedere come segue:

per la valutazione della banda proporzionale si hanno le condizioni più gravose quando l'effetto di accumulazione è più debole. Nel caso del nostro esempio il più piccolo valore di  $\sigma$  si ottiene ammettendo che:

— il soffitto non ha effetto di accumulazione;

— l'ambiente ha una pianta quadrata.

Ciò dà un'area delle pareti di	$\sigma_{\text{par}} = 4 \sqrt{1.300} \cdot 3,2 = 461,5 \text{ m}^2$
da cui si deve sottrarre la superficie delle finestre	— $\sigma_{\text{F}} \quad 40,0 \text{ m}^2$
e a cui si deve aggiungere la superficie del pavimento	+ $\sigma_{\text{P}} \quad 1.300,0 \text{ m}^2$
	$\sigma = 1.721,5 \text{ m}^2$

La figura 5.5 deve venir valutata solo per il funzionamento diurno con  $\dot{V} = 23.000 \text{ m}^3/\text{h}$ ; il funzionamento notturno ha un numero di ricambi d'aria inferiore e pertanto anche un più piccolo fattore di trasferimento dell'ambiente.

$$\text{Con RA} = \frac{23.000}{4.160} = 5,5 \text{ h}^{-1}$$

$$\text{e } \sigma/V = \frac{1.721,5}{4.160} = 0,41 \text{ m}^{-1}$$

si ottiene un fattore di transfert  $K_{\text{tot}} = 0,48$ . La formula approssimata (5.8), che lavora con  $K_{\text{tot}} = 0,5$ , dà quindi con sicurezza una valutazione prudente della banda proporzionale, per cui i dati incompleti di partenza nel nostro caso non hanno alcuna influenza.

Impiegando il complesso regolante P + PI si origina, come è già noto dal paragrafo 5.1.4., un ulteriore *circuito di regolazione della temperatura nel condotto dell'aria*, circuito che dobbiamo ovviamente valutare. Soprattutto è necessario controllare se, per caso, non sia possibile assolvere a quanto richiesto impiegando complessi regolanti a caratteristica P. A tale scopo è necessario conoscere l'effetto regolante  $\delta x_{\Omega\text{-BR}}$  della batteria di riscaldamento e quello  $\delta x_{\Omega\text{-BF}}$  della batteria di raffreddamento. Purtroppo, il progettista della climatizzazione ha dato solo la potenza termica  $\dot{Q}$  di questi due elementi di trattamento dell'aria, per cui si rende necessario un piccolo calcolo di conversione, per il quale è sufficiente operare con i seguenti dati dell'aria:

calore specifico	$c_{\text{pA}} = 0,24 \text{ kcal/h}$
volume specifico	$v = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$



Poiché:

$$\delta_{X_{\Omega}} = \frac{v \cdot \dot{Q}}{\dot{V} \cdot v_{PA}}$$

si ha per la batteria di riscaldamento:

$$\delta_{X_{\Omega-BR}} = \frac{0,85 \cdot 185.000}{23.000 \cdot 0,24} = 28,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

e per la batteria di raffreddamento:

$$\delta_{X_{\Omega-BF}} = \frac{0,85 \cdot 148.000}{23.000 \cdot 0,24} = 22,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Si vede subito che in questo caso si può scegliere solo un complesso regolante PI poiché il complesso regolante P sarebbe troppo impreciso (<sup>1</sup>). A ciò si aggiunge che, nel funzionamento notturno, gli effetti regolanti precedentemente calcolati non hanno più valore, poiché la portata d'aria ridotta conduce a valori troppo grandi di  $\delta_{X_{\Omega}}$ . Questo fatto dovrà essere tenuto presente quando nel seguito dimensioneremo la valvola di regolazione dei due elementi di trattamento dell'aria.

Per la determinazione delle valvole di regolazione sarà opportuno considerare dapprima il circuito idraulico. Considerando il fatto che, secondo la figura 7.3, l'acqua calda e l'acqua refrigerata vengono fornite dai rispettivi generatori posti in una centrale distante 30 metri, è raccomandabile l'impiego di valvole a tre vie con collegamento a by-pass, ossia degli schemi II o IV della figura 6.20. In caso contrario sarà necessario prevedere altri dispositivi per mettere a disposizione l'energia di riscaldamento e di raffreddamento continuamente e direttamente presso l'utilizzatore.

Meno semplice è rispondere alla domanda se entrambe le batterie — quella di riscaldamento e quella di raffreddamento — debbano essere equipaggiate con una pompa interna di circolazione. Nel caso della batteria di riscaldamento la pompa interna può essere giustificata con due fatti:

- portata d'aria variabile nel funzionamento diurno/notturno;
- grande salto di temperatura dell'acqua  $110 - 70 \text{ }^{\circ}\text{C} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Per la batteria di raffreddamento è invece meglio rimandare tale decisione ad un secondo tempo allo scopo di poterla poi prendere con maggior sicurezza.

Seguiamo dapprima l'ulteriore andamento della progettazione della bat-

(<sup>1</sup>) Banda proporzionale:

$$\Delta_{X_b} = \frac{\delta_{X_{\Omega-BR}} + \delta_{X_{\Omega-BF}}}{5} = \frac{51,3}{5} = 10,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

teria di riscaldamento dello schema IV, per la valutazione del quale in base alla figura 6.13 sono necessari:

- l'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$ ;
- l'autorità della valvola  $P_v$ ;
- l'effetto regolante  $\delta x_\Omega$ .

Quest'ultima grandezza è già stata calcolata precedentemente per il funzionamento normale (ossia per il funzionamento diurno) e vale:

$$\delta x_\Omega = 28,5 \text{ }^\circ\text{C}$$

L'efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  deve essere calcolata una prima volta per il funzionamento con la massima portata d'aria prevista per mezzo della formula (6.8). Nel punto di dimensionamento la temperatura di uscita dell'aria è:

$$\vartheta_{Au} = \delta x_\Omega + \vartheta_{Ac} = 28,5 + (-1,2) = 27,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

In questa espressione il valore della temperatura di ingresso dell'aria  $\vartheta_{Ac} = -1,2 \text{ }^\circ\text{C}$  è stato dedotto dal diagramma di Mollier per il funzionamento invernale, figura 7.2a.

$$\epsilon = \frac{\overline{\vartheta_{ac}} - \overline{\vartheta_{au}}}{\overline{\vartheta_{ac}} - \overline{\vartheta_{Au}}} = \frac{110 - 70}{110 - 27,3} = 0,48$$

Allo scopo di poter ottenere una buona regolabilità sceglieremo la valvola di regolazione con un rapporto di regolazione  $\rho = 50$ . Dopo di ciò, in base alla figura 6.13, potremo subito decidere che per  $\epsilon = 0,48$ , indipendentemente dal valore dell'autorità della valvola  $P_v$ , si deve richiedere una caratteristica equipercentuale per la via di regolazione di questa valvola.

Poiché però, per la valutazione del circuito, è necessario conoscere l'ampiezza massima di oscillazione  $\Delta x_{\max}$ , non si può evitare la determinazione del valore numerico dell'autorità della valvola  $P_v$ . Inoltre, manca la caduta di pressione  $\overline{\Delta p_v}$  di dimensionamento, necessaria per il dimensionamento vero e proprio della valvola. In altre parole, siamo arrivati al punto chiave del calcolo della valvola; a partire da questo punto si possono battere diverse vie per raggiungere l'obiettivo, però, in pratica, poiché non possediamo altri dati (e questa è purtroppo una norma piuttosto che un'eccezione) dobbiamo ricorrere a supposizioni e/o a intuizioni.

Per poter seguire il nostro metodo di progettazione, e per poter quindi mantenere il sistema di base, dobbiamo esaminare a questo punto ancora una volta la situazione idraulica. Completando la figura 7.3 (ad iniziare dalla centrale di produzione dei fluidi primari) si ottiene la figura 7.4a. In base ai principi chiariti nel paragrafo 6.5.3. la figura 7.4a viene trasformata nella più semplice figura 7.4b. Tra il punto B ed il punto A si trova la centrale riguardo la quale, per un primo calcolo approssimato, si ammette che essa fornisca una caduta di pressione  $\Delta p_{AB}$  ampiamente stabilizzata. Scegliendo

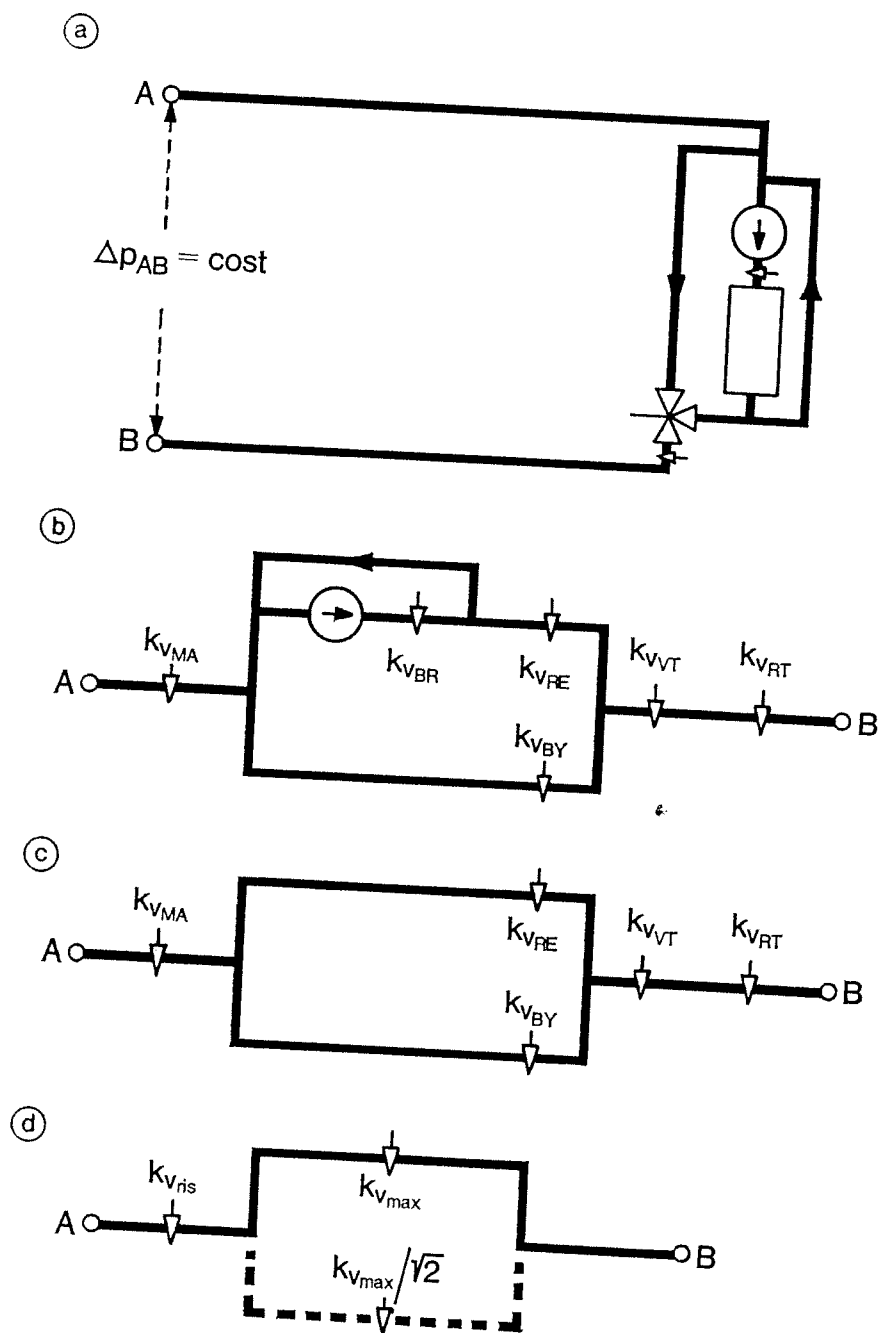


FIGURA 7.4

Schema idraulico del collegamento della batteria di riscaldamento

Indici:

- MA tubazione di mandata
- RT tubazione di ritorno
- BR batteria di riscaldamento
- RE via di regolazione della valvola a tre vie
- BY via di by-pass della valvola a tre vie

lo schema IV, e dimensionando correttamente la pompa interna, si ottiene un'ulteriore semplificazione rappresentata nella figura 7.4c: il circuito di miscelazione con pompa e batteria di riscaldamento corrisponde ad un semplice elemento di tubo senza resistenza.

Nella figura 7.4c vi sono ancora tre grandezze non determinate e cioè:

- la caduta di pressione  $\Delta p_{AB}$ ;
- la caduta di pressione nella tubazione di mandata e di ritorno  $\Delta p_{MA}$  e  $\Delta p_{RT}$ ;
- il  $k_{v_{max}}$  della valvola.

La portata d'acqua nominale attraverso la batteria di riscaldamento è:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{1.000 (\bar{\vartheta}_{a_i} - \bar{\vartheta}_{a_u})} = \frac{185.000}{1.000 (110 - 70)} = 4,625 \text{ m}^3/\text{h}$$

Secondo la prassi consueta il diametro della valvola dovrebbe essere scelto nel campo seguente:

DN	20	25	32	40	50	mm
$k_{v_{max}}$	6,3	10	16	25	40	m <sup>3</sup> /h
$\Delta p_{v_{100}}$	0,5389	0,2139	0,0836	0,0342	0,0134	kg/cm <sup>2</sup>

Per ragioni economiche si cercano di evitare grandi valori di caduta di pressione nella valvola. D'altra parte, cadute di pressione troppo basse possono dar luogo a pendolazioni della valvola e sono quindi sconsigliabili dal punto di vista del tecnico della regolazione, che ha pertanto il compito di trovare un limite inferiore ragionevole.

Nel caso delle valvole a tre vie simmetriche, ossia con lo stesso valore di  $k_{v_{max}}$  nella via di regolazione e nella via di by-pass, oltre a considerazioni di prezzo non vi sono altri punti di riferimento per trovare tale limite inferiore. L'autorità della valvola assume il valore ideale  $P_v = 1$ , caduta di pressione e portata d'acqua rimangono costanti, indipendentemente dalla posizione della valvola. Il DN 32 sembra essere in questo caso un buon compromesso.

Per le valvole a tre vie con caratteristica secondo la figura 6.21b, la rete viene influenzata dalla posizione della valvola, in quanto si ha:

- nella via di regolazione  $k_{v_{maxRE}} = 100\%$ ;
- nella via di by-pass  $k_{v_{maxBY}} = \frac{100}{\sqrt{2}} = 70,7\%$

In questo caso, per poter calcolare il valore dell'autorità della valvola, riassumiamo tutte le resistenze in serie con la valvola secondo la figura 7.4c (tubazione di mandata, valvola di taratura, tubazione di ritorno), in un unico  $k_v$  e designamolo con  $k_{v_{ris}}$ .

Con quest'ultima semplificazione si ottiene la figura 7.4d che deve essere calcolata per i due casi limite:

$$\begin{array}{l} \text{—————} \text{ valvola aperta } \Delta p_{v_{100}}, k_{v_{\max}} \\ \text{-----} \text{ valvola chiusa } \Delta p_{v_0}, \frac{k_{v_{\max}}}{\sqrt{2}} \end{array}$$

Nella trattazione dei circuiti idraulici nel paragrafo 6.5.3. è già stato rappresentato un possibile metodo di soluzione. Per la nostra situazione il procedimento seguente è più facile da seguire: dalla formula generale della portata (6.1) si ottiene, con una semplice trasformazione, la caduta di pressione espressa in funzione della portata e del  $k_v$ :

$$\Delta p_v = \left( \frac{\dot{V}}{k_v} \right)^2$$

La caduta di pressione  $\Delta p_{AB}$ , a valvola aperta, si ripartisce come segue nelle due resistenze date in figura 7.4d:

$$\frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{AB} - \Delta p_{v_{100}}} = \frac{(\dot{V}_{100}/k_{v_{\max}})^2}{(\dot{V}_{100}/k_{v_{\text{ris}}})^2} = \left( \frac{k_{v_{\text{ris}}}}{k_{v_{\max}}} \right)^2 \quad (7.1)$$

Da ciò si ha:

$$\frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{AB}} = \frac{(k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2}{1 + (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2} \quad (7.2)$$

Analogamente, per la valvola chiusa si trova:

$$\frac{\Delta p_{v_0}}{\Delta p_{AB}} = \frac{2 (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2}{1 + 2 (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2} \quad (7.3)$$

Dalle (7.2) e (7.3) segue, per l'autorità della valvola:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{v_0}} = \frac{(k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2 [1 + 2 (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2]}{2 (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2 [1 + (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2]}$$

o, in forma abbreviata:

$$P_v = \frac{0,5 + (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2}{1 + (k_{v_{\text{ris}}}/k_{v_{\max}})^2} \quad (7.4)$$

L'uguaglianza (7.4) contiene già l'informazione cercata per il tecnico del riscaldamento, però, in forma poco immediata. Per meglio chiarirla partendo dalla (7.1) la trasformeremo in un'espressione in funzione diretta della ripartizione della caduta di pressione a valvola completamente aperta:

$$(7.1) \longrightarrow \left( \frac{k_{v_{\text{ris}}}}{k_{v_{\max}}} \right)^2 = \frac{\Delta p_{v_{100}}/\Delta p_{AB}}{1 - \Delta p_{v_{100}}/\Delta p_{AB}}$$

Ponendo quest'espressione nella (7.4) e trasformandola si ottiene:

$$P_v = 0,5 \left( 1 + \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{AB}} \right) \quad (7.5)$$

Da quest'espressione possiamo osservare, senza necessità di ulteriori calcoli, che l'autorità della valvola è compresa necessariamente tra 0,5 ed 1,0, poiché il parametro  $\frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{AB}}$  può variare solo entro i limiti 0 (resistenze in serie molto elevate) ed 1 (nessuna resistenza in serie). Questo è però un campo in cui un aumento di  $P_v$  porta ad un miglioramento trascurabile dell'ampiezza massima dell'oscillazione  $\Delta x_{max}$ . Se la metà della caduta di pressione viene utilizzata nella valvola, si ottengono condizioni già buone:

$$(7.5) \longrightarrow P_v = 0,5 (1 + 0,5) = 0,75$$

e, secondo la figura 6.13, con  $\epsilon = 0,48$  e  $\delta x_{\Omega} = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$\Delta x_{max} = 0,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Anche se il tecnico del riscaldamento non può, o non vuole, aderire alla nostra richiesta e prevede perdite di pressione, notevolmente maggiori nelle tubazioni di mandata e di ritorno,  $P_v$  non va mai al disotto di 0,5 e  $\Delta x_{max}$  rimane minore di 0,33.

In base ai calcoli ed alle considerazioni fatte finora la nostra richiesta al tecnico del riscaldamento può essere riassunta come segue:

DN valvola	32 oppure	25	mm
$\Delta p_{AB} \geq$	0,17	0,43	kg/cm <sup>2</sup>
$\Delta p_{v100} =$	0,085	0,215	kg/cm <sup>2</sup>
Variazione della portata della rete $\dot{V}_0$ in % di $\dot{V}_{100}$	81,8%		

Dobbiamo a questo punto occuparci della questione di come si presenti la situazione nel funzionamento notturno con portata d'aria ridotta. La valutazione viene fatta ancora in base all'ampiezza delle oscillazioni  $\Delta x_{max}$ . Questa deve essere nuovamente calcolata per le varie condizioni, il che è molto semplice da fare con i dati a nostra disposizione. Impieghiamo allo scopo le figure 6.15 e 6.16 che devono venir lette per:

$$\frac{\dot{M}_A}{\dot{M}_A} = \frac{15.300}{23.000} = \frac{2}{3}$$

La figura 6.15 dà, con  $\bar{\vartheta}_{ae} - \delta x_{\Omega} = 110 - 28,5 = 81,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ , una variazione dell'effetto regolante pari a:

$$\frac{\delta x_{\Omega}}{\bar{\vartheta}_{ae} - \delta x_{\Omega}} = 1,19$$

ossia:

$$\delta x_{\Omega} = 1,19 \cdot 28,5 = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

D'altra parte, dalla figura 6.16 si ottiene che l'efficacia della trasmissione termica si riduce a:

$$\frac{\epsilon}{\epsilon'} = 0,84$$

ossia:

$$\epsilon = 0,84 \cdot 0,48 = 0,40$$

L'autorità della valvola, come grandezza idraulica, rimane invariata commutando sul funzionamento notturno, per cui dalla figura 6.13 si ottengono i seguenti valori di  $\Delta X_{\max}$ :

$P_v$	0,5	0,75
$\Delta X_{\max}$	0,46	0,38

Questi sono valori che, sotto le condizioni precedenti possono essere senz'altro tollerati. La nostra ricerca ci ha quindi indicato chiaramente che, malgrado un funzionamento temporaneo con portata d'aria ridotta, si può prevedere una sola valvola ed anche le condizioni poste alla rete di distribuzione dell'acqua di riscaldamento non risultano affatto gravose.

Per la batteria di raffreddamento si è lasciata in sospeso la scelta tra circuito II o IV (con o senza pompa interna). Se si sceglie il circuito IV la determinazione della valvola avviene esattamente come per la batteria di riscaldamento. Pertanto, senza ripetere tutto il procedimento di calcolo, si daranno qui di seguito direttamente i risultati allo scopo di:

- rendere possibile al lettore un controllo per il caso che egli voglia eseguire per esercizio il calcolo anche per la batteria di raffreddamento;
- fornire i valori di confronto per la valutazione del circuito II.

Dai dati del progettista della climatizzazione ricaviamo che per le condizioni di dimensionamento estivo la batteria di raffreddamento ha i seguenti dati (fig. 7.1 e 7.2b):

$$\left. \begin{array}{l} \vartheta_{ae} \quad 6 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \vartheta_{au} \quad 12 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \dot{Q} = 148.000 \text{ kcal/h} \quad \dot{V} = \frac{148}{6} = 24,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\left. \begin{array}{l} \vartheta_{\Lambda e} \quad 30 \text{ }^{\circ}\text{C} \\ \vartheta_{\Lambda u} \quad 12 \text{ }^{\circ}\text{C} \end{array} \right\} \delta x_{\Omega} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Nel circuito IV con la pompa interna il corrispondente valore dell'efficacia della trasmissione termica diviene:

$$\epsilon = \frac{\overline{\vartheta_{ae}} - \overline{\vartheta_{au}}}{\overline{\vartheta_{ae}} - \overline{\vartheta_{Au}}} = \frac{6 - 12}{6 - 12} = 1.$$

Poiché, con le stesse considerazioni del caso della batteria di riscaldamento, l'autorità della valvola diviene  $P_v > 0,5$  si deve prevedere, secondo la figura 6.13 una valvola lineare. L'ampiezza dell'oscillazione  $\Delta x_{\max}$  diviene minore di  $0,2 \text{ }^\circ\text{C}$  (valori di calcolo  $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$  per  $P_v = 0,5$  e  $0,08 \text{ }^\circ\text{C}$  per  $P_v = 0,75$ ) ossia essa si trova al di fuori del campo rappresentato in figura 6.13.

Le grandezze di valvola da prendere in considerazione sono:

DN	50	65	80	mm
$k_{v_{\max}}$	40	63	100	$\text{m}^3/\text{h}$
$\Delta p_{v_{100}}$	0,380	0,153	0,061	$\text{kg}/\text{cm}^2$

in cui il DN 65 ed una caduta di pressione di  $0,3 \div 0,4 \text{ kg}/\text{cm}^2$  rappresentano sicuramente un accettabile compromesso. La valvola lineare a tre vie è sempre conformata simmetricamente, e pertanto non modifica la portata totale d'acqua.

Il circuito con pompa di circolazione interna rappresenta sicuramente una buona soluzione, come ormai dimostrato ampiamente può anzi fornire risultati addirittura migliori di quanto non sia effettivamente necessario. Ci si pone pertanto automaticamente la domanda se la pompa interna non possa venir tralasciata. Per poter rispondere a tale domanda si deve ripercorrere ancora una volta tutto l'andamento del dimensionamento, però per il circuito II.

Se si elimina la pompa interna si modificano due condizioni importanti:

- l'efficacia della trasmissione termica diviene più piccola, ossia  $\epsilon = 0,6$ ;
- le condizioni idrauliche variano e  $P_v$  deve venir calcolato di nuovo. Anche le condizioni poste alla rete di distribuzione (caduta di pressione del collegamento, cadute di pressione nella tubazione) devono venir formulate di nuovo.

La figura 6.13 mostra che per  $\epsilon = 0,6$  ci possiamo trovare nel campo limite tra la caratteristica lineare e quella equipercentuale. Sarà pertanto necessario iniziare con i problemi idraulici e partire dal fatto che in centrale è disponibile una caduta di pressione costante  $\Delta p_{AB}$  (fig. 7.5a). La rete da esaminare è rappresentata nella figura 7.5b con tutti i punti di strozzatura. Questa volta il valore del  $k_v$  della batteria di raffreddamento rimane come grandezza influenzante, il che rende necessario richiedere un'informazione al progettista della climatizzazione, ossia quest'ultimo deve fornirci il valore



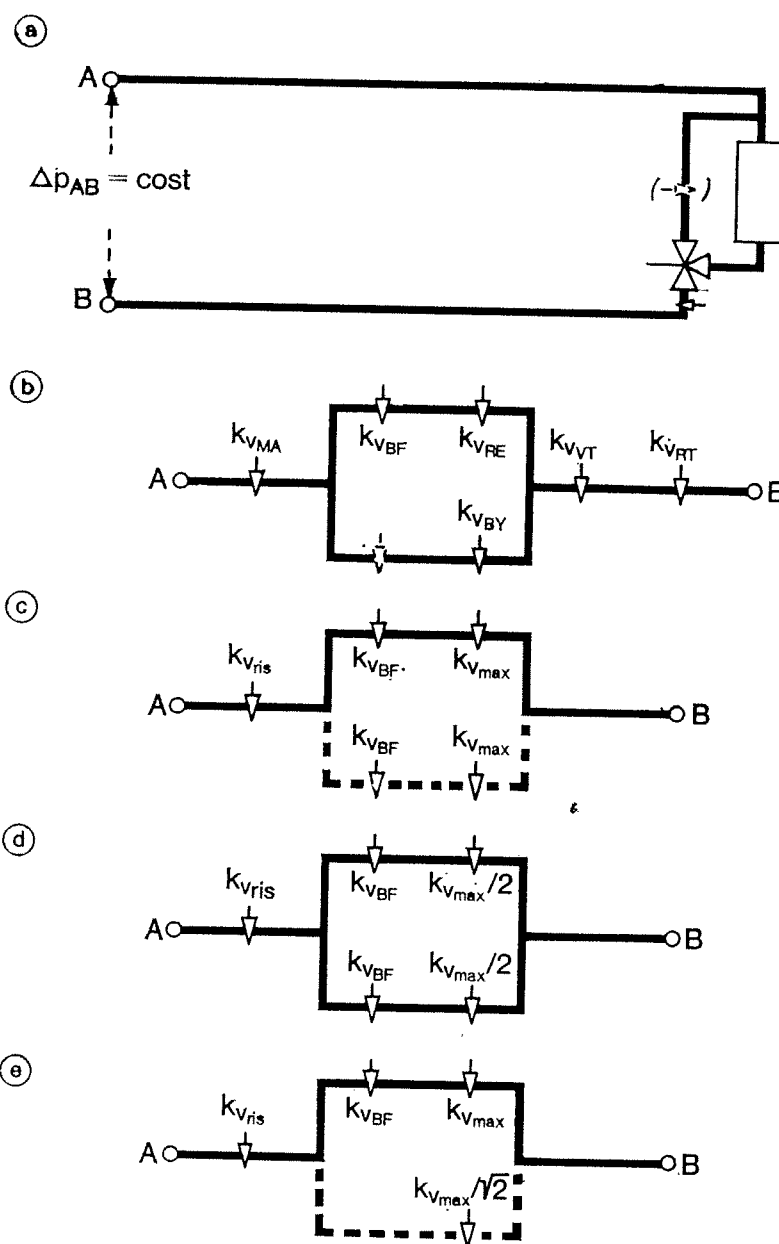


FIGURA 7.5

Schema idraulico del collegamento della batteria di raffreddamento

Indice BF: batteria di raffreddamento  
(altri indici come figura 7.4)

della perdita di pressione della batteria di raffreddamento  $\Delta p_{BF}$  alla portata nominale. Per poter calcolare numericamente il nostro esempio si ammetta che il progettista della climatizzazione ci fornisca i dati mancanti nella forma seguente:

$$\Delta p_{BF} = 900 \text{ mm c.d'a. per } \bar{V} = 24,67 \text{ m}^3/\text{h}$$

Ciò dà un valore del  $k_v$  della batteria di raffreddamento di

$$k_{vBF} = \frac{24,67}{\sqrt{0,09}} = 82,23$$

Se si impiega una *valvola a tre vie simmetrica* (uguali valori del  $k_{v_{max}}$  nella via di regolazione e nella via di by-pass), si deve prevedere nella via di by-pass un'ulteriore valvola di taratura. Se si posiziona quest'ultima sullo stesso valore di  $k_v$  dato dalla batteria di raffreddamento, è assicurata un'autorità della valvola  $P_v = 1$ . Secondo la figura 6.13 ciò richiede una valvola a caratteristica lineare.

La portata d'acqua, come già visto varia, secondo che la valvola sia in posizione finale od al 50% della sua corsa e risulta superiore in quest'ultima condizione.

Questo aumento della portata circolante nella rete dell'acqua fredda può avere conseguenze spiacevoli per gli altri utilizzatori, come è già stato accennato nel paragrafo 6.5.1., e pertanto dovrebbe venir sottoposto a controllo nella fase di progettazione.

Se si parte dai dati a disposizione il calcolo è relativamente semplice. Per una caduta di pressione  $\Delta p_{AB} = 0,4 \text{ kg/cm}^2$  una valvola DN 65 con  $k_{v_{max}} 63$ , che dà una caduta di pressione di  $\Delta p_{v_{100}} = 0,153 \text{ kg/cm}^2$  per una portata nominale  $\dot{V}_{100} = 24,67 \text{ m}^3/\text{h}$ , possiamo calcolare subito il  $k_{v_{ris}}$ . Per queste condizioni nella figura 7.5c conosciamo anche la caduta di pressione della batteria di raffreddamento  $\Delta p_{BF} = 0,09 \text{ kg/cm}^2$  e troviamo così la caduta totale della tubazione di mandata e di ritorno (compresa la valvola di taratura):

$$\begin{aligned} \Delta p_{TA/R_{100}} &= \Delta p_{AB} - \Delta p_{BF} - \Delta p_{v_{100}} = \\ &= 0,4 - 0,09 - 0,153 = 0,157 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

e da questa, con la formula (6.2):

$$k_{v_{ris}} = \frac{\dot{V}_{100}}{\sqrt{\Delta p_{TA/R_{100}}}} = \frac{24,67}{\sqrt{0,157}} = 62,26$$

Nella posizione media della valvola a tre vie si ottiene una situazione idraulica come è rappresentato nella figura 7.5d. Da questa si deve calcolare il  $k_v$  risultante,  $k_{v_{risAB}}$  in modo da poter determinare la portata  $\dot{V}_{50}$ . A tale scopo bisogna impiegare nello stesso senso le formule (6.19) e (6.20) per cui si ricava:

$$(k_{v_{risAB}}) = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(k_{v_{ris}})^2} + \left[ 2 \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(k_{v_{BF}})^2} + \frac{1}{(k_{v_{max}}/2)^2}} \right]^2}} =$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(k_{v_{ris}})^2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{(k_{v_{BF}})^2} + \frac{1}{(k_{v_{max}})^2}}} = \\
 &= \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{62,26^2} + \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{82,23^2} + \frac{1}{63^2}}} = 42,76
 \end{aligned}$$

La portata cercata è pertanto:

$$\dot{V}_{50} = k_{v_{risAB}} \cdot \sqrt{\Delta p_{AB}} = 42,76 \sqrt{0,4} = 27,04 \text{ m}^3/\text{h}$$

ossia essa è pari a 1,096 volte la portata nominale.

Risultati più concisi con minore impiego di calcoli si ottengono applicando il diagramma 7.6. In tale diagramma è rappresentata graficamente la relazione tra la variazione della portata  $\Delta \dot{V}_{50} = \dot{V}_{50} - \dot{V}_{100}$  (in % di  $\dot{V}_{100}$ ), la ripartizione della caduta di pressione  $\Delta p_{AB}/\Delta p_{v_{100}}$  ed il parametro  $k_{v_{BR}}/k_{v_{max}}$ .

Nell'esempio precedente calcolato si ha:

$$\begin{aligned}
 \frac{\Delta p_{AB}}{\Delta p_{v_{100}}} &= \frac{0,4}{0,153} = 2,61 \\
 \frac{k_{v_{BR}}}{k_{v_{max}}} &= \frac{82,23}{63} = 1,31
 \end{aligned}$$

In corrispondenza a questo valore la figura 7.6 dà:

$$\Delta \dot{V}_{50} = 9,5\% \text{ di } \dot{V}_{100}$$

In tal modo si possono ottenere rapidamente e semplicemente gli effetti di variazioni dei dati di partenza.

Nelle valvole a tre vie con valore ridotto del  $k_{v_{max}}$  nella via di by-pass

$$k_{v_{max_{BY}}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot k_{v_{max_{RE}}}$$

non si può prevedere alcuna strozzatura nella via di by-pass. L'autorità della valvola deve venire calcolata secondo la figura 7.5e; per questo calcolo si deve ripetere analogamente il procedimento trattato precedentemente. Come risultato finale si ottiene:

$$P_v = 0,5 \left[ 1 + \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{AB}} \left( 1 - \frac{1}{(k_{v_{BF}}/k_{v_{max}})^2} \right) \right] \quad (7.6)$$

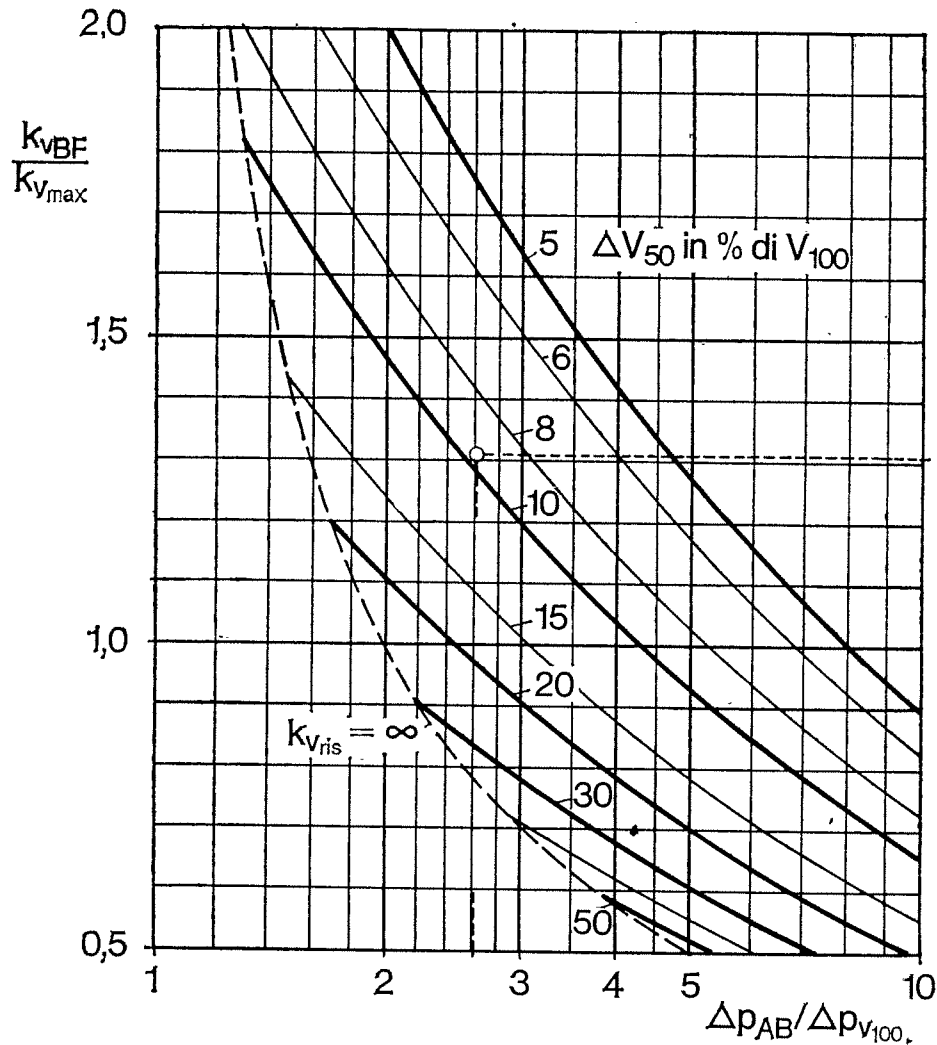


FIGURA 7.6

Variatione della portata totale nella valvola a tre vie simmetrica

$\dot{V}_{50}$  portata a via di regolazione aperta

$\Delta \dot{V}_{50}$  aumento della portata totale in posizione media della corsa

$\Delta p_{v100}$  caduta di pressione a valvola aperta

$\Delta p_{AB}$  caduta di pressione in centrale

Valori di  $k_v$  secondo la figura 7.5b

Questa è una formula che, ponendo  $k_{vBF} = \infty$ , si trasforma nell'uguaglianza 7.5, dandoci il caso della pompa interna.

Se si sceglie il  $k_{vmax}$  della valvola di regolazione uguale a quello della batteria di raffreddamento, ossia

$$k_{vmax} = k_{vBF} \longrightarrow k_{vBF}/k_{vmax} = 1$$

l'autorità della valvola non può mai andare al di sotto di  $P_v = 0,5$ . Nel nostro esempio si ha  $k_{vBF} = 82,23$  per cui si avranno solo DN al di sotto di 80 ( $k_{vmax} = 100$ ).

La tabella seguente contiene tutti i valori numerici che influenzano la scelta definitiva della grandezza della valvola ed i dati idraulici. Dai calcoli precedenti assumiamo i valori  $\dot{V}_{100} = 24,67 \text{ m}^3/\text{h}$ ,  $k_{v_{BF}} = 82,23$  e  $\delta x_{\Omega} = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ .

TABELLA 7.1

	DN	50 mm	65 mm
	$k_{v_{max}}$	40 m <sup>3</sup> /h	63 m <sup>3</sup> /h
	$\Delta p_{v_{100}}$	0,380 kg/cm <sup>2</sup>	0,153 kg/cm <sup>2</sup>
La massima autorità della valvola teoricamente possibile si ottiene per $k_{v_{ris}} = \infty$	$k_{v_{BF}}/k_{v_{max}}$	2,056	1,305
$P_v = \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{v_0}} = \frac{\Delta p_{v_{100}}}{\Delta p_{v_{AB}}} = \frac{(k_{v_{BF}}/k_{v_{max}})^2}{1 + (k_{v_{BF}}/k_{v_{max}})^2} \rightarrow P_{v_{max}}$		0,81	0,63
Il valore effettivamente possibile dell'autorità della valvola viene calcolato per una caduta di pressione di secondo la formula (7.6) $\longrightarrow$	$\Delta p_{AB}$ $P_v =$	0,7 kg/cm <sup>2</sup> 0,71	0,4 kg/cm <sup>2</sup> 0,58
Per $\epsilon = 0,6$ secondo la figura 6.13 nel punto di apertura della valvola, i valori precedenti danno un'ampiezza massima di oscillazione	$\Delta x_{max}$	<0,2 °C	<0,2 °C
e per la caratteristica della valvola		equipercentuale	
Altri dati	$\Delta p$	0,23 kg/cm <sup>2</sup>	0,157 kg/cm <sup>2</sup>
	$k_{v_{ris}}$	51,44	62,26
	$\dot{V}_0$ in % di $\dot{V}_{100}$	84%	93%

La variazione della portata indicata nell'ultima riga della tabella è stata calcolata con la formula:

$$\frac{\dot{V}_0}{\dot{V}_{100}} = \frac{k_{v_{risAB}}}{k_{v_{risAB}_{100}}} = \sqrt{\frac{\frac{1}{(k_{v_{ris}})^2} + \frac{1}{(k_{v_{BF}})^2} + \frac{1}{(k_{v_{max}})^2}}{\frac{1}{(k_{v_{ris}})^2} + \frac{2}{(k_{v_{max}})^2}}}$$

I risultati possono venir riassunti come segue:  
anche senza eseguire i calcoli per il funzionamento con portata d'aria ridotta (influenza ridotta, come si è mostrato nel caso della batteria di riscaldamento),

la nostra scelta può cadere sul circuito II senza pompa interna. Una valvola di regolazione con DN 65 ed una caduta di pressione  $\Delta p_{AB} = 0,4 \text{ kg/cm}^2$  dà buoni risultati sia per quello che riguarda l'ampiezza dell'oscillazione  $\Delta x_{\max}$ , sia per la costanza della portata.

In entrambi i casi, quello della batteria di riscaldamento e quello della batteria di raffreddamento, per i calcoli relativi al dimensionamento della valvola siamo partiti da una caduta di pressione costante  $\Delta p_{AB}$ . Quanto questa ammissione risulti giustificata nei circuiti effettivamente eseguiti dipende da dati qui non conosciuti della rete globale e dalle variazioni di portata, variazioni dovute alla valvola di regolazione durante la percorrenza della propria corsa. Per questa ragione abbiamo calcolato dappertutto anche la variazione massima della portata. Se i valori ottenuti sono piccoli, al confronto con la portata totale circolante nella rete, si può rinunciare ad un calcolo di controllo. Ciò avviene con sicurezza nel nostro caso poiché la centrale di riscaldamento alimenta ancora due circuiti di riscaldamento ed ulteriori impianti di climatizzazione.

A questo punto ci rimane da esaminare ancora il secondo circuito di regolazione del nostro esempio, ossia al circuito di regolazione dell'umidità ambiente.

Per il punto di misura valgono naturalmente le stesse considerazioni del caso della temperatura ambiente. Per la misura dell'umidità relativa disporremo una sonda nel condotto di estrazione dell'aria. Inoltre, come è già stato chiarito, avremo bisogno ancora di una sonda dell'umidità assoluta nel condotto di mandata, per il limite.

La decisione su quale tipo di complesso regolante rappresenti la soluzione più opportuna per il nostro caso verrà presa soprattutto in base a considerazioni di precisione, procedendo come segue:

- prevalutazione della banda proporzionale  $\Delta x_b$  nell'ipotesi che venga impiegato un complesso regolante P;
- se questa soluzione non soddisfa le condizioni poste relativamente alla tolleranza si sceglierà un complesso regolante PI o, se per una qualsiasi ragione la funzione I dovesse essere indesiderata nell'ambiente, addirittura un complesso regolante P + PI;
- se la previsione conduce a valori di  $\Delta x_b$  molto piccoli, esamineremo anche se un semplice complesso regolante a due posizioni non sia sufficiente per le condizioni relative alla precisione.

Prima di poter utilizzare una delle tre formule riportate nel paragrafo 5.2.2., dobbiamo determinare a quale variante del complesso regolato dell'umidità ambiente ci si trovi di fronte, e quanto grande sia la variazione massima dello stato dell'aria, variazione che compare nelle formule relative.

Il primo problema non comporta difficoltà poiché secondo la tabella del paragrafo 5.2.1. si tratta della variante B. Per questa la banda proporzionale viene calcolata con la formula (5.12):

$$\Delta x_b = 1,5 \Delta x_{\text{man}_{\max}} \text{ in } \% \text{ u.r.}$$

La variazione massima dello stato dell'aria, in questo caso  $\Delta X_{\text{man}_{\text{max}}}$ , deve essere invece ancora calcolata dai dati a disposizione. La potenza dell'umidificatore a vapore è stata data in  $\dot{G} = 110 \text{ kg/h}$  di vapore.

Se convertiamo la portata in volume dell'aria di mandata  $\dot{V}$  in una portata in peso si ricavano, con il volume specifico  $v = 0,85 \text{ m}^3/\text{kg}$  i valori seguenti:  
— nel funzionamento diurno:

$$\dot{V} = 23.000 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta X_{\text{man}_{\text{max}}} = \frac{110 \cdot 0,85}{23} = 4,1 \text{ g/kg}$$

— nel funzionamento notturno:

$$\dot{V} = 15.300 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta X_{\text{man}_{\text{max}}} = \frac{110 \cdot 0,85}{15,3} = 6,1 \text{ g/kg}$$

Le bande proporzionali relative valgono pertanto:

— nel funzionamento diurno:

$$\Delta x_b = 6,15\% \text{ u.r.}$$

— nel funzionamento notturno:

$$\Delta x_b = 9,15\% \text{ u.r.}$$

Anche nel caso in cui si adatti il complesso regolante P al caso più sfavorevole del funzionamento notturno, le tolleranze di  $\pm 5\% \text{ u.r.}$  vengono sempre mantenute. Il limite non offre alcuna difficoltà in quanto esso non richiede un valore fondamentalmente diverso della banda proporzionale, poiché il valore di transfert dell'ambiente per la variante B è  $K_{\text{tot}} = 1$ .

Poiché però viene impiegata una sonda nella condotta di mandata per rilevare l'umidità assoluta, si deve pur sempre controllare se con il complesso regolante prescelto vengano mantenute le condizioni nel caso di circuito di regolazione dell'umidità nel condotto dell'aria (par. 4.2.2.1.), ossia:

$$\Delta x_{b_{\text{limite}}} = \frac{\Delta X_{\text{man}_{\text{max}}}}{5} = 1,8 \text{ g/kg}$$

Ciò può peraltro essere fatto quando si siano scelti concretamente gli apparecchi in questione.

Poiché, secondo questo calcolo di controllo, il complesso regolante P assolve soddisfacentemente ai compiti di regolazione non vi è alcuna ragione a proporre un altro più complicato e più costoso. D'altra parte, non dovrebbe neanche essere sensato proporre il più economico complesso regolante a due posizioni, anche se in questo caso le pendolazioni dell'umidità che ne risultano sarebbero ancora sopportabili. Si può controllare la cosa con l'aiuto della figura

4.8 che, per tale valutazione, deve venir letta per  $t_m/\tau_{tot} = 0,2$ . Con un differenziale di  $\delta x = 5\%$  u.r. si ottiene un'ampiezza di oscillazione di

$\Delta x_{max} = 8,8\%$  u.r. nel funzionamento diurno  
(effetto regolante  $\delta x_{\Omega} = 24,6\%$  u.r.;  $5/24,6 = 0,20$  quindi  $f \cdot \tau_{tot} = 0,88$  circa)

$\Delta x_{max} = 11\%$  nel funzionamento notturno  
(effetto regolante  $\delta x_{\Omega} = 86,6\%$  u.r.;  $5/86,6 = 0,057$  quindi  $f \cdot \tau_{tot} = 1,1$  circa)

L'argomento principale contro l'impiego di un complesso regolante a due posizioni è il fatto che una riduzione della qualità della regolazione non porta corrispondentemente ad un'equivalente diminuzione dei costi. Ciò è dovuto al fatto che il circuito di limite richiede pur sempre di lavorare con continuità, e pertanto non sono possibili risparmi relativamente alla valvola di regolazione.

Nel calcolo della valvola di regolazione si devono chiarire ancora i dati di dimensionamento. La portata di vapore è nota ed è pari a:

$$\dot{G} = 110 \text{ kg/h}$$

però la caduta di pressione di dimensionamento  $\overline{\Delta p_v}$  non può venir dedotta dai dati a disposizione.

Dal punto di vista idraulico si è in presenza di una situazione molto semplice, quale è rappresentata dalla figura 7.7; d'altra parte è possibile solo un tipo di circuito, per cui non si rende necessaria la discussione sul circuito più opportuno. Nel calcolo di  $\overline{\Delta p_v}$  si deve osservare quanto segue:

— la pressione  $p_2$  a valle della valvola viene determinata dalle caratteristiche dell'umidificatore a vapore. Dai dati di catalogo del fabbricante si deve poter ricavare per quale pressione di vapore all'interno dell'umidificatore quest'ultimo fornisce la portata di vapore richiesta. Sia:

$$p_2 = 0,15 \text{ kg/cm}^2 \text{ per } \dot{G} = 110 \text{ kg/h}$$

- per una pressione del vapore in centrale termica  $p_0 = 6 \text{ kg/cm}^2$ , la pressione a monte della valvola di regolazione dipende solo dalla caduta di pressione nella tubazione, e quindi il diametro della tubazione stessa dovrà essere opportunamente calcolato dal tecnico del riscaldamento. Se il tecnico della regolazione ha da porre motivate condizioni relative alla pressione a monte dell'apparecchio, il tecnico del riscaldamento ha senz'altro la possibilità di accontentarlo;
- se più utilizzatori del vapore vengono alimentati da un'unica tubazione di adduzione sussiste il pericolo dell'influenza reciproca al variare della portata utilizzata. Ciò viene eliminato con l'installazione di uno stabilizzatore di pressione a monte degli utilizzatori.

Da queste considerazioni risulta che è necessario prendere in considerazione se, per ragioni di tecnica della regolazione, si debbano porre determinate con-



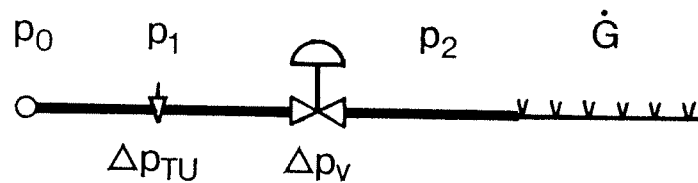


FIGURA 7.7

Schema idraulico del collegamento dell'umidificatore a vapore

- $p_0$  pressione del vapore in centrale termica  
 $p_1$  pressione del vapore a monte della valvola di regolazione  
 $p_2$  pressione del vapore tra valvola di regolazione e umidificatore a vapore  
 $\dot{G}$  portata del vapore  
 $\Delta p_{TU}$  caduta della pressione nella tubazione di mandata del vapore  
 $\Delta p_v$  caduta della pressione nella valvola

dizioni alla pressione di vapore a monte della valvola. Tali condizioni potrebbero essere quelle che sorgono da problemi collegati con la linearizzazione del complesso regolato (caratteristica della valvola) e con la creazione di una regolabilità sufficientemente ampia (ampiezza massima dell'oscillazione  $\Delta x_{max}$ ). Da ricerche compiute sulle batterie di riscaldamento a vapore (par. 6.2.2. e fig. 6.10) sappiamo che si ottiene la massima linearizzazione alla caduta di pressione critica di dimensionamento  $\Delta p_v = \Delta p_{crit}$ . Pertanto  $p_1$  deve avere per lo meno il valore:

$$p_{1min} = \frac{1,15}{0,55} - 1 = 2,1 - 1 = 1,1 \text{ kg/cm}^2$$

Vi sono 3 valori di  $k_{v_{max}}$  della serie normale dei  $k_{v_{max}}$  che rappresentano una soluzione possibile:

	$k_{v_{max}} =$	1,6	2,5	4
per $\dot{G} = 110 \text{ kg/h}$ pressione necessaria a monte della valvola	$p_1 =$	5,5	3,2	1,5 kg/cm <sup>2</sup>
a disposizione della tubazione di adduzione	$\Delta p_{TU} =$	0,5	2,8	4,5 kg/cm <sup>2</sup>
portata minima regolabile per una pressione di 6 kg/cm <sup>2</sup> a monte della valvola	$\dot{G} =$	2,2%	3,4%	5,4% di $\bar{\dot{G}}$ <sup>(2)</sup>

I calcoli necessari alla compilazione di questa tabella sono stati effettuati con un normale regolo per il calcolo delle valvole. Nel paragrafo 6.1.3. non sono state date intenzionalmente formule per il dimensionamento, bensì si è rimandato alla documentazione del fabbricante, in quanto non vi è un accordo al riguardo come nel caso dell'acqua quale fluido affluente attraverso la valvola.

<sup>(2)</sup> Valore teorico: 2% per  $\rho = 50$ .

Altri mezzi ausiliari per il dimensionamento possono pertanto dare valori che si scostano da quelli ottenuti da noi, però ciò non cambia nulla relativamente ai metodi di soluzione.

Se la tubazione di mandata del vapore può essere eseguita in modo che si possano mantenere i valori di  $\Delta p_{TU}$  allora i valori di  $k_{v_{max}}$  1,6 e 2,5 offrono una buona attitudine alla regolazione. Per  $k_{v_{max}} = 4$  si dovrebbe preinscrivere una stazione di riduzione della pressione, in modo da ridurre il campo di variazione di  $p_1$ . Si osservi che finora si è operato con i valori di  $k_{v_{max}}$  e non con i diametri nominali. Ciò dipende dal fatto che nel caso di cadute di pressione critiche, o di più grandi cadute di pressione in una valvola di regolazione per fluidi comprimibili, la normale corrispondenza tra valore del  $k_{v_{max}}$  e diametro nominale non è più opportuna. Si raccomanda di impiegare un corpo valvola tale per cui il  $k_{v_{max}}$  risulti ridotto di due gradini rispetto alla serie normale, ossia secondo i dati seguenti:

DN	15	20	25
$k_{v_{max}}$	1,6	2,5	4

Non appena, dopo aver preso contatto con l'installatore della rete di distribuzione del vapore, avremo fissato definitivamente per esempio il DN 20 con

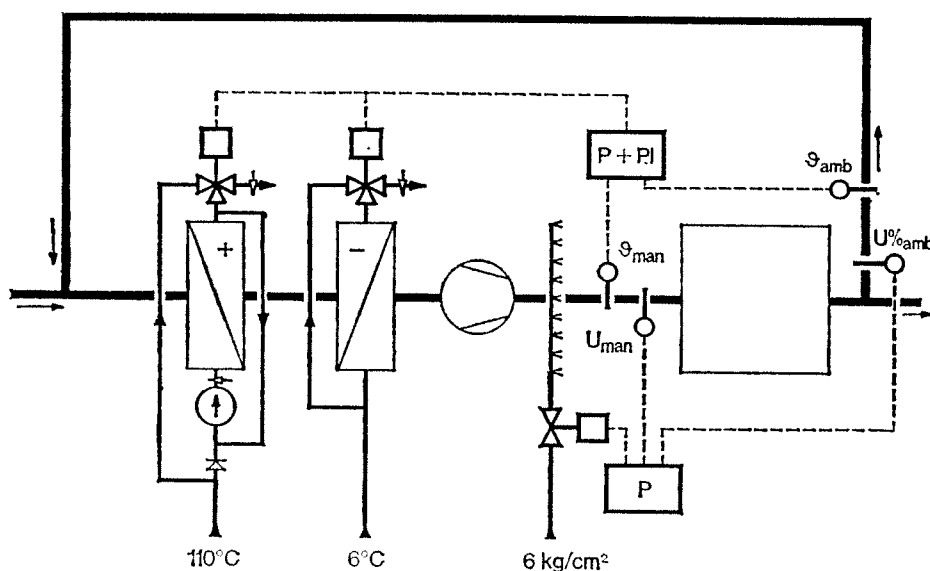


FIGURA 7.8

Forma fondamentale dello schema di regolazione

- $P$  complesso regolante del circuito di regolazione dell'umidità ambiente con limitatore di mandata
- $P + PI$  complesso regolante in cascata del circuito di regolazione della temperatura ambiente
- Lo schema deve venire completato aggiungendo gli elementi di comando, sorveglianza e sicurezza, in modo da ottenere uno schema di regolazione completo

$k_{v_{\max}} = 2,5$ , anche il progetto del circuito di regolazione dell'umidità ambiente è concluso. Dopo aver riportato in figura 7.1 i risultati per entrambi i circuiti di regolazione otterremo la forma fondamentale dello schema di regolazione, come è rappresentato in figura 7.8.

Intenzionalmente, nel presente capitolo 7. abbiamo trattato l'elaborazione dell'esempio in forma estremamente dettagliata, allo scopo di mostrare come i nostri metodi di calcolo diano una chiara risposta alle domande più diverse. Inoltre, dovrebbe essere risultato chiaramente che la difficoltà maggiore non è rappresentata dall'esecuzione dei calcoli numerici, bensì dalla ricerca di dati corretti.

Per concludere si devono sottolineare ancora una volta due punti:

- nella pratica si tende naturalmente a raggiungere un risultato valido con un minimo di lavoro. Tutte le ricerche del tipo qui mostrato devono essere portate avanti solo fintanto che ciò sia necessario ai fini delle decisioni da prendere;
- i metodi che si possono applicare al livello 0 (tabella 1.I) non sono automaticamente vietati quando si lavora al livello 1. Nella progettazione di un impianto di regolazione per la climatizzazione ci varremo sempre dell'esperienza ed esisteranno sempre casi in cui si perverrà alla proposta di soluzione per via puramente intuitiva. Però una tale proposta di soluzione non può essere impiegata direttamente per l'esecuzione definitiva, ma deve venire rielaborata al livello 1. Solo in tale maniera se ne possono trarre quei vantaggi pratici che sono stati posti come obiettivo alla base di tutto il presente volume.

## 8. simbologia

a	grandezza caratteristica di dimensionamento per gli apparecchi con trasmissione del calore (a)
$A_0$	amplificazione del circuito ( $V_0$ )
$A_{amm}$	amplificazione ammissibile del circuito ( $V_{0_{zul}}$ )
$A_{cr}$	amplificazione critica del circuito ( $V_{0_{krit}}$ )
c	calore specifico (c)
$c_a$	calore specifico dell'acqua ( $c_w$ )
$c_p$	calore specifico a pressione costante ( $c_p$ )
$c_{pA}$	calore specifico dell'aria secca ( $c_L$ )
f	frequenza delle pendolazioni nei circuiti di regolazione a due posizioni (f)
G	peso (G)
$\dot{G}$	portata in peso ( $\dot{G}$ )
H	prevalenza di una pompa di circolazione (H)
$\bar{H}$	prevalenza per portata nominale ( $H_N$ )
$H_0$	prevalenza per portata nulla ( $H_0$ )
$k_v$	coefficiente di portata ( $k_v$ )
$k_{v_{max}}$	valore nominale di portata attraverso la valvola per valvola tutta aperta: 100% della corsa ( $k_{vs}$ )
$k_{v_{min}}$	valore minimo della portata attraverso la valvola per il quale è ancora verificata la legge di linearità della caratteristica ( $k_{vr}$ )
K	coefficiente di trasmissione del calore (K)

---

### NOTA

soprassegnatura: dati del punto di dimensionamento (N)

Al termine delle singole definizioni della simbologia usata nella edizione italiana del volume, abbiamo riportato tra parentesi l'equivalente simbologia dell'edizione originale tedesca, che corrisponde alla Norma DIN 19226, Maggio 1968.

$K_r$	fattore di trasferimento del regolatore allo stato stazionario ( $K_R$ )
$K_{tot}$	fattore di trasferimento del complesso regolato allo stato stazionario ( $K_S$ )
$i$	entalpia ( $i$ )
$M$	massa ( $M$ ) - indice a ( $W$ ): acqua; indice A ( $L$ ): aria
$\dot{M}$	portata in massa ( $\dot{M}$ ) - indice a ( $W$ ): acqua; indice A ( $L$ ): aria
$p$	pressione ( $p$ )
$p_a$	pressione assoluta ( $p$ )
$P_v$	autorità della valvola nel circuito idraulico ( $P_v$ )
$p_v$	pressione del vapore ( $p_D$ )
$p_{vs}$	pressione del vapore saturo ( $p_{DS}$ )
$Q$	flusso di calore ( $Q$ )
$\dot{Q}$	quantità di calore ( $\dot{Q}$ )
$r$	calore di evaporazione ( $r$ )
$R$	costante dei gas ( $R$ )
$S$	pendenza nelle regolazioni $P + PI$ ( $S$ )
$t$	tempo ( $t$ )
$t_c$	tempo di compensazione dei sistemi di ordine superiore ( $T_g$ )
$t_m$	tempo morto ( $T_t$ )
$t_r$	tempo di ritardo dei sistemi di ordine superiore ( $T_u$ )
$t$	tempo integrale dei regolatori a caratteristica $PI$ ( $T_n$ )
$T$	temperatura assoluta in $K$ ( $T$ )
$T$	costante aerodinamica ( $T_M$ )
$U$	umidità assoluta ( $x$ )
$U\%$	umidità relativa ( $\varphi$ )
$v$	volume specifico ( $v$ )
$w$	grandezza pilota in generale ( $w$ )
$x$	grandezza regolata in generale ( $x$ )
$\bar{x}$	valore prescritto della grandezza regolata ( $x_s$ )
$y$	grandezza regolante ( $y$ )
$y'$	velocità dell'elemento finale di regolazione ( $\dot{y}$ )
$z$	grandezza perturbatrice
$\alpha$	coefficiente liminare di trasmissione del calore ( $\alpha$ )
$\delta x$	differenziale delle regolazioni a due posizioni ( $X_d$ )

$\delta x_{\Omega}$	effetto regolante dell'elemento finale di regolazione ( $X_h$ )
$\delta\theta$	scostamento ( $x_w$ )
$\Delta...$	variazione della grandezza in condizioni di equilibrio ( $\Delta...$ )
$\Delta p$	differenza di pressione ( $\Delta p$ )
$\Delta p_t$	caduta di pressione nella tubazione ( $\Delta p_{PRL}$ )
$\Delta p_{tA/R}$	differenza di pressione tra la tubazione di mandata e quella di ritorno nella rete di distribuzione ( $\Delta p_{VR}$ )
$\Delta X$	variazione della grandezza regolata ( $\Delta X$ )
$\Delta X_b$	banda proporzionale nelle regolazioni P o PI ( $X_p$ )
$\Delta X_{b-w}$	banda proporzionale del regolatore pilota nelle regolazioni P + PI ( $X_{pF}$ )
$\Delta X_{max}$	ampiezza delle oscillazioni delle regolazioni a due posizioni ( $X_{max}$ )
$\Delta y_{\Omega}$	campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione ( $Y_h$ )
$\epsilon$	efficacia della trasmissione termica ( $a$ )
$\lambda$	coefficiente di conduttività termica ( $\lambda$ )
$\mu$	grado di umidificazione dei lavatori ( $\mu$ )
$\rho$	rapporto di regolazione ( $S_v$ )
$\rho_{a/A}$	rapporto acqua/aria nei lavatori ( $\epsilon$ )
$\sigma$	superficie ( $A$ )
$\vartheta$	temperatura ( $\vartheta$ )
$\vartheta_{BS}$	temperatura a bulbo asciutto ( $\vartheta_{tr}$ )
$\vartheta_{BU}$	temperatura a bulbo umido ( $\vartheta_f$ )
$\varphi$	fattore di by-pass delle batterie di raffreddamento dell'aria con superficie bagnata ( $B_y$ )
$\tau$	costante di tempo di un elemento di ritardo del primo ordine ( $T$ )
$\tau_a$	costante aerodinamica (costante del tempo di miscelazione dell'aria in un ambiente) ( $T_M$ )
$\tau_{tot}$	costante di tempo del complesso regolato ( $T_s$ )
$\vartheta_{PR}$	temperatura del punto di rugiada ( $\vartheta_{TP}$ )
$\vartheta_a$	temperatura dell'acqua ( $\vartheta_w$ )
$\vartheta_A$	temperatura dell'aria ( $\vartheta_L$ )
$\kappa$	parametro dell'influenza nell'accoppiamento di elementi con accumulo di calore ( $\kappa$ )

*Indici impiegati più frequentemente*

amb	ambiente (R)
A	aria (L)

a	acqua (W)
est	esterna (AL)
exp	espulsione (f)
e	entrata, entrante (e)
man	mandata (zu)
max	massimo/a (max)
min	minimo/a (min)
misc	miscela (M)
r-reg	relativo al complesso regolante od al regolatore (R)
ric	ricircolo (ab)
ris	risultante (res)
tot	relativo al complesso regolato (S)
u	uscita, uscente (a)
$\Omega$	relativo all'organo finale di regolazione

*Sentiamo il dovere di rivolgere un particolare ringraziamento al prof. Evandro Sacchi, del Politecnico di Milano, che ha avuto la pazienza di elaborare l'intera simbologia adottata nella traduzione italiana del presente volume.*

## 9. indice analitico

Amplificazione del circuito A 71-72

—, ammissibile  $A_{amm}$  75

—, critica  $A_{crit}$  74

—, nel circuito di regolazione con complesso regolante P e complesso regolato di ordine superiore con condizioni di equilibrio 84 ÷ 87

Andamento della pendolazione nel complesso regolato 70

—, con complesso regolante P + complesso regolato di ordine superiore con condizioni di equilibrio 70 ÷ 74; 81 ÷ 85

—, con complesso regolante PI + complesso regolato di ordine superiore con condizioni di equilibrio 92 ÷ 96

Aria umida, grandezze di stato 16 ÷ 19

Autorità della valvola  $P_v$  156

—, per gli schemi idraulici I ... IV 199 ÷ 218

—, per lo schema idraulico V 197/198

—, esempio di calcolo per lo schema idraulico IV 231 ÷ 236

—, esempio di calcolo per lo schema idraulico II 238 ÷ 243

Banda proporzionale  $\Delta x_b$  46/47

—, formule approssimate per la sua valutazione nei complessi regolati della temperatura dell'aria 86

—, formule approssimate per la sua valutazione nei complessi regolati della temperatura ambiente 131

Batterie di raffreddamento 29

—, variazioni dello stato d'aria nelle 30

Batterie di riscaldamento 27

—, caratteristiche delle — alimentate ad acqua calda 158

—, caratteristiche delle — alimentate con vapore 164 ÷ 174

—, variazioni dello stato dell'aria nelle 28

Camera di miscelazione 23/24

—, variazioni dello stato dell'aria nella 25

Campo di funzionamento dell'elemento finale di regolazione  $\Delta y_\Omega$  44

Campo di regolazione di una batteria di riscaldamento 175 ÷ 181



- Caratteristica della valvola di regolazione 153
  - , a tre vie 193
  - , sua scelta per le batterie alimentate ad acqua calda 154 ÷ 164; 181
  - , sua scelta per le batterie alimentate a vapore 164 ÷ 172
- Circuito di regolazione della portata dell'aria 108/109
- Circuito di regolazione della pressione ambiente 144/145
- Circuito di regolazione della pressione nel condotto 104
- Classificazione dei circuiti di regolazione della climatizzazione 64
- Coefficiente di portata attraverso la valvola  $k_v$  148/149
- Combinazioni in cascata (v. complessi regolanti P + PI)
- Compensazione in funzione della grandezza perturbatrice 52; 99/100
- Comportamento del circuito di regolazione; mezzi per la descrizione del —, 9
- Complesso regolante P 43
  - , comportamento nelle strutture in parallelo 128 ÷ 132
  - , con complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $k_{tot}$ ) 73
  - , con complesso regolato ( $t_r$ ,  $t_c$ ,  $K_{tot}$ ) 83
  - , formule approssimate per la messa a punto di circuiti di regolazione con complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio 76
- Complesso regolante PI 49; 55
  - , con complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) 92
  - , formule approssimate per i circuiti di regolazione con complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio 96/97
- Complesso regolante P + PI 55
  - , applicazione ai complessi regolati della temperatura ambiente 134 ÷ 137
  - , esempio di applicazione 56
- Complesso regolante P + Z 52
  - , applicazione ai complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 98/99
- Complesso regolato ambiente 64/65
- Complesso regolato con/senza condizioni di equilibrio 60
  - , di ordine superiore con condizioni di equilibrio 59 ÷ 63
- Complesso regolato della temperatura ambiente 111 ÷ 123
  - , con complesso regolante a due posizioni 138/139
  - , con complesso regolante P 123 ÷ 133
  - , con complesso regolante PI 134/135
  - , con complesso regolante P + PI 135 ÷ 138
  - , comportamento aerodinamico dell'ambiente, risposta aerodinamica 116 ÷ 123
  - , valori sperimentali delle grandezze caratteristiche 114 ÷ 116

- Complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria 67 ÷ 69
  - , con complesso regolante a due posizioni 99 ÷ 102
  - , con complesso regolante P 69 ÷ 92
  - , con complesso regolante PI 92 ÷ 98
  - , con complesso regolante P + Z 98/99
  - , grado di difficoltà del complesso regolato  $t_r/t_c$  81 ÷ 86
  - , tempo di ritardo di sistemi di ordine superiore  $t_r$  97
- Complesso regolato dell'umidità ambiente 139 ÷ 142
  - , con complesso regolante a due posizioni 144
  - , con complesso regolante P 142 ÷ 144
- Complesso regolato dell'umidità nel condotto dell'aria 102 ÷ 105
  - , con lavatore regolato 104
  - , con umidificatore a vapore 102/103
- Condotto dell'aria
  - , come complesso regolato 65; 67 ÷ 69
  - , dinamica del 88
- Contenuto d'acqua nell'aria 16
- Costante di tempo
  - , dell'elemento di ritardo del primo ordine 63
  - , della sonda di umidità 106/107
  - , di un componente passivo 88
- Dalton, legge di 17
- Diagramma dell'aria umida, o di Mollier 19
- Diagrammi per il dimensionamento delle valvole di regolazione 177
- Dimensionamento delle valvole di regolazione 148
  - , per l'acqua 149
  - , per il vapore 150 ÷ 152
- Effetto regolante dell'elemento finale di regolazione  $\delta x_{\Omega}$  61
  - , ricerca dei valori numerici per i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 89 ÷ 92
  - , variazione nelle batterie di riscaldamento con portata d'aria ridotta 181 ÷ 189
- Efficacia della trasmissione termica  $\epsilon$  per le batterie di riscaldamento e di raffreddamento 158 ÷ 160
  - , variazioni nel caso di portata d'aria  $\dot{M}_A$  ridotta 181 ÷ 189
- Elemento di ritardo del primo ordine 62
  - , risposta al gradino 62
- Elemento di tempo morto 64
- Elementi di trattamento dell'aria 27/28
- Entalpia  $i$  16

- Fattore di by-pass  $\phi$  delle batterie di raffreddamento dell'aria con superficie bagnata 30
- Fattore di transfert  $k_r$  del complesso regolante P o PI 46
- Fattore di transfert  $k_{tot}$  del complesso regolato 59 ÷ 63
- , di una batteria di riscaldamento con valvola di regolazione 161/162
  - , di un complesso regolato della temperatura ambiente 115; 124; 130
  - , di un lavatore 91
- Grado di difficoltà  $t_r/t_c$  83
- , campo per i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 85
  - , del complesso regolato 85
  - , delle combinazioni in serie dei complessi regolati della temperatura ambiente 115
  - , delle combinazioni in serie dei complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 115
- Grado di umidificazione dei lavori  $\mu$  31
- Grandezze di stato dell'aria 16 ÷ 19
- , rappresentazione nel diagramma di Mollier 20/21
- Lavatore 31
- , variazioni dello stato dell'aria nel 32
  - , fattore di transfert (o di trasferimento) del 91
- Limite di minima temperatura dell'aria di mandata 132
- Limite di stabilità
- , del complesso regolante P + complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, k_{tot}$ ) 73
  - , del complesso regolante PI + complesso regolato ( $t_m, \tau_{tot}, k_{tot}$ ) 93
  - , del complesso regolante P + diverse strutture del complesso regolato di ordine superiore con diverse condizioni di equilibrio 82
- Livello di conoscenze 14
- Metodi di trattamento dell'aria 22
- Pendenza S
- , nelle regolazioni in cascata 57
  - , valori ammissibili per il circuito di regolazione della temperatura ambiente 137
- Precisione della regolazione statica e dinamica 77
- , per il complesso regolante P 77 ÷ 79
  - , per il complesso regolante PI 97/98
- Pressione parziale 17
- Raffreddamento, caso del — nei circuiti di regolazione con l'ambiente come complesso regolato 126/127

Rapporto acqua aria nei lavori  $\rho_{a/A}$  32

Rapporto di regolazione  $\rho$  174

Regolazione

—, a due posizioni 42

—, a caratteristica P 43

—, a caratteristica I 47

—, a caratteristica PI 49

—, a caratteristica P + Z 52

—, a caratteristica P + PI 55

—, con complesso regolato ( $t_m$ ,  $\tau_{tot}$ ,  $K_{tot}$ ) 100

—, con complesso regolato della temperatura ambiente 64 ÷ 66, 111

—, con complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria 64 ÷ 66; 67

—, con complesso regolato dell'umidità nel condotto dell'aria 102

—, in cascata 55

—, di miscelazione, nelle batterie alimentate con acqua calda 189 ÷ 192

Riscaldamento, caso del — nei circuiti di regolazione con l'ambiente come complesso regolato 126/127

Risposta al gradino

—, del complesso regolante PI 50

—, del complesso regolato 60

Schemi idraulici, forme fondamentali

—, per i collegamenti funzionali con differenza di pressione 189

—, per i collegamenti funzionanti senza differenza di pressione 197

Struttura

—, del complesso regolato della temperatura nel condotto dell'aria (combinazione degli elementi componenti) 69

—, dal punto di vista della tecnica della regolazione per i complessi regolati di ordine superiore con condizioni di equilibrio 82

Temperatura a bulbo secco  $\vartheta_{BS}$  18

Temperatura a bulbo umido  $\vartheta_{BU}$  18; 33

Temperatura al punto di rugiada  $\vartheta_{PR}$  18

Tempo integrale  $t_f$  (delle regolazioni PI) 50; 52

—, valori richiesti per i complessi regolati della temperatura ambiente 134

—, valori richiesti per i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 97

Tempo morto  $t_m$  64

Tempo di ritardo  $t_r$  60; 62

—, valori per i complessi regolati della temperatura nel condotto dell'aria 97

—, valori per i complessi regolati della temperatura ambiente 115

- Tempo di compensazione  $t_c$ 
  - , di sistemi di ordine superiore 62
- Umidificatori a vapore
  - , nei complessi regolati dell'umidità nel condotto dell'aria 106
  - , variazioni dello stato dell'aria negli 27
- Umidità
  - , assoluta U 16
  - , misura psicrometrica 33
  - , relativa U% 18
- Umidificazione dell'aria
  - , con polverizzatori d'acqua 33
  - , con vapore 26
  - , nel complesso regolato dell'umidità nel condotto dell'aria 102; 105 ÷ 108
- Variazione
  - , minima regolabile della temperatura nelle batterie di riscaldamento e di raffreddamento 176/177
- Variazioni
  - , di stato nel diagramma di Mollier 22
  - , della portata d'acqua nelle batterie di riscaldamento 158; 189

## 10. bibliografia

- [1] HÄUSSLER, W.: Lufttechnische Berechnungen im Mollier-i, x-Diagramm, Verlag Steinokpf, Dresden, 1969.
- [2] DIN 19 226: Regelungstechnik und Steuerungstechnik. Begriffe und Benennungen, Mai 1968.
- [3] SEV/ASE 0208.1960: Leitsätze « Nomenklatur der Regelungstechnik », 2. Auflage, 1960, Schweiz. Elektrotechnischer Verein, Zürich.
- [4] VDI/VDE 3526: Richtlinie Benennungen für Steuer-und Regelschaltungen, Juni 1972.
- [5.1] LENZ, H.: Dynamik der Regelstrecke von Klimaanlage, Dissertation TH Karlsruhe, 1964.
- [5.2] JUNKER, B.: Die rechnerische Bestimmung des Übertragungsverhaltens von Lufterhitzern und Luftkühlern, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung, 32 (1965) 3, S. 80 ... 85.
- [5.3] ZELENSKI, R. E. et al.: An Investigation of a Closed-Loop System for Duct Air Temperature Control, ASHRAE-Transactions 74 (1968) Part. I, S VI. 1.1. ... 9.
- [5.4] MASABUCHI, H.: Dynamic Response of Crossflow Heat Exchangers, IFAC-Congress Warschau, 1969.
- [5.5] ISERMANN, R. und JANTSCHKE, H.: Das regeldynamische Verhalten wasser- und dampfbeheizter Kreuzstromwärmeübertrager in Klimaanlage, Regelungstechnik und Prozeß-Datenverarbeitung, 18 (1970) 3, S. 115 ... 123.
- [5.6] ISERMANN, R.: Einfache mathematische Modelle für das regeldynamische Verhalten wasser- und dampfbeheizter Kreuzstrom-Lufterhitzer in Klimaanlage, Neue Technik 13 (1971) 4, S. 167 ... 174.
- [5.7] BENDER, E.: Das dynamische Verhalten von Kreuzstromwärmeaustauschern für Massentromvariationen, Regelungstechnik und Prozeß-Datenverarbeitung 20 (1972) 1, S. 13 ... 20.
- [6] LEUTENEGGER, H.-J.: Über den Einfluß passiver Elemente im Regelkreis von Klimaanlage, Neue Technik 13 (1971) 7, S. 294 ... 298.
- [7] HEMMI, P.: Das Übertragungsverhalten von Lüftungskanälen, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung, 32 (1965) 1, S. 17 ... 21.
- [8] MELION, L.: Dynamische Eigenschaften von Temperatur- und Feuchtereglern in der Klimatechnik, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung, 32 (1965) 2, S. 37 ... 47.

- [9] BARSCHDORFF, D. e BENDER, E.: Bestimmung des Zeitverhaltens kommerzieller Feuchteregler, messen, steuern, regeln 12 (1969) 8, S. 330 ... 334.
- [10] HECK, E.: Bruckregelkreise in der Luft- und Klimatechnik, Heiz.-Lüft.-Haustechn. 19 (1968) 11, S. 357 ... 379.
- [11.1] BÄUERLE, H.: Aus der Praxis der Klimaregelung, TZ f. prakt. Metallbearb. 56 (1962) 8, S. 442 ... 446.
- [11.2] JUNKER, B.: Das regeltechnische Verhalten klimatisierter Räume, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung 30 (1963) 1, S. 1 ... 4.
- [11.3] LEUTHOLD, H.: Eine experimentelle Untersuchung über das Temperatur-Übertragungsverhalten eines Versuchsraumes, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung 32 (1965) 2, S. 47 ... 55.
- [11.4] LEUTHOLD, H.: Untersuchungen über das Temperatur-Übertragungsverhalten eines Raumes, Techn. Rdsch. Sulzer 49 (1967) 1, S. 43 ... 49.
- [12.1] HEMMI, P.: Temperaturübertragungsverhalten durchströmter Räume, Dissertation Nr. 3933, ETH Zürich, 1967.
- [12.2] HEMMI, P.: Auszug aus [12.1] unter gleichem Titel, Neue Technik 9 (1967) A 6, S. 344 ... 356.
- [12.3] HEMMI, P.: Temperatur- und Feuchteverhalten klimatisierter Räume, Schweiz. Bl. f. Heizung und Lüftung 36 (1969) 1, S. 8 ... 14.
- [13] HEMMI, P.: Systematische Untersuchungen über die Temperatur- und Feuchtedynamik von typräumen, Neue Technik 13 (1971) 5, S. 205 ... 217.
- [14] PROFOS, P.: Atlas des Feuchte- und Temperatur-Übertragungsverhaltens klimatisierter Räume, Vulkan-Verlag Dr. W. Classen, Essen, 1972.
- [15] VDI/VDE 2173: Richtlinie Strömungstechnische Kenngrößen von Stellventilen und deren Bestimmung, September 1962.
- [16] BAYER, C. e KOCH-EMMERY, W.: Das stationäre Betriebsverhalten von wasserbeheizten Lufterhitzern bei verschiedenen Lastzuständen, Gesundheits-Ingenieur 90 (1969) 3, S. 87 ... 93.
- [17] WÜRSTLIN, D.: Verbesserung der Grundregelkreise in der Klimatechnik durch Änderung der Verfahren und Einsatz geeigneter Regeleinrichtungen, Gesundheits-Ingenieur 89 (1968) 9, S. 267 ... 276.
- [18.1] BAYER, C.: Das Beharrungsverhalten von Wärmeaustauschern bei veränderten Betriebsbedingungen, Aus der GEA-Forschung, Sonderheft 1971.
- [18.2] BAYER, C.: Diagramm zur Umrechnung von Leistungsdaten von Wärmeaustauschern auf veränderte Betriebsbedingungen, Gesundheits-Ingenieur 93 (1972) 7, S. 193 ... 202.
- [19] OPPELT, W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge. Verlag Chemie, Weinheim/Bergstraße, 1964.
- [20] WEBER, F.: Messen, Regeln und Steuern in der Lüftungs- und Klimatechnik. VDI-Verlag, Düsseldorf, 1965.
- [21] JUNKER, B.: Die Planung der Regeleinrichtungen zu lüftungstechnischen Anlagen. IKZ, Fachzeitschrift für Sanitär- und Heizungstechnik 24 (1969) 6, S. 294 ... 300.
- [22] JUNKER, B.: Die Bedeutung der Hilfsenergie bei der Heizungs- und Klimaregelung. Heiz.-Lüft.-Haustechn. 18 (1967) 5, S. 161 ... 164.