

AERMEC

Via Roma, 44

Bevilacqua (VR) – ITALIA

ESEMPI DI PROGETTAZIONE IMPIANTISTICA

ESEMPIO DI PROGETTAZIONE E2

IMPIANTO A TUTTA ARIA PER SALA RIUNIONI

INDICE GENERALE

1. Analisi dell'utenza ai fini delle scelte impiantistiche	pag. 4
2. Parametri di progetto	pag. 5
3. Calcolo dei carichi termici estivi ed invernali: analisi dei risultati	pag. 7
4. Individuazione della portata d'aria dell'impianto e dei trattamenti termofici necessari	pag. 8
5. Sistema di distribuzione, ripresa ed espulsione dell'aria, rete canalizzazioni	pag. 19
6. Selezione del condizionatore centrale per il trattamento dell'aria	pag. 28
7. Circuiti idraulici di alimentazione delle batteria	pag. 37
8. Centrale termica e frigorifera	pag. 42
9. Regolazione automatica dell'impianto	pag. 51

Allegato 1: tabulati di calcolo

Tabulati 1 e 2 – calcoli estivi ed invernali per locale sala riunioni	pag. 56
Tabulati 3 e 4 – calcoli estivi ed invernali per l'intero edificio	“ 60

Indice della tavole grafiche allegate

Tavola T0/A	: schema funzionale (soluzione A)
Tavola T0/B	: schema funzionale (soluzione B)
Tavola T1	: rete canalizzazioni e tubazioni piano interrato
Tavola T2	: rete canalizzazioni piani terra e primo

Indice delle tabelle

Tabella 1	: portate di aria esterne	pag. 5
Tabella 2	: ricambi aria m ³ /h per persona, nella pratica progettuale	“ 6
Tabella 3	: fattori di by-pass (BPF)	“ 8
Tabella 4	: punti caratteristici di funzionamento	“ 12
Tabella 5	: perdite di carico nei canali di mandata	“ 27
Tabella 6	: perdite di carico nei canali di ripresa	“ 27
Tabella 7	: portate aria dei condizionatori Aermec serie CAD	“ 28
Tabella 8	: caratteristiche della batterie di scambio termico	“ 29
Tabella 9	: prestazioni ventilatori di mandata	“ 32
Tabella 10	: prestazioni ventilatori di ripresa	“ 32
Tabella 11	: componenti la centrale di trattamento aria	“ 33
Tabella 12	: dati tecnici di funzionamento	“ 35
Tabella 13	: dati dimensionali della centrale	“ 36
Tabella 14	: dimensionamento circuito batterie di riscaldamento	“ 38
Tabella 15	: dimensionamento circuito batteria di raffreddamento	“ 38
Tabella 16	: risultati scelta gruppo frigorifero soluzione “A”	“ 44
Tabella 17	: coefficienti di espansione dell'acqua	“ 45
Tabella 18	: risultati scelta gruppo frigorifero soluzione “B”	“ 49

Indice della figure

Figura 1	: punti caratteristici sul diagramma psicrometrico	pag. 9
Figura 2	: trasformazioni estive sul diagramma psicrometrico	“ 13
Figura 3	: trasformazioni estive sul diagramma psicrometrico	“ 14
Figura 4	: trasformazioni invernali sul diagramma psicrometrico	“ 17
Figura 5	: diagramma dimensionamento canali circolari	“ 24
Figura 6	: conversione da canali circolari in rettangolari equivalenti	“ 25
Figura 7	: coefficienti di perdita di carico concentrata nei canali	“ 26
Figura 8	: diagramma perdite di carico nelle tubazioni	“ 39
Figura 9	: coefficienti di perdita di carico concentrata	“ 40
Figura 10	: coefficienti di perdita di carico concentrata	“ 41
Figura 11	: resistenza al passaggio dell'acqua	“ 53
Figura 12	: schemi di circuiti ad iniezione	“ 54

1. ANALISI DELL'UTENZA AI FINI DELLE SCELTE IMPIANTISTICHE

La sala riunioni che si vuole climatizzare é destinata a contenere 250 persone ed ha un volume di 2861 m³, essa viene considerata parte integrante dell'edificio descritto nell'esempio impiantistico E1, ma il caso in esame può considerarsi del tutto generico e riferito anche ad un edificio indipendente dotato di propri impianti di generazione e distribuzione dei fluidi primari termovettori.

In ogni caso la climatizzazione di una sala per riunioni comporta l'esigenza di poter disporre di un impianto di climatizzazione in grado di fare fronte alle esigenze di:

- bilanciamento dei carichi termici sensibili sia estivi che invernali dovuti alle dispersioni o alle rientrate di calore per trasmissione e irraggiamento con l'esterno;
- bilanciamento dei carichi termici sensibili e latenti, sia estivi che invernali dovuti ai carichi interni generati dalle persone, dall'illuminazione e dalle apparecchiature elettriche presenti;
- controllo del tasso di ventilazione, possibilmente in funzione del numero di persone presenti;
- possibilità di eventuale recupero del calore dell'aria di espulsione;
- eliminazione della presenza in ambiente di unità terminali locali soggette a manomissione da parte del pubblico oltre che, a volte, esteticamente non facilmente collocabili o tecnicamente inadatte, (come nel caso di ambienti di elevata volumetria), ad assicurare una corretta distribuzione dell'aria.

Per quanto attiene alle caratteristiche geometriche e termofisiche dell'edificio si fa riferimento a quelle dell'esempio impiantistico E1; alla sala riunioni é attribuito il numero identificativo 51 come indicato sulle tavole grafiche illustrative allegate.

2 PARAMETRI DI PROGETTO

Condizioni termico igrometriche esterne

Vengono assunte a base di calcolo le condizioni climatiche esterne tipiche di Padova (in particolare riferite al mese di Luglio per la situazione estiva) e che prevedono:

Estate: $t = 32\text{ °C}$ u.r. = 50%
Inverno: $t = -5\text{ °C}$ u.r. = 90%
Escursione termica giornaliera 11 °C .

Condizioni termico igrometriche interne

Si ritiene di poter confermare, anche per questo tipo di utenza le medesime condizioni interne previste in precedenza, tenendo presente che l'attività svolta nella sala riunioni é mediamente sedentaria e che le caratteristiche di temperatura media radiante e di velocità dell'aria sono molto simili a quelle previste nell'esempio precedente.

Valgono pertanto i seguenti valori:

Estate: $t = 26\text{ °C}$ u.r. = 50%
Inverno: $t = 20\text{ °C}$ u.r. = 45%

Tasso di ventilazione

Nella sala riunioni é previsto un affollamento massimo di 250 persone, con una volumetria complessiva di 2861 m^3 , da cui risulta un volume di circa 11 m^3 per persona presente.

La tabella 1 riporta i valori di aria di ricambio per persona in funzione del volume ambiente come da indicazione della norma UNI10339 al punto 9.1.1.1. "locali di pubblico spettacolo e di riunione".

Tabella 1 - Portate di aria esterna

Volumetria disponibile	Caso A	Caso B
V/n	Gs	Gs
($\text{m}^3/\text{persona}$)	($\text{m}^3/\text{h persona}$)	($\text{m}^3/\text{h persona}$)
< 15	25	50
15 - 45	$30 - V/3n$	$2(30 - V/3n)$
> 45	15	30

V = volume lordo locale(i) (m^3);

n = numero di persone presenti;

Gs = portata volumica specifica di aria esterna.

I valori riportati nella colonna "Caso A" si applicano ai locali nei quali é vietato fumare.

I valori riportati nella colonna "Caso B" si applicano ai locali nei quali é consentito fumare e ai locali nei quali vengono svolte attività sportive o assimilabili.

Per i locali in cui è consentito fumare, necessita fare riferimento alla legge 16/01/2003 n° 3 art. 51 (G.U. 20/01/2003) e successiva modifica nella legge n° 306 del 31/10/2003 e al D.P.C.M. 23/12/2003.

Ai sensi della norma UNI10339 che a sostituito la UNI5104, risultando il volume ambiente disponibile inferiore a 15 m³/persona ed essendo inteso il divieto di fumare, si prevede di garantire non meno di 25 m³/h di aria di rinnovo per persona.

Valori tipici di tassi di ricambio dell'aria derivati dalla pratica progettuale corrente sono raccolti nella tabella 2.

Tabella 2 - Ricambi d'aria in m³/h per persona (o Volumi ambiente/h)

Descrizione dei locali	valore ottimale (m ³ /h)	valore minimo (m ³ /h)
Appartamenti	35	17
Stanze da bagno	2 Vol/h	1 Vol/h
Cucine e gabinetti	3-5 Vol/h	1 Vol/h
Banche	18	12
Istituti di bellezza	17	13
Laboratori	34	25
Magazzini deposito	13	8
Farmacia	20	15
Magazzini di vendita dettaglio	17	13
Negozi da barbiere	25	20
Ospedali - sale operatorie	100% aria est.	
Ospedali - stanze degenze	50	40
Ospedali - infermerie per contagiosi	60	-
Ospedali - infermerie per partorienti	65	-
Ospedali - corsie	34	17
Ristoranti - caffè	30	20
Ristoranti - sale da pranzo	30	20
Sale da cocktail	68	42
Sale da riunione	60	30
Stanze d'albergo	40	30
Teatri	30	20
Uffici generali	25	15
Uffici privati	30	20
Stabilimenti e bagni idroterapici	2 Vol/h	2 Vol/h

Carichi interni ed apparati elettrici

Si ipotizza la presenza di un sistema distribuito di illuminazione con lampade a fluorescenza e di tipo alogeno per un totale di 6500 Watt cui vanno aggiunti ulteriori 2750 Watt per apparecchiature di proiezione e per l'amplificazione sonora.

Livello di rumorosità

All'interno della sala, che sarà caratterizzata da un tempo di riverberazione dell'ordine di 1 secondo, si richiede che il funzionamento degli impianti in condizioni di sala vuota e arredata non determini un livello di pressione sonora superiore a 35 dB(A).

3 *CALCOLO DEI CARICHI TERMICI ESTIVI ED INVERNALI*

Il calcolo dei carichi termici viene condotto facendo riferimento alle caratteristiche termofisiche dell'involucro edilizio, all'orientamento del fabbricato ed alla collocazione geografica già individuate, utilizzando il programma MASTER di AERMEC basato sull'impiego delle differenze di temperatura equivalenti e dei fattori di accumulo dei carichi dovuti all'irraggiamento solare e all'illuminazione.

Per la situazione estiva risultano i seguenti contributi al carico termico massimo:

- trasmissioni attraverso le strutture	5382 Watt
- irraggiamento solare	6649 Watt
- carico interno sensibile per illuminazione ed apparecchiature elettriche	9250 Watt
- carico interno sensibile dovuto alle persone (mediamente 64 W/persona)	16000 Watt
- carico interno latente dovuto alle persone (mediamente 69 W/persona)	17500 Watt
- carico sensibile complessivo in ambiente	37281 Watt
- carico totale complessivo in ambiente	54781 Watt
- fattore termico ambiente	$R = 37281/54781 = 0.680$
- ora del massimo carico	16

Per la situazione invernale risulta:

- carico termico per trasmissione attraverso le strutture:	42244 Watt
--	------------

I risultati dei calcoli di potenza termica e frigorifera per la sala riunioni sono riportati in dettaglio nei tabulati 1 e 2 mentre i medesimi calcoli estesi all'intero edificio per uffici (compreso la sala riunioni) sono riportati nei tabulati 3 e 4.

Come si può notare non sono stati evidenziati fra i carichi termici dell'ambiente quelli dovuti all'aria esterna di ventilazione.

Ciò in quanto, in un impianto del tipo a tutta aria, il trattamento dell'aria esterna avviene all'interno dello stesso condizionatore centrale che realizza le trasformazioni termoigrometriche dell'aria necessarie per il bilanciamento dei carichi termici precedentemente individuati, senza che questo tipo di carico vada ad interessare direttamente l'ambiente.

Si fa presente a questo proposito che è prassi progettuale prevedere il mantenimento di questi ambienti sempre in leggera sovrappressione rispetto all'esterno ed agli eventuali locali circostanti, in modo che vi sia un flusso di aria mediamente uscente dalla sala per evitare indesiderati ingressi di aria non trattata.

4 INDIVIDUAZIONE DELLA PORTATA D'ARIA DELL'IMPIANTO E DEI TRATTAMENTI TERMOFISICI NECESSARI

Funzionamento estivo

Una volta nota l'entità ed il tipo di carico termico e frigorifero presenti in ambiente, é necessario individuare con precisione la portata d'aria necessaria per fare fronte al carico più gravoso che, normalmente, coincide con quello di raffreddamento e deumidificazione estivo.

A tal fine é particolarmente utile utilizzare il diagramma psicrometrico dell'aria umida sul quale si possono identificare i punti caratteristici delle condizioni ambientali estive (A) ed invernali (B), quelli corrispondenti alle condizioni esterne estive (C) ed invernali (D) (vedi figura 1).

E' possibile tracciare per il punto (A) la retta chiamata "retta ambiente" e caratterizzata da una inclinazione pari al fattore termico ambiente (R) precedentemente calcolata. Tale retta incontra la curva di saturazione in un punto che consente di individuare anche la minima portata d'aria teoricamente sufficiente a soddisfare contemporaneamente le esigenze termiche e igrometriche estive dell'ambiente.

Il punto di immissione dell'aria in ambiente deve trovarsi su questa retta per garantire il soddisfacimento, nelle proporzioni richieste, sia dei carichi sensibili che di quelli latenti dell'ambiente.

La portata d'aria trattata deve inoltre garantire la ventilazione dell'ambiente e si richiede perciò di provvedere all'immissione di una quantità di aria esterna individuabile in base al numero di persone presenti ed al tasso di ricambio previsto e cioè:

$$W_{est} = 250 \times 25 = 6250 \text{ m}^3/\text{h}$$

Per poter individuare la portata totale di aria é necessario fare ricorso a due nuovi parametri tipici di una batteria alettata e cioè il fattore di by pass (BF) e la temperatura media superficiale. Il fattore di by-pass é definito come rapporto fra la massa di aria che attraversa la batteria senza subire alcuna trasformazione e la massa totale di aria transitata; esso dipende dalle caratteristiche costruttive della batteria (quali il numero di ranghi, il diametro e la disposizione dei tubi, il passo, la forma delle alette) e dalla velocità di attraversamento della batteria da parte dell'aria.

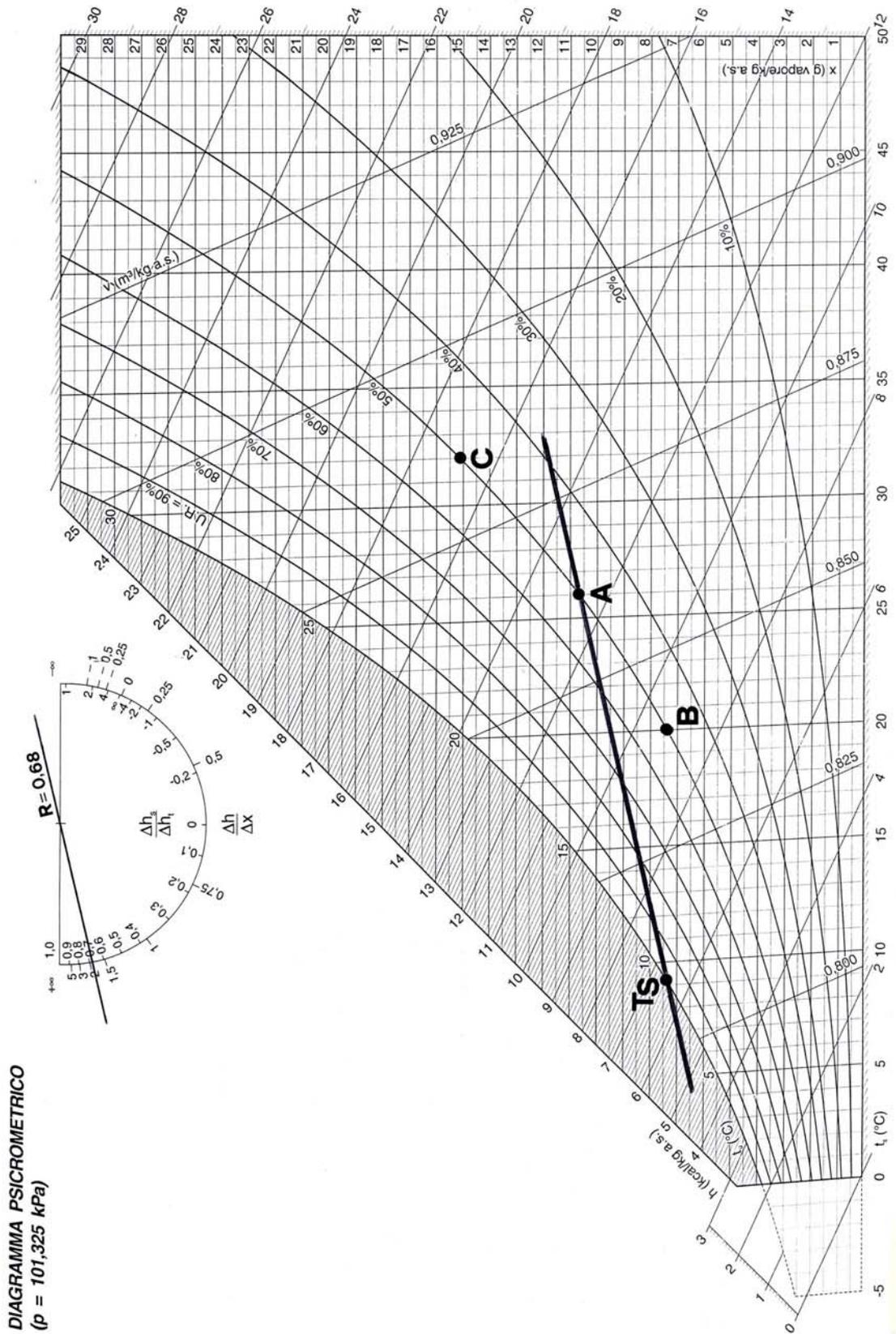
Superfici molto estese e velocità di attraversamento molto basse, consentono un intimo contatto dell'aria con la batteria e quindi maggiori probabilità che si possa ottenere aria uscente a condizioni corrispondenti a quelle medie della superficie della batteria.

A titolo orientativo valga la tabella 3, qui di seguito riportata valida per batterie con geometria sfalsata 60 x 30 mm con tubazione da 5/8" di diametro e passo delle alette 2,5 mm.

Tabella 3 - Fattore di by-pass (BF)

Velocità aria (frontale in m/s)	Numero di ranghi		
	4	6	8
2,0	0,23	0,09	0,04
2,5	0,27	0,12	0,06
3,0	0,31	0,15	0,09

Figura 1



La temperatura media della superficie della batteria di raffreddamento dipende essenzialmente dalle condizioni di ingresso e uscita del fluido termovettore e dell'aria, oltre che dalle caratteristiche costruttive della batteria stessa.

Tale temperatura si individua, sul diagramma psicrometrico, all'intersezione della curva di saturazione con una qualsiasi retta tracciata per il punto di ingresso dell'aria nella batteria ed avente inclinazione variabile a seconda del tipo di trattamento effettuato sull'aria.

Detta inclinazione cresce man mano che si passa da trattamenti di solo raffreddamento sensibile, caratterizzati da modeste differenze entalpiche fra le condizioni di ingresso e uscita dell'aria dalla batteria, a trattamenti che comportano notevole deumidificazione, caratterizzati da rilevanti differenze entalpiche.

Viene formulato qui di seguito un criterio di massima per valutare la fattibilità di determinati trattamenti, (in particolare quelli di raffreddamento e deumidificazione), in relazione alla temperatura dell'acqua refrigerata disponibile oppure per determinare quest'ultimo parametro in funzione delle condizioni che si vogliono ottenere in uscita dalla batteria:

- per trattamenti con deumidificazione molto ridotta o nulla e pertanto con salti entalpici ridotti, (tipici dei trattamenti a tutto ricircolo di aria ambiente), la temperatura media della batteria di scambio sarà intermedia fra quelle di ingresso e uscita dell'acqua refrigerata;
- per trattamenti con deumidificazioni non molto elevate, caratterizzati da salti entalpici medi (tipici dei trattamenti con percentuali di aria esterna non superiori al 30%), la temperatura media della batteria di scambio sarà di $0,5 \div 1,5$ °C inferiore a quella della temperatura di uscita dell'acqua refrigerata;
- per trattamenti con elevata deumidificazione, caratterizzati da salti entalpici rilevanti (tipici dei trattamenti con elevato tasso di aria esterna), la temperatura media della batteria di scambio sarà di $0,5 \div 1,5$ °C superiore alla temperatura di uscita dell'acqua refrigerata.

A causa della stretta interdipendenza fra le variabili coinvolte nei processi di scambio termico, per procedere è necessario fissare alcuni valori dei parametri fin qui considerati e verificare il comportamento degli altri, tenendo presenti anche i seguenti aspetti:

- la portata d'aria totale deve garantire il tasso di ventilazione previsto in ambiente;
- a meno di non ricorrere a distribuzione dell'aria del tipo "spot", come ad esempio nei casi di immissione sotto poltrona o dallo schienale degli arredi, utilizzando sistemi tradizionali con diffusione dall'alto, necessita assicurare almeno 5÷6 ricircoli orari in ambiente se si vogliono evitare zone di ristagno dell'aria e conseguenti disuniformità di temperatura.

Da questo consegue che, nel nostro caso, la portata totale di aria dovrà essere di almeno 14500 - 17500 m³/h il che equivale, considerata la portata di ventilazione di 6250 m³/h, ad operare con una percentuale di aria esterna del 36 ÷ 43%.

Stabilita ad esempio in 7 °C la temperatura dell' acqua refrigerata entrante in batteria e prevedendo una temperatura di uscita dalla stessa di 12 °C, considerato il fatto che si dovrà operare con una portata di aria esterna piuttosto elevata e adottando il criterio precedentemente indicato, si può ipotizzare che la temperatura media superficiale della batteria risulterà di almeno 0,5 °C superiore alla temperatura di uscita dell'acqua dalla batteria e cioè di circa 12,5 °C.

Il procedimento di determinazione dei vari punti caratteristici di funzionamento dell'impianto procede, per successive approssimazioni, utilizzando il diagramma dell'aria umida; si fissa ad esempio, come valore di primo tentativo, una portata totale di 17500 m³/h. E' così possibile individuare il punto di miscela (M) tra l'aria esterna e quella ambiente nelle rispettive condizioni di progetto estivo (figura 2).

Congiungendo tale punto con quello corrispondente alla temperatura media superficiale della batteria, precedentemente ipotizzato (12,5 °C), si può innanzi tutto notare che la retta così risultante, detta "retta di lavoro della batteria", non incontra quella, detta "retta ambiente", rappresentativa del fattore termico ambientale (R).

Questa situazione rende indispensabile il ricorso ad un ulteriore trattamento dell'aria prima della sua immissione in ambiente; si tratterà in pratica di un riscaldamento sensibile dell'aria e cioè di una trasformazione a umidità specifica costante, fino alla temperatura cui corrisponde l'intersezione con la retta ambiente.

Questo valore di temperatura può essere calcolato analiticamente una volta fissata (anche in via preliminare) la portata totale dell'impianto; detta portata infatti deve essere in grado di controbilanciare il carico sensibile dell'ambiente.

Deve risultare cioè:

$$W_{tot} \times 0,35 \times (t_a - t_{imm}) = Q_{sens. amb.}$$

sostituendo i valori numerici risulta:

$$17500 \times 0,35 \times (26 - t_{imm}) = 37281 \quad \text{da cui : } t_{imm} = 19,9 \text{ °C}$$

Conducendo una retta orizzontale per il punto (C) in corrispondenza al valore di temperatura di immissione testé calcolato si interseca la retta di lavoro della batteria nel punto (B), corrispondente all'effettivo punto di uscita dell'aria dalla batteria.

Questo consente di calcolare anche il fattore di by-pass richiesto allo scambiatore; é sufficiente infatti valutare il rapporto fra le lunghezze dei segmenti SB e SM, dopodiché alla luce di quanto riportato nella Tabella 1, si può avere una indicazione circa il numero di ranghi necessari per la batteria di scambio.

Effettuato questo primo tentativo di risoluzione del problema, si può ora procedere a ritroso fissando, per maggior semplicità, anche dal punto di vista della regolazione, in 20 °C la temperatura di immissione dell'aria in ambiente.

Risulta perciò:

$$W_{tot} = 37281 / [0,35 \times (26 - 20)] = 17753 \text{ m}^3/\text{h}$$

La portata così calcolata, arrotondata a 17750 m³/h (4930 l/s) assicura un numero di ricircoli in ambiente di 6,2 Vol/h e sarà costituita per il 35% da aria esterna.

Viene così definitivamente determinato anche il punto di miscela (M1) fra l'aria ambiente e l'aria esterna e si può procedere alla definizione delle condizioni operative della batteria di raffreddamento e deumidificazione, al suo dimensionamento ed alla verifica della sua effettiva capacità di portare l'aria nelle condizioni di temperatura e umidità relativa desiderate.

Tracciando infatti sul diagramma psicrometrico i punti di funzionamento progettuali e quelli ora definiti, si fissano le condizioni operative riportate qui di seguito in Tabella 4 e che fanno riferimento alla figura 3.

Il fattore di by-pass della batteria, dato dal rapporto dei segmenti S1B1/S1M1, risulta essere di 0,06 il che indirizza la scelta su una batteria a 8 ranghi, operante con una velocità frontale di 2,5 m/s.

Tabella 4 - Punti caratteristici di funzionamento
(vedi diagramma di figura 3)

Grandezza	Punto di funzionamento			
	M1	B1	C1	S1
Temperatura a b.s. (°C)	28,1	13,5	20,0	12,5
Umidità relativa (%)	50,7	96,0	63,2	100
Entalpia (kJ/kg a.s.)	59,48	37,19	44,3	36,5
Umidità spec. (g/kg a.s.)	12,3	9,5	9,5	9,2

Si può così calcolare la potenza frigorifera (Pf) necessaria per la batteria di raffreddamento e deumidificazione:

$$Pf = 17750 \times 1,2 \times (59,48 - 37,19) / 3,6 = 131882 \text{ Watt}$$

La portata di acqua refrigerata (Wf) con cui alimentare la batteria di raffreddamento risulta dalla relazione:

$$Wf = 131882 \times 0,86 / (12 - 7) = 22683 \text{ l/h (6,3 l/s)}$$

La potenza termica estiva massima di post-riscaldamento (Ppost.est.) risulta pari a:

$$P_{\text{post.est.}} = 17750 \times 0,35 \times (20 - 13,5) = 40381 \text{ Watt}$$

Ai fini del calcolo della potenza di questa batteria, non si è tenuto conto del contributo fornito dal calore generato dal motore del ventilatore.

Figura 2

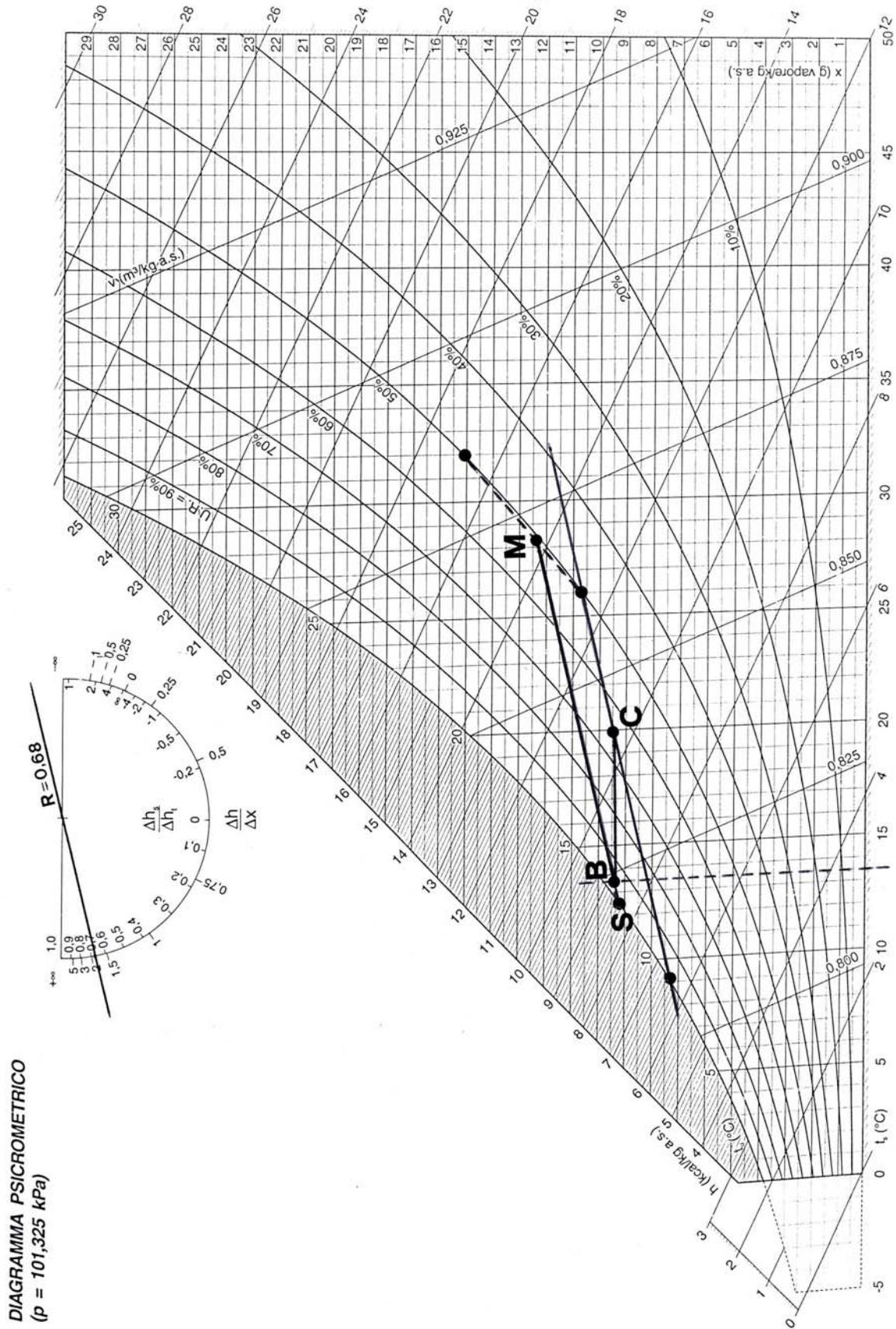
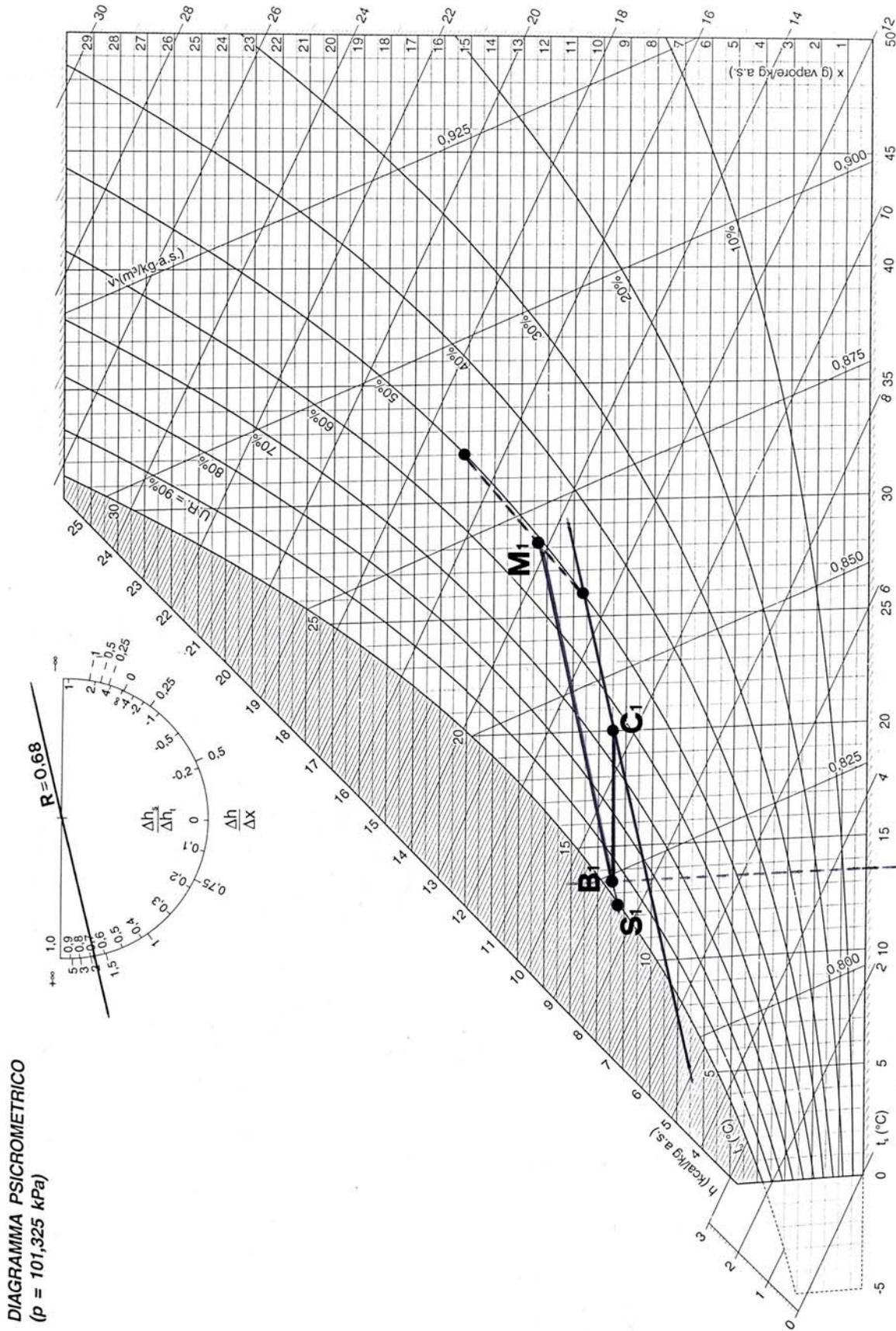


Figura 3



Funzionamento invernale

Fissata in 17750 m³/h la portata d'aria totale del condizionatore centrale, si procede anche alla individuazione dei trattamenti e dei relativi punti operativi per il funzionamento invernale, quando all'apparecchiatura si richiede di bilanciare il carico termico di dispersione dell'edificio e di assicurare il rinnovo dell'aria, provvedendo contemporaneamente al controllo dell'umidità specifica dell'aria immessa nell'ambiente.

Come é rilevabile dal diagramma psicrometrico la miscela di aria esterna ed aria ambiente, nelle condizioni di progetto, ha un contenuto di umidità specifica di 4,9 gr/kg a.s., inferiore a quella dell'ambiente che é di 6,6 gr/kg a.s.; anche tenendo in considerazione l'apporto di umidità degli occupanti, valutabile sulla base di circa 40 Watt/persona, in 0,78 gr/kg a.s., come risulta dalla relazione:

$$D_x = (250 \times 40) / (0,6 \times 1,2 \times 17750) = 0,78 \text{ gr/kg a.s.}$$

$$(6,6 - 0,78) = 5,82 \text{ gr/kg a.s. (valore di umidità assoluta dell'aria immessa)}$$

si rende necessario, per il funzionamento nelle condizioni di progetto, prevedere un sistema di umidificazione dell'aria.

Tra i vari sistemi disponibili nella tecnica si ricordano quelli a vapore vivo (prodotto centralmente da caldaia o localmente mediante energia elettrica), quelli con acqua a perdere (a nebulizzazione o con superficie di scambio) e quelli a ricircolo d'acqua (con nebulizzazione o con pacco evaporante).

Ciascuno di questi sistemi é caratterizzato da differenti modalità operative ed efficienza di umidificazione.

Si ricorda che l'efficienza di un sistema di umidificazione ad acqua é il rapporto fra l'incremento di umidità specifica effettivamente ottenibile e quello massimo teorico corrispondente a portare l'aria entrante fino alle condizioni di saturazione (sul diagramma psicrometrico tale efficienza può essere definita dal rapporto dei segmenti DC/DS nel diagramma di figura 4).

L'umidificazione dell'aria per saturazione é un processo assimilabile ad una trasformazione di tipo adiabatico e comporta il raffreddamento sensibile dell'aria stessa per compensare il calore latente di vaporizzazione dell'acqua.

La temperatura di uscita dell'aria dal sistema di saturazione é determinata dalla temperatura di ingresso e dall'efficienza del sistema di umidificazione.

Quando, come nel caso in esame, é già prevista la presenza di una batteria di post-riscaldamento per il funzionamento estivo, si utilizza la medesima batteria, posta a valle del sistema di umidificazione, per effettuare anche il post-riscaldamento invernale dell'aria che consente di bilanciare le dispersioni delle strutture dell'edificio.

E' poi utile che l'aria in uscita dall'umidificatore sia in grado, in particolare nelle mezze stagioni, di asportare il calore sensibile generato in ambiente dalla presenza di persone e dai carichi elettrici.

Ipotizzando che questi carichi siano dello stesso ordine di quelli estivi di progetto deriva che, nel caso in esame, essi ammontano a circa 26,7 kW e cioè al 63% del massimo carico di dispersione invernale dell'edificio.

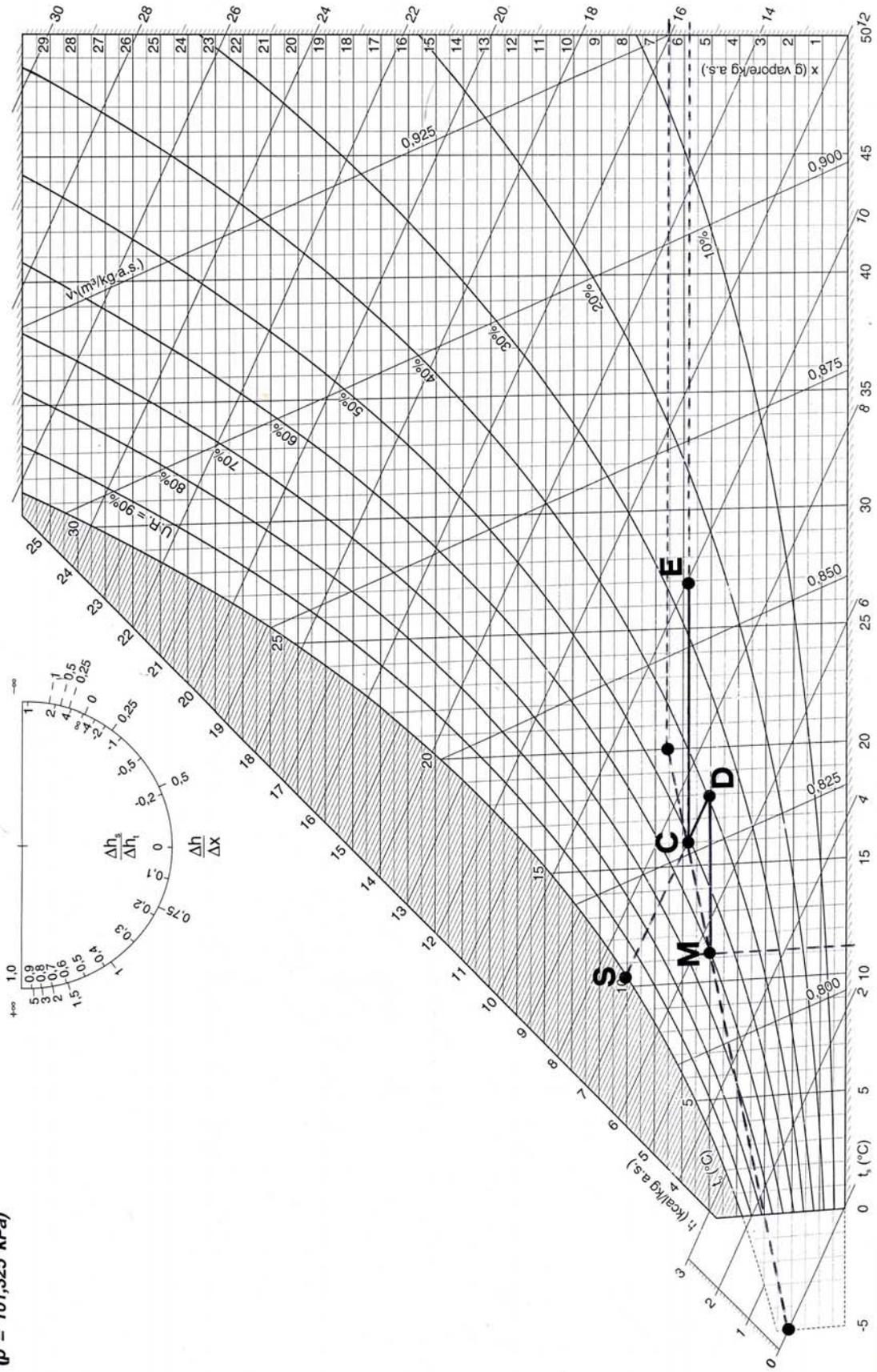
Per bilanciarli é necessario immettere l'aria in ambiente ad una temperatura di almeno 4,3 °C inferiore di quella invernale di progetto e cioè a 16 °C. Risulta infatti:

$$26700 / (0,35 \times 17750) = 4,3 \text{ °C}$$

Nel caso in esame viene impiegato un sistema di umidificazione del tipo con spruzzamento, caratterizzato da un'efficienza massima di circa il 40%, con alimentazione di acqua a perdere direttamente da acquedotto.

Figura 4

DIAGRAMMA PSICROMETRICO
 (p = 101,325 kPa)



Determinazione della trasformazione dell'umidificazione (grafico)

Si fissa il rendimento di umidificazione:

sono noti i punti XM e XC = XE = X (valore uscita richiesto) per cui si ricava:

$$\eta_{\text{sat.}} = \frac{XC - XM}{XS - XM}$$

Dalla relazione precedente si ricava :

$$XS = XM + (XC - XM) / \eta_{\text{sat.}}$$

Essendo fissati il punto di miscela invernale (M), l'umidità specifica dell'aria in uscita e l'efficienza dell'apparato di umidificazione, si può identificare la temperatura dell'aria alla fine del processo di umidificazione, verificando nel contempo che essa risulti inferiore o uguale al valore precedentemente indicato di 16°C. Dal diagramma psicrometrico si individua così la temperatura di uscita dell'aria, dalla batteria di preriscaldamento (punto D) (figura 4) e con essa la potenza termica della batteria di preriscaldamento, in base alla relazione:

$$P_{\text{pre.}} = 17750 \times 0,35 \times (17,8 - 11,2) = 41002 \text{ Watt}$$

La temperatura massima invernale di immissione dell'aria in ambiente si calcola immediatamente, note le dispersioni dell'ambiente e risulta di 26,8 °C (punto E del diagramma psicrometrico) come verificabile dalla formula:

$$20 + [42244 / (17750 \times 0,35)] = 26,8 \text{ °C}$$

La batteria di post-riscaldamento, nel funzionamento invernale, dovrà garantire una potenza termica pari a:

$$P_{\text{post. inv.}} = 17750 \times 0,35 \times (26,8 - 16) = 67095 \text{ Watt}$$

Questo valore risulta superiore a quello precedentemente calcolato per la situazione di post-riscaldamento estivo e va considerato vincolante ai fini del dimensionamento della batteria.

Anche in questo caso non si tiene conto degli apporti di calore forniti all'aria dal motore elettrico del ventilatore.

La potenza termica per il funzionamento invernale dell'intero impianto si calcola come somma delle due potenze di pre e post riscaldamento e risulta pertanto di:

$$41002 + 67095 = 108097 \text{ Watt}$$

La portata di acqua calda necessaria per il preriscaldamento ed il post-riscaldamento si calcola considerando la temperatura dell'acqua entrante (pari a 75 °C) ed il salto termico sulle batterie, che normalmente é di 15 °C (ma può variare da 10 °C a 20 °C in relazione alle esigenze specifiche).

Nel caso in esame risulta così:

$$W_{\text{pre}} = (41002 \times 0,86) / (75 - 60) = 2351 \text{ l/h (0,653 l/s)}$$

$$W_{\text{post}} = (67095 \times 0,86) / (75 - 60) = 3847 \text{ l/h (1,069 l/s)}$$

5 - SISTEMA DI DISTRIBUZIONE, RIPRESA ED ESPULSIONE DELL'ARIA RETE DI CANALIZZAZIONI

Tutti i trattamenti dell'aria fin qui definiti verranno effettuati all'interno di una apparecchiatura, il condizionatore centrale, da localizzare in uno specifico vano tecnico la cui posizione, all'interno dell'edificio, deve essere oggetto di una attenta valutazione preliminare.

Da essa infatti dipende la definizione di molti aspetti tecnici dell'impianto, che a loro volta hanno riflessi tutt'altro che trascurabili sui costi di installazione e di gestione dell'impianto stesso.

La scelta più ovvia, e cioè quella che minimizza i percorsi delle canalizzazioni, va ad esempio verificata rispetto ai problemi di rumorosità degli impianti e dell'eventuale costo della insonorizzazione delle apparecchiature.

Altro parametro importante è la tipologia di distribuzione dell'aria in ambiente che dipende a sua volta essenzialmente dalle dimensioni geometriche dell'ambiente da climatizzare ma anche da fattori quali la tipologia delle strutture edilizie e quella degli arredi. A questo proposito si pensi alla possibilità di scelta fra diffusione dell'aria a parete oppure dall'alto o dal basso, in relazione alla presenza di soffitti o pareti di pregio artistico, di strutture portanti fuoriuscenti da solaio (del tipo a maglia) o in legno a vista.

L'aria trattata centralmente deve essere immessa in ambiente in condizioni di temperatura differenti rispetto all'aria presente nel locale (più fredda in estate e più calda in inverno) e con velocità tale da poter raggiungere per quanto possibile tutte le zone dell'ambiente.

Il sistema di distribuzione dell'aria è destinato a garantire l'immissione della portata d'aria prevista con una velocità adeguata e una direzione del flusso d'aria tale da ottenere una efficace miscelazione dell'aria immessa in ambiente con l'aria già ivi presente, senza correnti e in maniera che si consegua la maggior uniformità di temperatura nelle zone occupate.

La differenza di temperatura tra i vari punti di uno stesso ambiente non dovrebbe mai essere superiore a 1,5 °C mentre la differenza di temperatura tra vari ambienti condizionati dovrebbe essere sempre inferiore a 2,5 °C.

La velocità dell'aria ideale per il benessere delle persone negli ambienti condizionati è compresa tra 0,1 e 0,3 m/s (0,3 m/s è la velocità dell'aria che può sollevare un foglio di carta leggera posato su una scrivania).

Una serie di esperienze condotte in merito hanno poi rilevato che una variazione della velocità dell'aria di 0,07 m/s produce sulla sensazione di benessere lo stesso effetto di una variazione di 0,5 °C di temperatura.

La sensazione di benessere è influenzata anche dalla direzione del flusso d'aria, infatti è confermato che un flusso d'aria diretto verso il viso è ben tollerato, se non gradito; i flussi d'aria diretti verso i lati della testa e verso la nuca sono considerati molto fastidiosi; un flusso d'aria moderatamente discendente risulta più tollerabile di un flusso moderatamente ascendente.

Queste considerazioni di ordine qualitativo vanno tenute presenti nel momento in cui si passa alla selezione dei singoli dispositivi di distribuzione dell'aria.

A tal fine si ricordano alcuni concetti specificamente legati a quest'ultimo aspetto e cioè:

- il lancio o gittata: é la distanza radiale tra il diffusore e la zona, in ambiente, in cui la velocità del getto raggiunge un determinato valore (normalmente pari a 0,25 m/s); il lancio é direttamente proporzionale alla velocità di uscita dell'aria dal dispositivo;
- il coefficiente di induzione: un getto d'aria immesso con una certa velocità in ambiente determina il trascinarsi in moto nella stessa direzione degli strati di aria, inizialmente fermi, che circondano il getto stesso. Il rapporto fra la portata totale di aria messa in movimento grazie a questo effetto e la quantità di aria uscente dal dispositivo di immissione é detto "coefficiente di induzione". Esso é essenzialmente funzione del valore assoluto della velocità di immissione ma dipende anche dalla forma dell'organo di immissione. Elevato rapporto di induzione é sinonimo di rapida miscelazione dell'aria immessa con quella ambiente e quindi di differenziali di temperatura contenuti in prossimità delle zone occupate dalle persone e comporta peraltro, normalmente, un lancio più ridotto;
- la caduta del getto: é definita come la distanza, in senso ortogonale a quello del lancio che il getto d'aria percorre tra il punto di uscita dal dispositivo e la fine del lancio. La caduta é una funzione quadratica inversa della velocità e dipende anche dalla differenza di temperatura fra il getto e l'aria circostante.

Passando ad affrontare il caso in esame si evidenziano alcuni fattori specifici che possono senza dubbio orientare la scelta del tipo di dispositivo di immissione dell'aria e cioè l'altezza media della sala, che é fissata in circa 5,5 m, la forma semicircolare e la necessità di prevedere l'immissione dell'aria dall'alto.

Quest'ultimo aspetto necessita di un approfondimento in quanto un tale tipo di distribuzione é caratterizzato da notevole disparità di comportamento a seconda delle stagioni. In inverno infatti l'aria immessa é più calda di quella ambiente e dovendo raggiungere con il getto dell'aria la zona occupata dalle persone con le opportune velocità, é necessario disporre di un diffusore che orienti maggiormente verso il basso il flusso dell'aria. In estate invece si richiede che il diffusore svolga una azione tendente ad allargare il getto radialmente per contrastare la tendenza naturale dell'aria più fredda alla caduta verticale.

Questa duplice caratteristica é ottenibile con certezza solo modificando l'assetto strutturale del diffusore e cioè la posizione delle alette deflettrici che lo costituiscono, cosa che può essere realizzata agendo manualmente oppure automaticamente a distanza, tramite servocomandi, a fronte però di costi di gestione e di primo impianto non trascurabili.

Molte volte, in particolare quando i differenziali di temperatura fra aria immessa ed aria ambiente non sono rilevanti, si può cercare una soluzione di compromesso che consenta di poter utilizzare, con risultati accettabili, lo stesso diffusore in ogni regime di funzionamento senza necessità di operare la modifica di assetto.

Si tratterà ad esempio di prevedere in inverno dei lanci verticali verso il basso più corti di quelli necessari, purché la ripresa dell'aria sia, almeno per buona parte, collocata nella parte bassa del locale.

In estate poi l'effetto di maggior penetrazione dell'aria fredda garantirà di per sé la discesa dell'aria, salvo verifica che la velocità finale del lancio non risulti al di fuori dei limiti di tollerabilità.

In sostanza quest'ultima soluzione é quella prevista nell'esempio e saranno pertanto installati a soffitto 20 diffusori del tipo a coni concentrici regolabili, posizionati in modo da effettuare un lancio intermedio fra quello orizzontale e quello verticale. I diffusori saranno caratterizzati da un coefficiente di induzione di almeno 12 ed avranno una perdita di carico di circa 15 Pa, il lancio avrà un raggio minimo di 1,7 m ed un raggio massimo di 3,7 m, la rumorosità sarà di 29 dB(A).

Nelle condizioni operative previste, l'aria alla fine del lancio avrà una temperatura di circa 0,6 °C inferiore (in estate) o superiore (in inverno) rispetto a quella ambiente. Per quanto riguarda la ripresa dell'aria, come si é accennato, essa verrà effettuata per la quasi totalità (80%) del basso, prevedendo tuttavia una piccola percentuale di ripresa dalla parte alta per rimuovere eventualmente fumo stagnante dalla sala.

Si fa osservare che la portata di aria ripresa (16000 m³/h) dall'ambiente é inferiore, rispetto a quella invariata, di circa il 10% ; in tal modo si ottiene una leggera pressurizzazione della sala, utile ad evitare ingressi di aria non trattata dall'esterno o da locali comunicanti.

Dimensionamento delle canalizzazioni

Per il dimensionamento delle canalizzazioni di distribuzione, ripresa ed espulsione dell'aria possono essere adottati diversi metodi, quali quello a perdita di carico unitaria costante, o quello delle velocità o quello a recupero di pressione statica.

I primi due, che risultano in sostanza concettualmente equivalenti, sono comunemente i più utilizzati, per la loro relativa semplicità nel dimensionamento di impianti a bassa velocità e/o pressione, mentre il terzo trova maggiore applicazione negli impianti ad alta velocità e/o pressione.

La diversificazione tra impianti ad alto e quelli a media e bassa velocità è stabilita indicativamente dal limite dei 10 m/s mentre per impianti ad alta pressione sono quelli che prevedono, in partenza ai canali pressioni statiche superiori a 1000 Pa.

L'esempio di cui si tratta si riferisce ad un impianto a medio/bassa velocità e pressione e si adotterà, per il suo dimensionamento, il metodo a perdita di carico unitaria costante.

Per fare ciò è necessario innanzitutto, definire la struttura topologica della rete di canalizzazioni suddividendola in due dorsali principali; la prima è quella che, partendo dalla presa di aria esterna, arriva al condizionatore centrale e da questo si dirama fino al dispositivo di immissione più distante; la seconda è quella che, dalla griglia di ripresa più sfavorita, arriva al condizionatore centrale e da qui raggiunge la griglia di espulsione dell'aria all'esterno.

Queste due reti di canali fanno capo rispettivamente al ventilatore di mandata ed a quello di ripresa/espulsione dell'aria.

Si procede quindi attribuendo ai vari rami di canalizzazione la portata d'aria di competenza in base alla distribuzione dei dispositivi terminali di diffusione o ripresa dell'aria, procedendo sempre verso il rispettivo ventilatore.

I singoli tratti di canalizzazioni, caratterizzati da portata d'aria costante, vengono dimensionati, utilizzando un apposito diagramma (figura 5) valido per canali a sezione circolare; è poi possibile ricondurre il canale di sezione circolare ad uno di sezione rettangolare, equivalente ai fini della perdita di carico tramite un apposita tabella (figura 6).

La perdita di carico che l'aria subisce nell'attraversamento delle canalizzazioni è da attribuire a due componenti e precisamente a:

- resistenze distribuite rappresentate dal prodotto della perdita di carico specifica (Δp_d) (per metro di lunghezza) per la lunghezza reale dei singoli tratti a portata costante;
- resistenze concentrate (Δp_c) dovute alla presenza di curve, cambiamenti di sezione, derivazioni e confluenze di vario genere, organi di taratura, dispositivi di mandata e/o ripresa dell'aria, nonché ogni altro componente impiantistico inserito sul flusso dell'aria (batterie di scambio termico, filtri, ecc).

Queste perdite sono proporzionali alla componente dinamica del moto dell'aria secondo la relazione:

$$\Delta p_c = \gamma \times C \times (v^2 / 2g) \quad \text{dove:}$$

γ = peso specifico dell'aria
C = coefficiente di perdita
v = velocità dell'aria
g = accelerazione di gravità.

Il coefficiente C é fornito da vari diagrammi e tabelle del tipo di quelle riportate nella figura 7.

Altre volte, in alternativa al coefficiente di perdita C di un pezzo speciale, viene utilizzato il parametro "lunghezza equivalente" (Le), definito come quella lunghezza virtuale che determinerebbe in un condotto rettilineo a sezione costante attraversato dall'aria con una velocità fissata, la stessa perdita di carico prodotta dal componente specifico.

E sempre possibile passare dall'una all'altra formulazione della perdita di carico concentrata mediante la relazione:

$$Le \times \Delta p_d = \gamma * C * (v^2 / 2g)$$

Dopo avere effettuato il dimensionamento di ciascun tronco di canalizzazione si può calcolare la perdita di carico dell'intero sistema di distribuzione sommando le perdite relative al percorso più sfavorito.

Si identificano così anche le differenze di pressione, crescenti man mano che ci si avvicina al ventilatore, con i circuiti meno sfavoriti. Per equilibrare le varie diramazioni della rete di canali queste differenze possono essere compensate in diversi modi e precisamente:

- dissipando l'eccesso di pressione in uno specifico organo di taratura (serranda o setto forato);
- aumentando la perdita di carico distribuita nel condotto derivato, il che comporta in pratica il suo ridimensionamento.

A livello progettuale il bilanciamento di una rete di canalizzazioni é un processo piuttosto impegnativo ma assolutamente necessario per assicurare la voluta distribuzione dell'aria.

L'affidare la taratura alle sole serrande normalmente a corredo dei dispositivi finali di distribuzione dell'aria in ambiente, può essere accettabile solo se la differenza di pressione statica fra i dispositivi più favoriti e quelli meno favoriti é dell'ordine di 20 - 30 Pa.

Per valori maggiori di differenza di pressione, lo strozzamento delle serrande determinerà senz'altro un aumento della rumorosità del dispositivo finale.

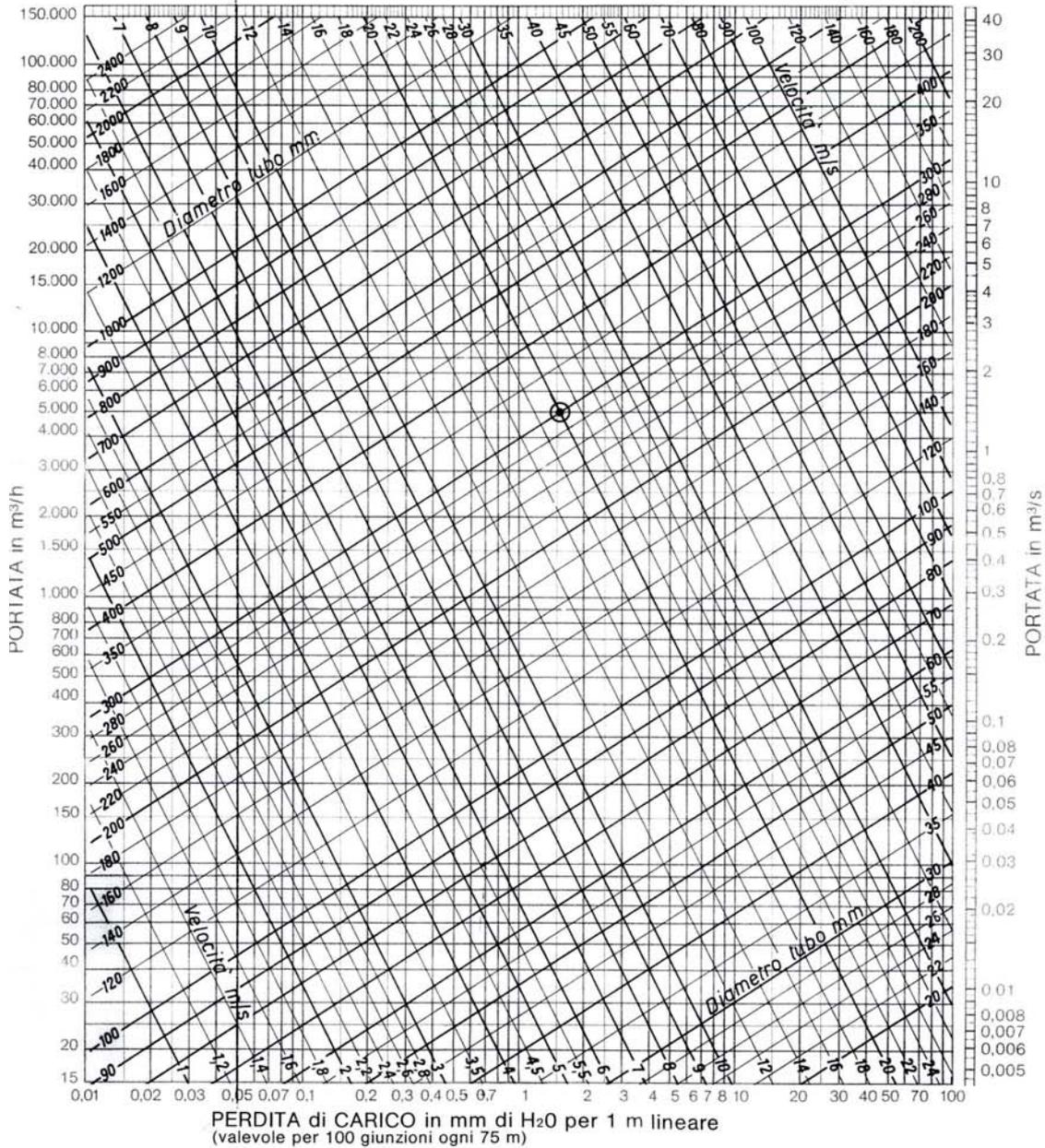
Le tabelle 5 e 6 e le tavole grafiche allegate illustrano la schematizzazione della rete ed il suo dimensionamento.

Le perdite di carico del circuito aeraulico delle canalizzazioni facenti capo al ventilatore di mandata risultano essere di 363 Pa, mentre quelle relative al ventilatore di ripresa/espulsione risultano essere di 223 Pa; i due valori sono da considerare al netto della perdita di carico all'interno del condizionatore centrale.

Figura 5

DIAGRAMMA DI SCELTA DEI CANALI IN LAMIERA ZINCATO

Riferito ad aria a 15°C a 760 mm Hg ($\gamma = 1,22 \text{ kg/m}^3$)



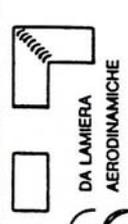
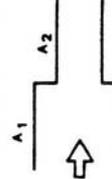
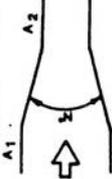
Grado di rugosità per canali diversi dalla lamiera zincata		K per VELOCITA' ARIA m/s			
GRADO DI RUGOSITA'	ESEMPIO DI TUBAZIONE	5	15	25	50
molto liscio	Vetro	0,90	0,80	0,75	0,65
mediam. liscio	P.V.C.	0,95	0,90	0,85	0,80
mediam. rugoso	ETERNIT cemento	1,35	1,45	1,50	1,50
molto rugoso	muro grezzo	1,85	2,07	2,15	2,20

Esempio indicato dal segno ©.
 In un canale del \varnothing 300 mm passano 5000 m³/h (1,39 m³/s). La velocità media dell'aria sarà di 20 m/s e la perdita di pressione di 1,6 mm H₂O per 1 m. Se il canale anzichè di lamiera zincata è di Eternit la perdita diventerà $1,6 \times K$ ($K=1,475$) \approx 2,40 mm H₂O per m lineare.

Figura 6

Lunghezza lato a mm	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	900	950	1000
Lunghezza lato b mm	210	244	273	299	322	343	363	381	397	413	428	443	456	469	482	494	505	517
	228	266	299	328	354	371	399	426	439	457	474	490	505	520	534	548	560	573
	245	286	322	354	382	408	433	455	476	496	515	533	550	566	582	593	611	625
	260	304	343	371	408	437	463	488	511	533	553	573	591	610	626	643	658	674
	274	321	363	399	433	463	491	518	543	566	588	613	630	649	667	685	702	719
	287	337	381	426	455	488	518	546	573	598	622	644	666	686	706	725	744	761
	299	351	397	439	476	511	543	573	601	628	658	688	707	721	743	763	783	802
	310	365	413	457	496	533	566	598	628	660	684	708	732	753	775	797	820	842
	321	378	428	474	515	553	588	622	658	684	715	738	762	786	810	834	858	877
	331	390	443	490	533	573	610	644	688	708	738	770	796	822	847	865	886	903
	340	402	456	505	550	591	630	666	700	732	762	796	825	850	875	900	920	940
	350	413	469	520	566	610	649	686	721	753	786	822	850	880	902	923	944	966
	359	424	482	534	582	626	667	706	743	775	810	847	875	902	935	958	982	1000
	367	434	494	548	593	643	685	725	763	797	834	865	900	923	958	990	1010	1040
	375	444	505	560	611	658	702	744	783	820	858	886	920	944	982	1010	1040	1070
	383	454	517	573	625	674	719	761	802	842	877	903	940	966	1000	1040	1070	1100
	391	463	527	586	639	689	735	778	820	864	896	927	960	992	1030	1060	1090	1120
	398	472	538	597	652	703	755	795	838	880	915	951	985	1010	1050	1090	1120	1150
	406	481	548	609	665	717	765	811	855	896	933	975	1010	1030	1070	1110	1140	1170
	413	490	558	620	677	730	780	827	871	912	951	993	1030	1050	1090	1130	1160	1200
		498	568	631	689	743	794	842	887	930	969	1010	1050	1080	1120	1160	1180	1220
		506	577	641	701	756	808	857	904	948	987	1030	1070	1100	1140	1180	1210	1240
		514	586	652	712	769	822	872	919	966	1010	1050	1090	1120	1170	1200	1240	1260
		521	595	662	724	781	835	880	934	984	1040	1070	1100	1140	1190	1230	1260	1280
		531	604	672	734	793	848	900	955	1000	1060	1090	1120	1160	1210	1250	1280	1300
		536	612	681	745	804	860	913	963	1020	1080	1110	1140	1180	1230	1270	1300	1330
		543	620	690	755	816	872	926	979	1040	1090	1140	1170	1200	1250	1290	1320	1350
		550	628	700	765	827	884	940	991	1060	1110	1160	1190	1220	1270	1320	1350	1380
		644	717	785	848	908	964	1020	1080	1130	1190	1250	1310	1370	1440	1500	1550	1590
		659	734	804	869	936	988	1040	1100	1160	1220	1270	1330	1390	1440	1500	1540	1580
		674	751	822	889	949	1010	1070	1130	1190	1250	1310	1370	1440	1500	1540	1580	1630
		688	767	837	908	973	1030	1090	1150	1210	1270	1330	1390	1440	1500	1540	1580	1630
			782	857	927	993	1050	1110	1170	1230	1290	1350	1410	1470	1530	1590	1640	1680
			797	873	945	1010	1070	1130	1190	1250	1310	1370	1440	1500	1540	1580	1630	1670
			812	890	962	1030	1090	1160	1220	1280	1340	1400	1460	1520	1570	1620	1660	1700
			826	905	979	1050	1110	1180	1240	1300	1360	1420	1480	1540	1600	1650	1690	1730
				920	996	1070	1130	1200	1260	1320	1380	1440	1500	1560	1620	1680	1730	1770
				935	1010	1080	1150	1220	1280	1340	1400	1460	1520	1580	1640	1700	1750	1790
				950	1030	1100	1170	1240	1300	1360	1420	1480	1540	1600	1660	1720	1780	1830
				960	1040	1120	1190	1260	1320	1380	1440	1500	1560	1620	1680	1740	1800	1860
					1060	1130	1200	1280	1340	1410	1470	1530	1590	1650	1710	1760	1820	1880
					1070	1150	1220	1290	1360	1430	1490	1550	1610	1670	1730	1790	1850	1910
					1080	1160	1240	1310	1380	1450	1510	1570	1630	1690	1750	1810	1870	1930
					1100	1180	1250	1330	1390	1470	1530	1590	1650	1710	1760	1820	1880	1940
						1190	1270	1340	1410	1490	1550	1610	1670	1730	1790	1850	1910	
						1210	1290	1360	1430	1510	1570	1630	1690	1750	1810	1870	1930	
						1220	1300	1380	1450	1530	1590	1650	1710	1760	1820	1880	1940	
						1240	1320	1390	1470	1550	1610	1670	1730	1780	1840	1900		
3600																		

Figura 7

TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE	COEFFICIENTE	
			CA/CI	CA/CA
GOMITO CON ALETTE		C = 0,10+0,35 SECONDO LA COSTRUZIONE	0,1	0,81
GOMITO A T CON ALETTE		- CONSIDERARLO UGUALE AD UNA CURVA ANALOGA. - PERDITA BASATA SULLA VELOCITÀ IN ENTRATA	0,2	0,64
T CURVILINEO			0,3	0,49
TIPO	FIGURA		0,4	0,36
			0,5	0,25
			0,6	0,16
			0,7	0,09
			0,8	0,04
			0,9	0,01
			CA/CI	CA
			0,2	0,34
			0,4	0,32
			0,6	0,25
0,8	0,16			
0,8	0,06			
CONTRAZIONE BRUSCA SPINGOLI VM			N.	CA
			30°	0,02
			45°	0,04
CONTRAZIONE GRADUALE			60°	0,07

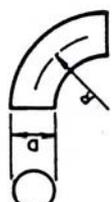
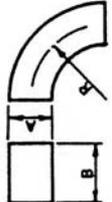
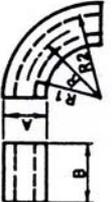
TIPO	FIGURA	CARATTERISTICHE		L/D			
		R/D	C				
CURVA A 90° SEZIONE ROTONDA		GOMITO	1,30	65			
		0,5	0,90	-			
		0,75	0,45	23			
		1,0	0,33	17			
		1,5	0,24	12			
		2,0	0,19	10			
		CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE		B/A	R/A	C	
				0,25	GOMITO	1,25	25
					0,5	1,25	25
				0,5	0,75	0,60	12
1,0	0,37				7		
1,0	GOMITO			1,47	49		
	0,5			1,10	40		
4,0	0,75			0,50	16		
	1,0			0,28	9		
CURVA A 90° SEZIONE RETTANGOLARE CON DEFLETTORI				1,5	0,13	4	
		GOMITO	1,50	75			
		0,5	1,00	50			
		0,75	0,41	21			
		1,0	0,22	11			
		1,5	0,09	4,5			
		R/A	R1/A	R2/A	C		
			Gomita	0,5	-	28	
		0,5	0,4	-	0,70	19	
		0,75	0,6	-	-	12	
1,0	1,0	-	0,13	7,2			
1,5	-	-	0,12	-			
R/A	0,3	0,5	-	22			
	Gomita	0,5	0,2	0,4	0,45		
0,75	0,4	0,7	0,12	-			
1,0	0,7	1,0	0,10	-			
1,5	1,3	1,6	0,15	-			
CURVA A N°		RETANGOLARE O ROTONDA - CON O SENZA ALETTE	N° x PERDITA DI UNA CURVA UGUALE A 90°				

Tabella 5 Perdite di carico nel circuito dei canali di mandata. (*)

Tratto N°	Portata m ³ /h	$\Delta P/m$ Pa/m	Vel.	\varnothing eq. cm	Dimens. cm	L	Δp_d Pa	C	Δp_c Pa	ΔP_{tot} Pa	Bilanciam.
1	17750	0,6	7,7	90	80x85	0,5	0,3	1,5	54,5	54,8	-
2	6250	0,6	6	62	100x35	13	7,8	3,8	83,8	91,6	-
3	8875	0,6	6,5	70	110x40	13	7,8	5	129,5	137,3	-
4	5322	0,6	5,7	59	75x40	4	2,4	0,85	16,9	19,3	-
5	1775	0,6	4,3	38	40x30	3	1,8	0,85	9,6	11,4	-
6	887	0,6	3,7	30	-	2	1,2	3,86	47,4	48,6	-
7	887	0,6	3,7	30	-	1,5	0,9	3,86	47,4	48,3	0,3-
8	887	0,6	3,7	30	-	4	2,4	3,86	47,4	49,8	10,2
9	887	0,6	3,7	30	-	2	1,2	3,86	47,4	48,6	11,4
10	887	0,6	3,7	30	-	1,5	0,9	3,86	47,4	48,3	11,7
11	887	0,6	3,7	30	-	2	1,2	3,86	47,4	48,6	11,4
12	887	0,6	3,7	30	-	4	2,4	3,86	47,4	49,8	29,5
13	887	0,6	3,7	30	-	1,5	0,9	3,86	47,4	48,3	31
14	887	0,6	3,7	30	-	0,8	0,48	3,86	47,4	47,9	31,4
15	887	0,6	3,7	30	-	3,5	2,1	3,86	47,4	49,5	29,8

Tratti del circuito più sfavorito : 1 - 2 - 3 - 4 - 5 - 6 (Δp tot. = 363 Pa).

(*) : stante la simmetrica distribuzione sono stati considerati in tabella solo i rami comuni e quelli di un lato della rete di canalizzazioni.

Tabella 6 Perdite di carico nel circuito dei canali di ripresa

Tratto n°	Portata m ³ /h	$\Delta P/m$ Pa/m	Vel.	\varnothing eq. cm	Dimens.	L	Δp_d Pa	C	Δp_c Pa	ΔP_{tot} Pa	Bilanciam.
1	1600	0,5	3,8	39	30x40	3,5	1,75	0,7	6,31	9,06	-
2	8000	0,6	6,3	67	100x40	3	4,2	0,6	14,88	16,68	-
3	16000	0,6	7,5	88	110x60	6,5	3,9	2,8	99	102,9	-
4	4500	0,6	6,7	54	60x40	16	9,6	4,4	82,36	91,96	-
5	8000	0,6	6,3	67	100x40	7	1,8	0,6	14,88	19,08	2,4
6	1600	0,5	3,8	39	30x40	3,5	1,75	0,7	6,31	8,06	2,4

Tratti del circuito più sfavorito : 1 - 2 - 3 - 4 (Δp tot. = 221 Pa).

Significato dei simboli:

$\Delta P/m$: perdita di carico specifico;

\varnothing eq. : diametro equivalente del canale;

Dim. : dimensioni canale rettangolare;

Δp_d : perdita di carico distribuita;

C: coefficiente di perdita concentrata;

Δp_c : perdita di carico concentrata;

ΔP tot. : perdita di carico totale;

Bilanc.: perdita aggiuntiva per il bilanciamento.

6 - SELEZIONE DEL CONDIZIONATORE CENTRALE DI TRATTAMENTO DELL'ARIA

Nel condizionatore centrale vengono effettuati i trattamenti termofisici dell'aria necessari per garantire in ambiente il mantenimento delle condizioni climatiche e di benessere previste; ad esso inoltre é demandato il compito di effettuare la filtrazione dell'aria e di fornirle, tramite il ventilatore, l'energia per percorrere la rete di canalizzazioni.

Si tratta di una apparecchiatura modulare costituita da più sezioni componibili, in relazione alle specifiche esigenze, alla successione ed al tipo di trattamento da effettuare nonché allo spazio disponibile.

Sono previste normalmente le seguenti sezioni:

- sezione di presa aria esterna;
- sezione di miscela;
- sezione di miscela-ricircolo/espulsione;
- sezioni di filtrazione dell'aria specifiche per i vari filtri impiegati;
- sezioni di contenimento delle batterie di scambio termico;
- sezioni di umidificazione di vario tipo;
- sezione con plenum multizona o doppio condotto;
- sezione di contenimento del gruppo motore-ventilatore.

Risultano disponibili, per specifiche applicazioni, anche sezioni di contenimento per recuperatori di calore (statici o rotativi).

Anche se sulla carta un tale tipo di apparecchiatura é realizzabile esattamente su misura della singola esigenza, evidenti motivi di standardizzazione produttiva determinano la disponibilità di un numero di grandezze ben definito e caratteristico di ciascun costruttore.

Facendo riferimento alla produzione AERMEC serie NCT, si riportano nella tabella 7, le portate d'aria nominali dei vari modelli di condizionatore centrale al variare della velocità frontale dell'aria nell'attraversamento delle batterie di scambio termico.

Tabella 7 - Portata aria dei condizionatori NCT (m³/h)

Veloc.	Modello NCT													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
2,5 m/s	1134	1814	2505	3132	3823	4514	5089	6230	7336	9477	10722	13851	17496	21319
3,0 m/s	1361	2177	3006	3758	4588	5417	6107	7455	8803	11372	12866	16621	20995	25583
3,5 m/s	1588	2540	3508	4384	5352	6320	7125	8698	10270	13268	15010	19391	24495	29847

Veloc.	Modello NCT									
	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
2,5 m/s	25761	0772	31739	43187	49235	55283	61330	67379	73427	79475
3,0 m/s	30913	36927	44566	51824	59081	66339	73597	80854	88112	95369
3,5 m/s	36065	43081	41994	60461	68928	77396	85863	91329	102797	111264

L'adozione di velocità frontale dell'aria sulle batterie superiori a 3,0 m/s é da prevedersi solo per trattamenti di raffreddamento esclusivamente sensibile e per il riscaldamento; nel caso di raffreddamento con deumidificazione le velocità consigliate vanno dai 2,5 m/s ai 3,0 m/s, sia per consentire la deumidificazione che per evitare fenomeni di trascinarsi di gocce.

Per il dimensionamento delle batterie di scambio termico, una volta note le potenzialità termiche richieste e le condizioni operative (vedi paragrafo precedente) si tratta in sostanza di individuarne il numero di ranghi, la perdita di carico dal lato acqua, il contenuto di acqua e la perdita di carico lato aria.

La tabella 8 riassume i risultati della selezione

Tabella 8 - Caratteristiche delle batterie di scambio termico

	Preriscaldamento	Raffreddamento	Post-riscaldamento
Potenza richiesta (kW)	41	131,88	67,1
Potenza resa (kW)	73,2	147,4	72,8
Numero di ranghi	1	8	1
Passo alette (mm)	3	2,5	2,5
Perdita di carico lato acqua (kPa)	40	11	1
Perdita di carico lato aria (Pa)	22	132	24
Contenuto d'acqua (l)	9	66	9
Portata acqua l/s	0.65	6.3	1.2

Una particolare attenzione é richiesta dalla scelta dei filtri da installare all'interno del condizionatore centrale.

Senza entrare nel dettaglio degli aspetti teorici della filtrazione dell'aria si ritiene utile ricordare quali sono i più comuni tipi di filtri utilizzati nel settore della climatizzazione ambientale ed il campo di applicazione in relazione alla loro efficienza.

Quest'ultima grandezza si definisce come il complemento all'unità del rapporto fra la quantità di impurità che riesce ad attraversare il filtro e la quantità totale di impurità presente nel flusso d'aria.

L'efficienza non é però da sola sufficiente a identificare la bontà di un processo di filtrazione, essendo pure necessario definire anche la dimensione delle particelle trattenute dal filtro.

Esistono pertanto diversi metodi di misura e valutazione delle caratteristiche di un mezzo filtrante; i più conosciuti sono:

1) *metodi ponderali o gravimetrici*: adottano per le prove una polvere sintetica di composizione appropriata e si basano sul confronto fra i pesi di polvere trattenuta e totale.

Si applicano ai filtri di media efficienza per particelle di granulometria 1 micron.

Si ricordano fra questi metodi l'AFI gravimetrico, il metodo ASHRAE 52-76, il metodo EUROVENT 4/5.

2) *Metodi opacimetrici*: adottano per la prova direttamente polvere atmosferica e si basano sul rilievo dell'opacità creata su due mezzi filtranti campione posti a monte e a valle del filtro in prova e attraversati dalla stessa quantità di aria. Il metodo si applica a polveri di dimensioni da 0,5 fino a 1 micron e si adotta per la valutazione di filtri ad elevata efficienza.

La classifica ai fini della EN779 è da F5 a F9 con efficienza colorimetrica dal 50 al 98%, o da EU5 a EU9.

3) *Metodi alla fiamma di sodio e al D.O.P.:* si tratta di metodi di misura fotometrici che impiegano come agente "inquinante" un aerosol di particelle aventi dimensione ben definita (circa 0,3 micron). Vengono adottati per la valutazione di filtri ad elevatissima efficienza.

La classificazione ai fini della EN1882 è da H10 a H14 con efficienza minima del 95% fino al 99,999% o da EU10 a EU14.

La classificazione per questi filtri può estendersi da U15 a U17 con efficienza maggiore del 99,9995 fino al 99,999995% per particelle di 0,12 micron.

I più comuni filtri adottati nel capo della climatizzazione ambientale sono:

- *filtri metallici:* caratterizzati da una efficienza ponderale variabile dal 60% all'80% (EN779 = G1÷G3);
- *filtri sintetici acrilici:* caratterizzati da una efficienza ponderale dall'75% al 95% (EN779 = G1÷G4). Sono disponibili sia in celle che in rotoli (per filtri rotativi).
- *filtri in fibra di vetro:* caratterizzati da un'efficienza opacimetrica (colorimetrica) dal 40% al 95% (EN779 = F5÷F9). Sono disponibili nelle versioni a tasche flosce o rigide;
- *filtri semiassoluti e assoluti:* caratterizzati da un'efficienza di tipo fotometrico variabile dal 95% al 99,999% (EN1882 = H10÷H14).

Nel caso in esame, anche ai fini della UNI 10339, si adatterà un doppio sistema di filtrazione costituito da un banco di filtri acrilici con funzione di prefiltrazione e protezione del successivo banco di filtrazione del tipo a tasche rigide.

L'ultima caratteristica del condizionatore centrale da definire è quella riguardante i ventilatori di mandata e di ripresa/espulsione, per la cui selezione è necessario conoscere la prevalenza statica utile necessaria all'impianto, data dalla somma della prevalenza statica richiesta per le canalizzazioni (che è stata precedentemente quantificata) e da quella richiesta per l'attraversamento dei vari componenti del condizionatore centrale.

Questo secondo termine viene a sua volta quantificato come somma delle perdite di carico dei singoli componenti e rilevabile nel foglio riassuntivo dei dati dei ventilatori.

Tali perdite sommano a 512 Pa, dovute cioè da:

- perdita di carico distribuita nell'attraversamento della centrale
- perdita di carico nelle serrande
- perdita di carico prefiltri
- perdita di carico filtri a tasche
- perdita di carico batteria raffreddamento
- perdita di carico batteria di riscaldamento
- perdita di carico sezione umidificazione
- perdita di carico separatore di gocce
- perdita di carico batteria di post-riscaldamento

A carico del ventilatore di mandata si deve pertanto considerare una prevalenza statica complessiva di 875 Pa (dei quali 512 Pa dovuti alle perdite interne al condizionatore e 363 Pa utili per le canalizzazioni).

E opportuno evidenziare che, nella definizione della perdita di carico dei filtri collocati all'interno del condizionatore centrale, è buona norma tenere conto almeno di un grado di intasamento medio degli stessi (circa il 70%), ciò al fine di evitare, da un lato un dimensionamento antieconomico del gruppo motoventilante, e dall'altro il pericolo di una drastica riduzione della portata trattata all'aumentare dell'intasamento dei filtri.

A carico del ventilatore di ripresa/espulsione si deve invece considerare una prevalenza statica di 263 Pa.

Si può passare ora alla scelta del ventilatore e del relativo gruppo motore-trasmissione. I diagrammi di selezione dei ventilatori riportano normalmente in ordinata la pressione totale e perciò si dovrà sommare ai valori di pressione statica precedentemente calcolati il valore di pressione dinamica riportato, in corrispondenza alla ascissa della portata d'aria, sul diagramma di funzionamento del ventilatore.

In realtà una parte di questa pressione dinamica può essere riconvertita in pressione statica (tramite un adeguato raccordo tra la bocca del ventilatore ed il canale di mandata dell'aria); questa opportunità viene sfruttata, valutando caso per caso, la quantità di pressione statica ottenibile e riducendo di altrettanto quella utile per le canalizzazioni, in modo da individuare più correttamente il punto di funzionamento del ventilatore. Nella maggior parte dei casi, all'atto del dimensionamento del numero di giri del ventilatore, non si tiene conto di questo recupero di pressione.

I ventilatori normalmente impiegati nei condizionatori centrali sono del tipo centrifugo; in applicazioni specifiche in particolare nel settore industriale e comunque per situazioni che prevedono portate d'aria molto elevate, si impiegano anche ventilatori di tipo assiale.

Motivi di contenimento delle dimensioni in altezza delle sezioni ventilanti indirizzano la scelta della tipologia dei ventilatori centrifughi verso quelli a doppia aspirazione; fra questi una ulteriore differenziazione va fatta tra ventilatori dotati di pale rivolte in avanti oppure di ventilatori con pale rivolte all'indietro.

Il tipo a pale in avanti è adatto al funzionamento con portate e pressioni medio basse (portate dell'ordine fino a 90000 m³/h e pressioni massime dell'ordine di 800 ÷ 1000 Pa); in queste condizioni il rendimento di questi ventilatori si colloca, come valori massimi, attorno al 70%.

I ventilatori a pale rovesce trovano la loro migliore utilizzazione in campi di pressione di funzionamento superiori ai 1000 Pa, fino ai 3000 ÷ 4000 Pa, e possono garantire rendimenti dell'ordine dell'80 ÷ 85%; sono caratterizzati da un regime di rotazione più elevato rispetto ai ventilatori a pale avanti, il che comporta necessità di trasmissioni maggiormente dimensionate.

Per entrambi i tipi di ventilatore è comunque importante verificare che il punto di funzionamento sia il più prossimo possibile a quello di massimo rendimento e collocato in un tratto di curva caratteristica avente andamento discendente, ciò per ottenere un comportamento stabile del ventilatore.

Facendo riferimento al programma di calcolo, per le prestazioni necessarie al caso in esame, si determinano i parametri riportati nella tabella 9.

Tabella 9 - Selezione di ventilatori per la mandata

Portata 17750 m ³ /h Pressione totale 911 Pa	Pale rovesce
Numero di giri (g/1')	1246
Rendimento (%)	78
Potenza sonora emessa dB(A)	87
Potenza assorbita (kW)	5,77

Analogamente per il ventilatore di ripresa si riscontrano i parametri operativi riportati nella tabella 10.

Tabella 10 - Selezione di ventilatori per la ripresa

Portata 16000 m ³ /h Pressione totale 252 Pa	Pale avanti
Numero di giri (g/1')	375
Rendimento (%)	68
Potenza sonora emessa dB(A)	76
Potenza assorbita (kW)	1,65

Una volta noti tutti i componenti della centrale trattamento aria é immediata l'individuazione delle dimensioni di ingombro dell'apparecchiatura.

I dati di dimensionamento e tutti i parametri di funzionamento sono rilevabili dalle tabelle 11 – 12 – 13.

Tabella 11 Caratteristiche dei componenti del condizionatore

Data: 15/09/2004

Cliente: Lucio

Progetto: Sala consiliare

Riferimento: Aermec E.2

NCT-13 Portata aria mandata = 17750 m³/h Ripresa = 16000 m³/h

Centrale di Trattamento Aria serie NCT costruita con telaio portante, a ns. esclusivo disegno, in estruso di lega di alluminio (UNI 6060), angolari costruiti in nylon caricato con fibra di vetro, e pannelli di tamponamento fissati senza viti ma con esclusivi profili fermapannello.

Le portine apribili su cerniere sono dotate di maniglie autoserranti e di elementi di tenuta incassati lungo tutto il perimetro. Il basamento dell'unità in robusto profilato di acciaio zincato conferisce la necessaria rigidità all'intera struttura.

Allestimento : AAP
Superficie esterna : peraluman protetto spessore 0.8 mm
Superficie interna : peraluman spessore 0.8 mm
Spessore pannelli : 50 mm (poliuretano iniettato 40 kg/m³)

FL1M SERRANDA FRONTALE A META' SEZIONE per collegamento al canale di ripresa.
Dimensioni serranda : (mm) 930x930

V3MH2 VENTILATORE CENTRIFUGO A DOPPIA ASPIRAZIONE, costruito in lamiera di acciaio zincata e rinforzata con telaio portante, girante calettata su albero di acciaio e supportata da cuscinetti a sfere autoallineanti stagni lubrificati a vita. Il basamento del gruppo motore ventilatore è montato su supporti antivibranti ed il motore è dotato di slitte tendicinghie di facile accessibilità.

La trasmissione è di tipo a diametro variabile.

AV3MH2 ventilatore mod. ADN 630R
M403,00 motore elettrico 4 poli da kW 2.2
Trasmissione con cinghie trapezoidali.

SE3V GRUPPO DI RIPRESA ESPULSIONE E MISCELA VERTICALE con tre serrande costruite interamente in alluminio, comandi realizzati con ruote dentate in ABS, alette contrapposte a profilo alare, perno di comando sporgente e motorizzabile.

FPTR27 PREFILTRI PIANI in fibre di poliestere appretate con resine sintetiche CLASSE G3 (eff. 80 %)

Numero e dimensioni delle celle : n° 4 592x592x48 + n° 4 287x592x48

Superficie frontale (m²) 2.08

FILTRI A TASCHE RIGIDE con celle in fibra di vetro submicronica montate su appositi controtelai dotati di guarnizione di tenuta e fissaggio a molla.

Celle estraibili da apposita portina.

CLASSE F7 EFF. 85 %

Numero e dimensioni delle celle : n° 4 592x592x48 + n° 4 287x592x48

Superficie frontale (m²) 2.08

BC1.2 BATTERIA DI RISCALDAMENTO costruita in tubi di rame ed alette di alluminio a pacco, geometria 60/30, passo alette 2.5 mm. Telaio in lamiera di acciaio zincata per consentire l'estraibilità su guide.
Dimensioni della batteria (mm) 1440 x 1350 - Numero di ranghi 1
Potenza termica (kW) 77.30

BF8.1 BATTERIA DI RAFFREDDAMENTO costruita in tubi di rame ed alette di alluminio a pacco, geometria P60/30, passo alette 2.5 mm. Telaio in lamiera di acciaio zincata per consentire l'estraibilità su guide.
Dimensioni della batteria (mm) 1440 x 1350 - Numero di ranghi 8
Potenza frigorifera (kW) 147.40

UC100 UMIDIFICAZIONE CON ACQUA A PERDERE efficienza circa 40%; rampa ugelli in nebulizzatori in ottone, nebulizzazione in controcorrente.

GZ SEPARATORE DI GOCCE a due facce e quattro pieghe a lamelle verticali costruite in acciaio zincato.

Cliente: Lucio

Data: 15/09/2004

Cliente: Lucio

Progetto: Sala consiliare

Riferimento: Aermec E.2

BC1.2 BATTERIA DI RISCALDAMENTO Costruita in tubi di rame ed alette di alluminio a pacco, geometria P60/30, passo alette 2.5 mm. Telaio in lamiera di acciaio zincata per consentire l'estraibilità su guide.
Dimensioni della batteria (mm) 1440 x 1350 - Numero di ranghi 1
Potenza Termica (kW) 72.80

V3MH2 VENTILATORE CENTRIFUGO A DOPPIA ASPIRAZIONE, costruito in lamiera di acciaio zincata e rinforzata con telaio portante, girante calettata su albero di acciaio e supportata da cuscinetti a sfere autoallineanti stagni lubrificati a vita. Il basamento del gruppo motore ventilatore è montato su supporti antivibranti ed il motore è dotato di slitte tendicinghie di facile accessibilità.
La trasmissione è di tipo a diametro variabile.

AV3MH2 ventilatore mod. ADN 630R

M403,00 motore elettrico 4 poli da kW 7.5

Trasmissione con cinghie trapezoidali.

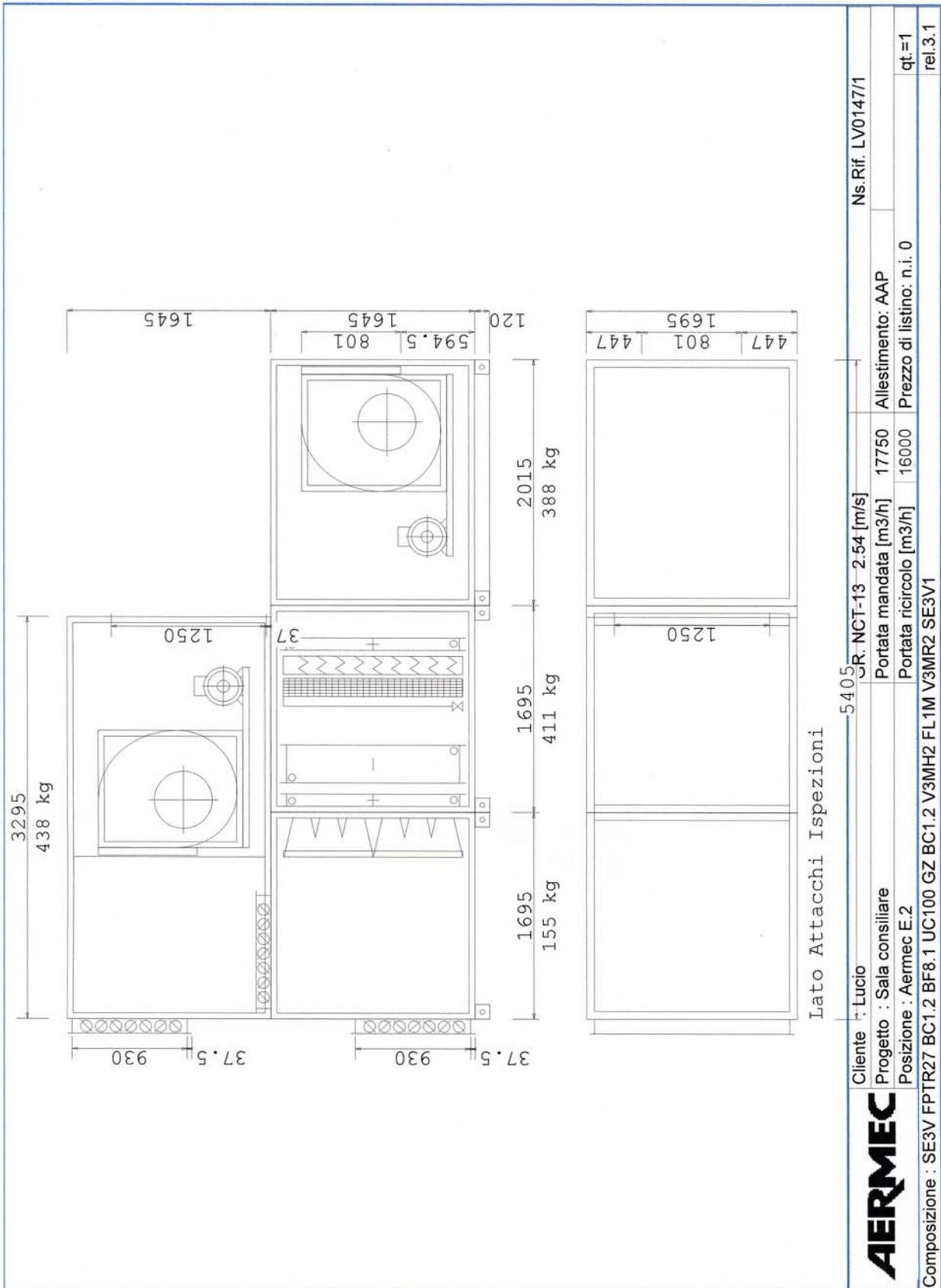
LO24 OBLO' E PUNTO LUCE su sezione filtri, umidificazione e ventilante.

INVT7.5 Inverter per il comando del ventilatore di mandata.

Tabella 12

		Cliente : Lucio		GR. NCT-13 2.54 [m/s]		Data : 15-01-2003		Ns.Rif. LV0147/1											
		Progetto : Sala consiliare		Portata mandata [m3/h] 17750		Allestimento: AAP													
		Posizione : Aermec E.2		Portata ricircolo [m3/h] 16000		Prezzo di listino: n.i.		qt.=1											
Composizione : SE3V FPTR27 BC1.2 BF8.1 UC100 GZ BC1.2 V3MH2 FL1M V3MR2 SE3V1																			
FILTRI		FPTR27 cl.G3+F7 4x592x592+4x287x592				Sep.		GZ Zn											
				Scarico 1 G		Umidif.		UC100eff.80%											
				Vasca AI		Pompa ..													
Accessori : LO24:3 INVERTER:1																			
VENTILATORE MANDATA																			
P. int. Pa	512	P.tot. Pa	911	ü□□	RDN 630R	LwdBA	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000					
P.utile Pa	363	P.ass. kW	5.77	M407,50		Bocca	66.1	76.7	83.5	79.3	82.1	76.2	72.3	63.2					
P. din. Pa	36	Mot.4p. kW	7.50	Rendim. %	78	est.pann.	58.1	61.7	60.5	50.3	46.1	42.2	41.3	34.2					
				Giri RPM	1246	Silenziat.													
VENTILATORE ESPULS.																			
P. int. Pa	0	P.tot. Pa	252	ü□□ ;	ADN 630R	LwdBA	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000					
P.utile Pa	223	P.ass. kW	1.65	M402,20		Bocca	52.6	61.1	74.2	68.6	68.6	67.3	63.1	54.5					
P. din. Pa	29	Mot.4p. kW	2.20	Rendim. %	68	est.pann.	44.6	46.1	51.2	39.6	32.6	33.3	32.1	25.5					
				Giri RPM	375	Silenziat.													
BATTERIE																			
					ARIA					ACQUA					ARIA(REC)				
SIGLA	NR	NC	kW	In °C	In %	Out°C	Out%	Pa	In °C	Out°C	L/s	kPa	Coll	P.AI.	Mat.	Esp.	Rinn.		
BC1.2	1	---	73.2	11.2	60.0	12.1	26.1	22.0	75.0	60.0	0.65	40.0	1 1/2	3	Cu/Al				
BF8.1	8	---	147.4	28.1	50.7	12.2	96.0	132.0	7.0	12.6	6.3	11.0	3	2.5	Cu/Al				
BC1.2	1	---	72.8	16.0	50.0	28.0	24.0	24.0	75.0	60.0	1.2	1.0	1 1/2	2.5	Cu/Al				

Tabella 13



7 - CIRCUITI IDRAULICI DI ALIMENTAZIONE DELLE BATTERIE

Le batterie di preriscaldamento e post-riscaldamento e quella di raffreddamento saranno alimentate con due circuiti idraulici separati facenti capo, in centrale termica e frigorifera, rispettivamente alle reti dell'acqua calda e refrigerata.

In particolare per il circuito di riscaldamento si prevede, in questo caso, una rete unica per il pre ed il post-riscaldamento suddivisa solo in prossimità delle batterie; possono presentarsi però situazioni in cui, per motivi di risparmio energetico o legati all'entità delle portate d'acqua delle due batterie, conviene separare fin dalla partenza in centrale termica queste due reti, dotandole di pompe indipendenti.

Per il dimensionamento delle tubazioni si fa riferimento alle portate nominali di acqua calcolate per le singole batterie (2351 l/h per il preriscaldamento, 3847 l/h per il post-riscaldamento, 22683 l/h per il raffreddamento) e si utilizzano i diagrammi di figure 19a e 19b per individuare il diametro, la velocità e la perdita di carico specifica dei vari tratti di tubazione.

Si ricorda che il criterio di scelta normalmente adottato per l'utilizzo dei diagrammi, prevede una perdita di carico specifica compresa fra i 300 e i 400 Pa per metro.

Per individuare la perdita di carico della rete é necessario individuare, per ciascun tratto di tubazione, i parametri:

- portata d'acqua;
- diametro;
- perdita di carico per metro;
- velocità;
- lunghezza;
- numero e tipo di perdite di carico concentrate, presenti nelle tubazioni, quali curve, bruschi allargamenti e restringimenti, diramazioni o confluenze di flusso;
- numero e tipo di perdite di carico dovuto a organi singolari, quali valvole di intercettazione o regolazione, accessori di impianto, batterie di scambio termico.

Le perdite di carico in un circuito idraulico sono date dalla somma di due termini: le perdite di carico distribuite (Δp_d) e quelle concentrate (Δp_c). Questi due fattori sono a loro volta proporzionali rispettivamente alla lunghezza reale del circuito (L) ed alla perdita di carico specifica ($\Delta p/m$) secondo la relazione:

$$\Delta p_d = L \times \Delta p/m$$

ed alla componente cinetica, in base alla relazione:

$$\Delta p_c = Z \times v^2 / 2 g$$

dove: Z = coefficiente di perdita di carico concentrata
v = velocità del fluido
g = accelerazione di gravità (9,81 m/s²)

E' anche possibile valutare la perdita di carico di un circuito in termini di sole perdite distribuite introducendo il concetto di lunghezza equivalente (L_e), cioè la lunghezza virtuale di tubazione rettilinea, di pari diametro, che darebbe luogo alla medesima perdita di carico prodotta localmente da un accessorio della rete attraversato dalla portata d'acqua prevista.

In letteratura esistono tabelle e diagrammi (figure 20, 21 e 22) che consentono di conoscere i coefficienti di perdita (Z) o la lunghezza equivalente (Le) risultando sempre possibile passare dall'una all'altra grandezza tramite la relazione:

$$(\Delta p/m) \times Le = Z \quad (v^2/19,6)$$

Applicando i concetti e la metodologia sopra descritti si ricava, per i singoli rami di circuito, il valore della perdita di carico; sommando le perdite di carico dei vari rami che compongono i circuiti, si individua la perdita di carico totale di ciascun circuito, inteso come l'insieme dei tratti di tubazione che, partendo dalle pompe di circolazione o dai collettori di distribuzione e tornando in centrale, raggiungono le varie batterie.

La tabella 14 riassume per il circuito delle batterie di riscaldamento i risultati dei calcoli che sono riferiti al percorso delle tubazioni fino all'ingresso della centrale termica.

Tabella 14 - Circuito idraulico batterie di pre e post-riscaldamento (R)

Tronco N°	Diametro Ø	Portata (l/h)	Velocità (m/s)	Δp/m (kPa)	ΔP (kPa)	Bilanciament. (kPa)
(A) 1	49/54	6198	0,93	0,18	19,45	-
(R) 4	49/57	6198	0,96	0,18	15,50	-
(R) 2	1 ½"	3847	0,76	0,15	18,35	-
(R) 3	1 ½"	3847	0,76	0,15	6,71	-
(A) 5	1 ¼"	2351	0,62	0,12	11,95	4,74
(R) 6	1 ¼"	2351	0,62	0,12	8,38	-

La perdita di carico nel circuito più sfavorito (tratti 1-2-3-4) é di 60,01 kPa.

Analogamente si procede al calcolo delle perdite di carico del circuito di alimentazione, con acqua refrigerata, della batteria di raffreddamento e deumidificazione.

I risultati sono sintetizzati in tabella 15.

Tabella 15 - Circuito idraulico batterie di raffreddamento

Tronco N°	Diametro Ø	Portata (l/h)	Velocità (m/s)	Δp/m (kPa)	ΔP (Pa)	Bilanciament. (kPa)
1	82/89	22683	1,19	0,18	63,76	-
2	82/89	22683	1,19	0,18	34,48	-

La perdita di carico nel circuito risulta pari a 98,24 kPa.

Per il dimensionamento delle valvole di regolazione delle batterie di scambio termico, va detto che, in impianti di questo tipo, vengono di solito impiegate valvole a tre vie installate sull'uscita delle batterie (operanti cioè come deviatrici del flusso nei riguardi di queste ultime); é necessario selezionare valvole che, alla portata nominale, abbiano una perdita di carico almeno pari o meglio superiore a quella della batteria, in modo da assicurare una adeguata "autorità" alla valvola ed evitare fenomeni di pendolazione nella regolazione della portata d'acqua.

Figura 8

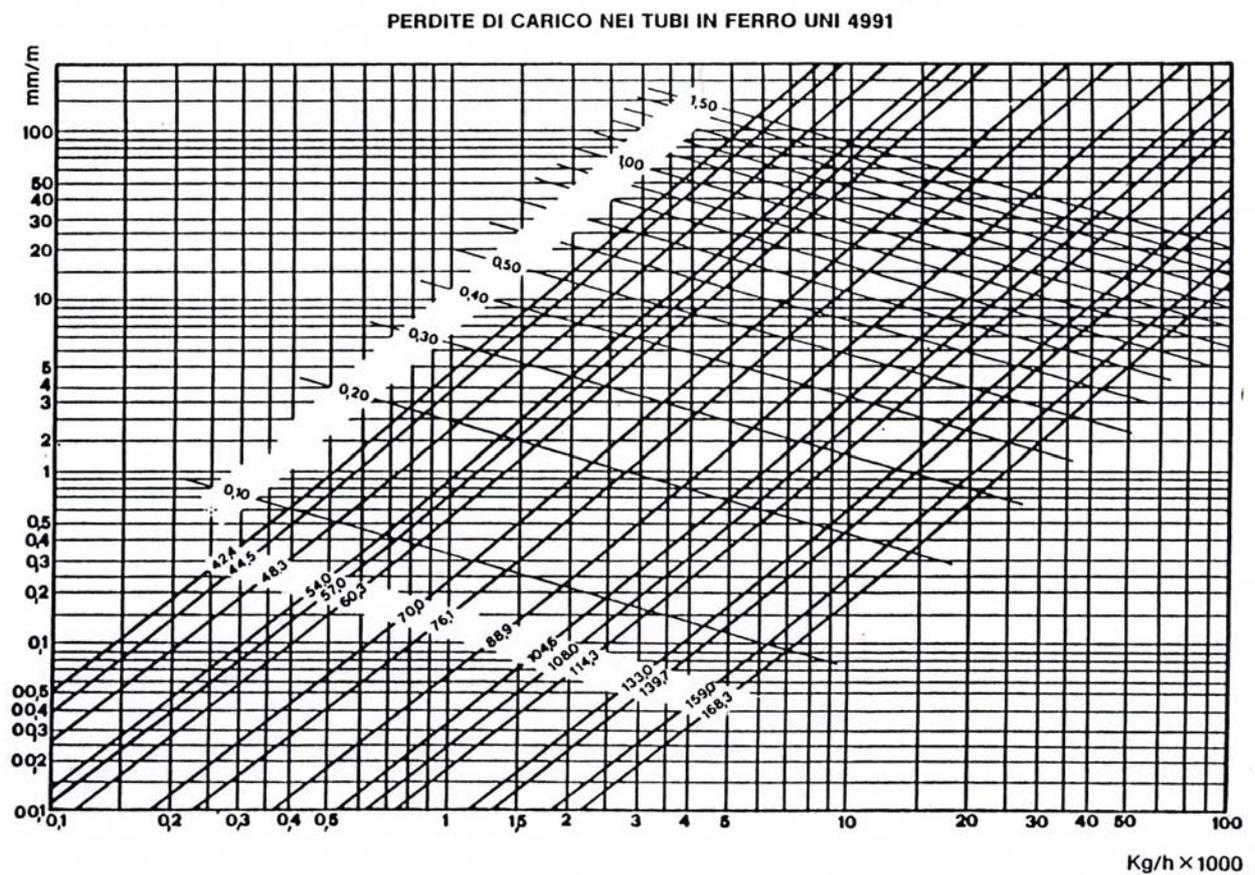
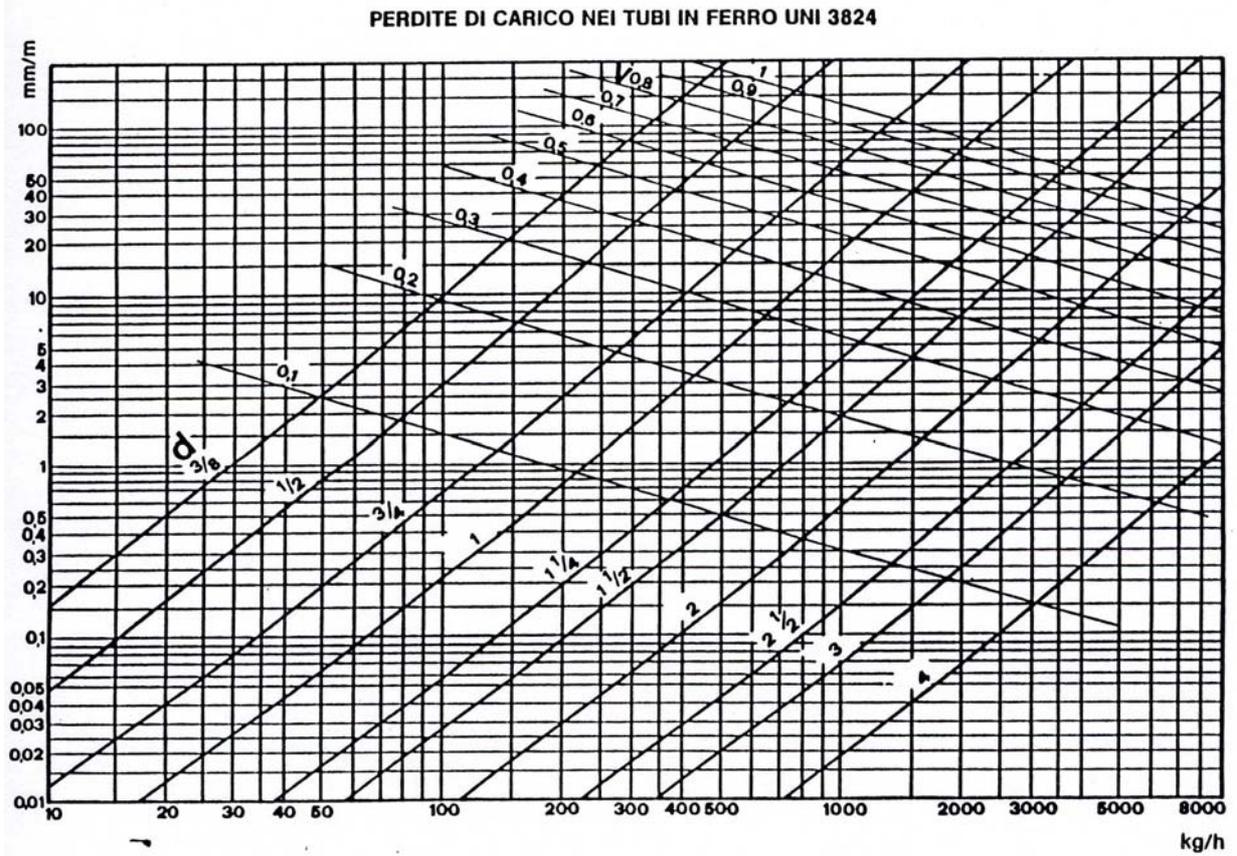


Figura 9

Resistenze concentrate; valori di Z per impianti ad acqua calda							
RESISTENZE CONCENTRATE	DIAMETRO NOMINALE						
	3/8"	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2" e oltre
Curva a 90°	1,5	1,5	1,0	1,0	0,5	0,5	0,5
Gomito a 90°	2,0	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	0,8
Valvola a saracinesca	1,0	1,0	0,8	0,5	0,5	0,5	0,3
Valvola di chiusura diritta	16,0	14,0	12,0	10,0	9,0	8,0	7,0
Valvola di chiusura inclinata	3,0	3,0	3,0	3,0	2,5	2,5	2,0
Valvola diritta per radiatori	8,5	8,5	6,0	6,0	5,0	-	-
Valvola ad angolo per radiatori	5,0	5,0	3,0	2,0	2,0	-	-
RESISTENZE CONCENTRATE	FIGURA						
Caldaia			2,5				
Radiatore o piastra			3,0				
Curva a U larga			1,0				
Curva a U stretta			2,0				
Raccordo a T o a passaggio diretto					1,0		
Raccordo a T o a diramazione					1,5		
Raccordo a T divisione o unione di correnti					3,0		
Deviazione			0,5				
Piega			0,5				
Allargamento brusco			1,0				
Restrinzione brusca			0,5				

Figura 10

PERDITE DI CARICO Z IN mm PER $\sum \zeta$															
Velocità acqua m/s	Somma														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0,20	2,0	4,0	6,0	8,0	9,0	11,9	13,9	15,8	17,8	20,0	22,0	24,0	26,0	28,0	30,0
0,22	2,4	4,8	7,2	9,5	12,0	14,4	16,8	19,2	21,4	24,0	26,5	29,0	31,5	34,0	36,0
0,24	2,9	5,7	8,5	11,4	14,3	17,1	20,0	23,0	26,0	28,5	31,5	34,5	37,5	40,0	43,0
0,26	3,4	6,7	10,0	13,4	16,7	20,0	23,5	27,0	30,5	33,5	37,0	40,0	44,0	47,0	51
0,28	3,9	7,8	11,6	15,5	19,4	23,5	27,5	31,5	35,0	39,0	43,0	47,0	51	55	59
0,30	4,5	8,9	13,4	17,8	22,5	27,0	31,5	36,0	40,5	45,0	49,0	54	58	63	67
0,32	5,1	10,1	15,2	20,5	25,5	30,5	35,5	41,0	46,0	51	56	61	66	71	77
0,34	5,8	11,4	17,2	23,0	29,0	34,5	40,5	46,0	51	58	63	69	75	80	85
0,36	6,5	12,8	19,3	26,0	32,5	39,0	45,0	52	58	65	71	78	83	89	96
0,38	7,2	14,3	21,5	29,0	36,0	43,0	50	58	65	72	79	85	93	99	107
0,40	8,0	15,9	24,0	32,0	40,0	48,0	56	64	72	80	87	95	103	111	119
0,42	8,7	17,5	26,5	35,0	44,0	53	62	70	79	87	96	105	113	122	131
0,44	9,5	19,2	29,0	38,5	48,0	58	68	77	86	96	105	115	124	134	144
0,46	10,4	21,0	31,5	42,0	53	63	74	83	94	105	115	126	136	147	157
0,48	11,4	23,0	34,5	46,0	57	69	80	91	103	114	125	137	148	160	171
0,50	12,4	25,0	37,5	50	62	75	86	99	111	124	136	149	161	173	186
0,55	15,0	30,0	45,0	60	75	89	105	119	135	150	165	180	195	210	225
0,60	17,8	36,0	54	72	89	107	125	143	161	178	196	215	235	250	270
0,65	21,0	42,0	63	83	105	126	147	167	189	210	230	255	275	295	315
0,70	24,5	49,0	73	97	121	145	169	195	220	245	270	295	320	340	365
0,75	28,0	56	83	111	139	167	195	225	250	280	310	335	365	395	420
0,80	32,0	64	95	127	159	191	225	255	285	320	350	385	410	450	430
0,85	36,0	72	107	143	179	215	250	290	325	360	395	430	470	500	540
0,90	40,5	81	121	161	200	240	285	325	365	400	440	480	530	570	610
0,95	45,0	89	133	179	225	270	315	360	405	450	500	540	590	630	680
1,00	50	99	149	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
1,10	60	119	179	240	300	360	420	480	540	600	660	720	780	830	890
1,20	72	143	215	285	360	430	500	570	650	720	790	850	920	1000	1070
1,30	83	167	255	335	420	510	590	670	760	830	920	1000	1090	1170	1250
1,40	97	195	295	390	490	590	680	780	870	970	1060	1160	1260	1360	1460
1,50	111	225	335	450	560	670	780	890	1000	1110	1220	1340	1450	1560	1670
1,60	127	255	385	510	640	770	880	1010	1140	1270	1390	1520	1650	1780	1900
1,70	143	290	430	580	720	850	1000	1140	1290	1430	1457	1720	1860	2000	2150
1,80	161	325	485	650	800	960	1120	1280	1440	1610	1770	1930	2100	2250	2400
1,90	179	360	540	720	890	1070	1250	1430	1610	1790	1970	2150	2350	2500	2700
2,00	200	400	600	790	990	1190	1390	1580	1780	1980	2200	2400	2600	2800	3000
2,10	220	440	660	870	1095	1315	1535	1800	1865	2190	2425	2650	2850	3075	3300
2,20	240	480	720	950	1200	1440	1680	1920	2150	2400	2650	2900	3100	3350	3600
2,30	262	525	785	1045	1315	1575	1840	2110	2350	2625	2900	3175	3400	3675	3950
2,40	285	570	850	1140	1430	1710	2000	2300	2550	2850	3150	3450	3700	4000	4300
2,50	310	620	925	1240	1550	1855	2175	2500	2775	3100	3425	3725	4025	4350	4650
2,60	335	670	1000	1340	1670	2000	2350	2700	3000	3350	3700	4000	4350	4700	5000
2,70	362	725	1080	1445	1805	2175	2550	2900	3250	3625	3975	4325	4650	5075	5400
2,80	390	780	1160	1550	1940	2350	2750	3100	3500	3900	4250	4650	5050	5450	5800
2,90	420	835	1250	1665	2095	2500	2925	3300	3750	4175	4575	4975	5425	5825	6250
3,00	450	890	1340	1780	2250	2650	3100	3500	4000	4450	4900	5300	5800	6200	6700

8 - CENTRALE TERMICA E FRIGORIFERA

Volendo conferire all'esempio proposto un ampio grado di generalità sono state ipotizzate due diverse soluzioni di centrale termica e frigorifera.

La soluzione identificata con la versione A dello schema funzionale, considera l'impianto della sala riunioni completamente indipendente per quanto attiene alla generazione dei fluidi termovettori.

La soluzione, identificata con la versione B dello schema funzionale, considera invece l'impianto della sala riunioni integrato in una centrale termica e frigorifera già predisposta per alimentare un impianto con ventilconvettori e radiatori.

Soluzione A

Centrale termica

Sarà prevista l'installazione di una caldaia avente una potenzialità congruente con quella richiesta, nel funzionamento invernale, dalle due batterie di pre e post-riscaldamento, aumentata di almeno il 15% per una riserva di potenza e per la messa a regime dell'impianto.

Fissata la potenzialità del generatore di calore in 120 kW, il relativo circuito idraulico che farà capo alla pompa (P2) dimensionata in base alla portata totale delle due batterie e cioè 6198 l/h.

La prevalenza della pompa (P2) dovrà fare fronte alle perdite di carico del circuito batterie, precedentemente calcolata in 60 kPa ed a quella del circuito di centrale che si può calcolare in base alle perdite di carico dei vari elementi utilizzando le tabelle con i coefficienti di perdita (Z) e/o ricorrendo ai cataloghi dei costruttori di componenti specifici. Nel nostro caso questa perdita risulta di 17,5 kPa ed è dovuta a:

- m 10 di tubazione di diametro $\varnothing = 49/54$;
- n. 6 curve a 90 gradi;
- n. 4 valvole a sfera $\varnothing = 2''$;
- n. 1 separatore d'aria $\varnothing = 2''$ ($\Delta p = 3,0$ kPa);
- n. 1 tronchetto misuratore di portata $\varnothing = 2''$ ($\Delta p = 4,5$ kPa);
- n. 2 giunti elastici;
- perdita di carico in caldaia ($\Delta p = 2,0$ kPa).

La prevalenza totale della pompa di circolazione (P1) risulta perciò pari a:

$$60,0 + 17,5 = 77,5 \text{ kPa}$$

Centrale frigorifera

La potenzialità frigorifera massima contemporanea richiesta per il raffreddamento e la climatizzazione estiva della sala riunioni é di 130 kW.

Tenuto conto delle condizioni operative, climatiche e impiantistiche si seleziona un gruppo refrigeratore d'acqua tipo AERMEC mod. RV0601L (versione silenziosa Tabella 16) in grado di fornire, nelle condizioni di progetto, 138,9 kW e caratterizzato dalla presenza di un compressore monovite con tre gradini di parzializzazione (45 – 71 – 100%)

Si procede ora al dimensionamento della pompa di circolazione (P1) del circuito dell'acqua refrigerata, che dovrà fare fronte alle perdite nel circuito della batteria di raffreddamento e deumidificazione (precedentemente calcolate in 98,24 kPa) ed a quelle del circuito della centrale frigorifera.

In base alla portata d'acqua refrigerata prevista di 22683 l/h risulta una perdita di carico dell'evaporatore del gruppo pari a 29,49 kPa.

Si deve considerare poi la perdita di carico nel circuito di collegamento della pompa (P1) con il gruppo refrigeratore e posto in copertura, che ammonta a 26 kPa, dovuta a:

- m 40 di tubazione di diametro $\varnothing = 82/89$;
- n. 10 curve a 90 gradi;
- n. 1 imbocco nel serbatoio inerziale;
- n. 1 sbocco dal serbatoio inerziale;
- n. 1 filtro a Y $\varnothing = 3"$;
- n. 1 valvola di ritegno a disco $\varnothing = 3"$;
- n. 4 giunti antivibranti $\varnothing = 3"$;
- n. 4 valvole a sfera $\varnothing = 3"$.

La perdita di carico totale del circuito dell'acqua refrigerata risulta pertanto di

$$98,24 + 26 + 29,49 = 154,73 \text{ kPa}$$

che dovrà essere vinta dalla prevalenza della pompa di circolazione P1.

Vasi di espansione

E' prevista l'installazione di due vasi di espansione di tipo chiuso a membrana, indipendenti per ciascuno dei circuiti dell'acqua calda e dell'acqua refrigerata.

Il loro dimensionamento viene effettuato in base alla formula:

$$V = (C \times E) / (1 - P_i/P_f) \quad \text{dove:}$$

- V = volume del vaso di espansione;
- C = contenuto d'acqua dell'impianto;
- E = coefficiente di espansione (tabella 17);
- P_i = pressione iniziale assoluta dell'impianto;
- P_f = pressione finale assoluta dell'impianto;

Il contenuto (Ci) di acqua del circuito dell'acqua calda per il funzionamento invernale é dato dalla somma dei seguenti contributi:

1) batteria di preriscaldamento:	6 l
2) batteria di post-riscaldamento:	6 l
3) tubazioni:	210 l
4) generatore di calore:	180 l
	<hr/>
totale	402 l

Tabella 16

DATI TECNICI

Modello: RV0601L

Tipo di refrigerante		R407C
Compressore		monovite
Numero compressori	n°	1
Numero circuiti	n°	1
Gradini di parzializzazione	n°	3
Tipo di evaporatore		piastre
Numero scambiatori	n°	1
Attacchi idraulici ingresso	pollici	2
Attacchi idraulici uscita	pollici	2
Contenuto acqua evaporatore	l	10,5
Portata aria totale	m ³ /s	10,8333
Pressione sonora in campo libero a 10 metri di distanza frontale con fattore di direzionalità 2	dB(A)	59,5
Potenza sonora	dB(A)	87,5
Corrente massima	A	100
Corrente di spunto	A	199
Dimensioni	Altezza	mm 2250
	Larghezza	mm 1550
	Profondità	mm 2700
Peso	kg	1425
Tensione di alimentazione: 400V/3+N/50Hz		

Raffreddamento

Potenzialità frigorifera resa	W	139110
Potenza elettrica assorbita totale	W	47983
Temperatura aria esterna b.s.	°C	32,00
Temperatura acqua in ingresso	°C	12,27
Salto termico acqua	°C	5,27
Temperatura acqua uscita	°C	7,00
Portata acqua	l/s	6,3047
Perdite di carico scambiatore	kPa	29,49

Tabella 17 - Coefficiente (E) di espansione dell'acqua

Temperatura massima dell'acqua (°C)

20	30	40	50	60	70	80	90
0,001	0,005	0,009	0,013	0,018	0,023	0,029	0,035

La pressione iniziale (P_i) assoluta dell'impianto, é data dall'altezza idrostatica dello stesso in corrispondenza al punto di installazione del vaso di espansione, maggiorato di almeno 0,3-0,5 bar per sicurezza.

Nel caso in esame, l'altezza idrostatica dell'impianto é di 1,0 m (batterie della centrale trattamento dell'aria installate al piano interrato a quota -1,0 m o vaso di espansione installato in centrale termica a quota -2,0 m).

La pressione finale assoluta (P_f) dell'impianto, coincidente con quella cui é tarata la valvola di sicurezza, dipende dalla pressione massima di funzionamento delle batterie e della caldaia, oltre che dalla pressione idrostatica; di solito questo valore é mantenuto nei limiti di 4-5 bar assoluti.

Ne consegue che, considerando una pressione assoluta iniziale dell'impianto di 2,0 bar, una pressione assoluta finale di 4,5 bar ed una temperatura massima di funzionamento di 90 °C, il contenuto (V_i) del sistema di espansione dovrà essere di 25 litri.

Il calcolo del contenuto d'acqua del circuito estivo consente inoltre di valutare la necessità o meno di prevedere l'installazione di un serbatoio di accumulo, avente lo scopo di ridurre il numero di accensioni e spegnimenti del refrigeratore, assicurando così una temperatura dell'acqua di alimentazione all'impianto più costante e salvaguardando i compressori da un eccessivo numero di partenze orarie. Per evitare questo ultimo inconveniente, i costruttori di gruppi refrigeratori d'acqua equipaggiano le macchine con temporizzatori di avviamento che impediscono partenze ravvicinate con frequenze superiori a 6 minuti.

Questo tempo é sufficiente per consentire l'equilibratura delle pressioni all'interno del circuito frigorifero, evitando così stress al motore elettrico del compressore, ma potrebbe essere troppo lungo per le utenze che, in situazione di carico, vedrebbero aumentare la temperatura di mandata dell'acqua refrigerata.

L'accumulo ha perciò anche una funzione di smorzamento di questo effetto, a vantaggio del mantenimento delle regolari condizioni di funzionamento dell'intero impianto; di ciò si deve tenere conto particolarmente nei casi in cui risulta molto ridotta l'estensione dei circuiti idraulici, come tipicamente avviene per quelli che alimentano solo condizionatori centrali.

Uno dei criteri di verifica dell'adeguatezza del contenuto d'acqua dell'impianto, é quello che fissa un minimo di 20 litri (ed ottimale di 25 litri) di acqua, per ogni kW di potenza frigorifera disponibile al gradino più basso di parzializzazione del gruppo refrigeratore d'acqua.

In base a questo criterio si rende necessario disporre di un contenuto di almeno 1560 litri di acqua risultando pari a 62,5 kW il gradino minimo di parzializzazione del gruppo frigorifero.

Il contenuto del circuito idrico dell'acqua refrigerata é dato dalla somma dei seguenti contributi:

- batteria di raffreddamento: 66 l
- tubazioni: 864 l
- evaporatore del gruppo frigorifero: 18 l

totale 948 l

Ne deriva la necessità di una integrazione di capacità per almeno 612 litri.

E' stato previsto pertanto un serbatoio inerziale, installato sulla tubazione di mandata verso l'impianto, ed avente una capacità di 750 litri.

Considerando perciò un contenuto complessivo di acqua dell'impianto di 1698 l, una pressione assoluta iniziale dell'impianto di 2,0 bar, una pressione assoluta finale di 4,5 bar e una temperatura massima di 30 °C, il volume (Ve) del sistema di espansione dovrà essere di almeno 18 litri.

In tutti quei casi nei quali, per ragioni di carattere normativo o di gestione degli impianti, non vi è la possibilità di fare funzionare la centrale termica nei periodi medio stagionali ed estivo, la produzione di acqua calda per l'alimentazione delle batterie di post-riscaldamento può essere effettuata utilizzando il calore disponibile al condensatore del gruppo frigorifero.

Fra le varie possibilità di utilizzo dell'energia presente nel gas frigorifero uscente dal compressore ed inviato al condensatore, si segnalano:

- l'utilizzo del solo calore sensibile del gas compresso, che subisce un raffreddamento da circa 100 ÷ 120 °C fino alla temperatura corrispondente alla saturazione, in un apposito scambiatore detto desurriscaldatore; la quantità di calore massima ottenibile da questo sistema è pari a circa il 20÷25% del totale calore disponibile al condensatore e la temperatura dell'acqua prodotta è normalmente dell'ordine dei 50 °C;
- l'utilizzo parziale o totale del calore di condensazione mediante veri e propri condensatori di recupero affiancati a quelli principali del gruppo frigorifero; in questo caso è però opportuno mantenere più bassa possibile la temperatura dell'acqua calda prodotta (40÷45 °C) onde evitare di penalizzare eccessivamente la resa del gruppo refrigeratore d'acqua costringendolo ad operare con pressioni di condensazione più elevate di quelle a cui opererebbe normalmente.

La scelta fra queste due opzioni dipende innanzitutto dalla entità del carico di post-riscaldamento richiesto.

Se il calore corrispondente al desurriscaldamento è sufficiente, la prima opzione è senza dubbio preferibile, sia in termini di costo dello scambiatore supplementare che di costo generale di impianto.

Infatti l'impiego del calore di recupero dal condensatore (o dal desurriscaldatore) del gruppo frigorifero comporta la realizzazione di una rete indipendente di tubazioni, con relative pompe di circolazione e accessori, per il collegamento delle batterie di post-riscaldamento con il gruppo refrigeratore d'acqua.

L'utilizzo nelle batterie di post-riscaldamento di acqua calda a temperature inferiori a quelle usuali (75 °C) comporta inoltre la necessità di un loro ridimensionamento, in termini di numero di ranghi e di portata, dato che i salti termici impiegati nei circuiti di recupero del calore (5÷8 °C) sono di solito nettamente inferiori a quelli adottati (15 °C) nei circuiti operanti con acqua di caldaia.

Naturalmente i gruppi refrigeratori previsti per questo tipo di funzionamento dovranno essere corredati di tutta una serie di organi di controllo delle temperature e delle pressioni di funzionamento, atti a garantire la sicurezza della macchina ed il suo corretto funzionamento come refrigeratore d'acqua.

Soluzione B

Centrale termica

E' prevista l'installazione di una caldaia avente una potenzialità congruente con quella richiesta, nel funzionamento invernale, dai circuiti ventilconvettori e radiatori (circa 70 kW come risulta dall'esempio E1), e da quello delle batterie di pre e post-riscaldamento, il cui fabbisogno di potenza é stato precedentemente calcolato in circa 110 kW.

Risulta così una potenza termica totale richiesta di 180 kW a fronte della quale si prevede l'installazione di una caldaia di potenza nominale resa pari a 200 kW.

Il circuito idraulico si modifica con l'inserimento, sui collettori generali, di una partenza indipendente destinata alle batterie di pre e post-riscaldamento, alimentate direttamente con acqua a 75 °C; a tale fine sarà necessario anche modificare la portata e la prevalenza della pompa di circolazione (P5) (batterie + Δp valvole di iniezione).

Infatti la nuova portata dovrà tenere conto di quella destinata alle già citate batterie (6198 l/h) oltre che di quella originariamente prevista per i circuiti di iniezione (2004 l/h).

La nuova prevalenza dovrà essere data dalla somma delle perdite di carico nel circuito primario di centrale termica e della maggiore fra la prevalenza necessaria al circuito di alimentazione delle batterie di pre e post-riscaldamento e quella necessaria per l'iniezione di acqua calda nei circuiti ventilconvettori e radiatori, per i quali erano previste rispettivamente 1529 l/h e 475 l/h (la schematizzazione del funzionamento di questi circuiti é riportata in figura 23).

Assumendo che la perdita di carico del circuito di caldaia, considerato il ridimensionamento delle tubazioni per adattare alle nuove portate, possa considerarsi ancora pari a 35 kPa e considerando il fatto che, fra i circuiti di utenza, quello avente maggiore perdita (60 kPa) é il circuito delle batterie (i due circuiti di iniezione per i radiatori e i ventilconvettori sono caratterizzati da una perdita di 15 kPa), la prevalenza della pompa primaria calda (P5) dovrà essere di 95 kPa.

Si rende poi necessario predisporre, sui circuiti caratterizzati da minor perdita di carico, opportuni organi di taratura affinché la pompa di circolazione primaria ripartisca la portata totale fra i vari circuiti nelle proporzioni desiderate.

Fissata in 75 °C la temperatura di mandata dell'acqua all'impianto, noti i salti termici di progetto per le varie utenze, il bilancio di energia consente di definire la temperatura minima teorica di ritorno (t. rit.) dell'acqua alla caldaia in base alla relazione:

$$t. \text{ rit.} = [1529 \times 37,6 + 475 \times 70,44 + 6198 \times 60] / (1529 + 475 + 6198) = 56,43 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Il salto termico dell'acqua in caldaia risulta perciò di 18,57 °C; desiderando riportarlo ad un valore più contenuto (15 °C) sarà necessario provvedere a che la pompa di circolazione primaria tratti 10165 l/h; l'eccesso di portata rispetto a quella massima assorbita dai circuiti di utenza transiterà dal collettore di mandata a quello di ritorno attraverso un by-pass tarato, avente perdita di carico pari a quella del circuito più sfavorito (in questo caso il circuito delle batterie delle centrali).

Centrale frigorifera

La potenzialità frigorifera massima contemporanea necessaria per il funzionamento del circuito ventilconvettori e di quello della batteria di raffreddamento e deumidificazione della centrale di trattamento dell'aria risulta essere di 200 kW.

La scelta del refrigeratore d'acqua cade su un gruppo AERMEC mod. RV0901L (tabella 18) in grado di erogare, nelle condizioni di progetto previste, 217 kW con tre gradini di parzializzazione (45 – 71 – 100%).

Il gruppo sarà alimentato con una portata totale di 39503 l/h (10,973 l/s) di cui 16820 l/h destinati al circuito ventilconvettori e 22683 l/h destinati alla batteria del condizionatore centrale.

Analizzando i dati di funzionamento di questo gruppo si trova che, alimentato con una portata di 39503 l/h, dà luogo ad una perdita di carico nell'evaporatore di 37 kPa.

Dal punto di vista della circuitazione idraulica si prevede la realizzazione di un collettore generale dell'acqua refrigerata, da cui spilleranno i due circuiti derivati, dotati di propria pompa di circolazione indipendente.

Saranno perciò installate tre pompe:

- pompa (P3) per il circuito ventilconvettori, avente portata di 16820 l/h e prevalenza 62,0 kPa, come già definita nell'esempio E1;
- pompa (P2) per il circuito della batteria di raffreddamento e deumidificazione del condizionatore centrale, avente portata di 22683 l/h e prevalenza di 98,24 kPa, pari alle perdite di carico del relativo circuito idrico di collegamento fra condizionatore e centrale frigorifera;
- pompa (P1) per il circuito di collegamento del collettore primario dell'acqua refrigerata con il gruppo refrigeratore d'acqua posto in copertura; detto circuito ha una portata di 39503 l/h ed una perdita di carico di 72,8 kPa, dovuta alle seguenti componenti:
 - m 40 di tubazione di diametro $\varnothing = 101/108$ mm;
 - n. 10 curve a 90 gradi;
 - n. 1 imbocco in collettore;
 - n. 1 sbocco da collettore;
 - n. 1 filtro a Y $\varnothing = \text{DN } 100$;
 - n. 1 valvola di ritegno a disco $\varnothing = \text{DN } 100$;
 - n. 4 giunti antivibranti $\varnothing = \text{DN } 100$;
 - n. 2 valvole a saracinesca $\varnothing = \text{DN } 100$.

Tabella 18

DATI TECNICI

Modello: RV0901L

Tipo di refrigerante		R407C
Compressore		monovite
Numero compressori	n°	1
Numero circuiti	n°	1
Gradini di parzializzazione	n°	3
Tipo di evaporatore		piastre
Numero scambiatori	n°	1
Attacchi idraulici ingresso	pollici	2
Attacchi idraulici uscita	pollici	2
Contenuto acqua evaporatore	l	18,06
Portata aria totale	m3/s	22,7778
Pressione sonora in campo libero a 10 metri di distanza frontale con fattore di direzianalità 2	dB(A)	62,5
Potenza sonora	dB(A)	90,5
Corrente massima	A	159
Corrente di spunto	A	260
Dimensioni	Altezza	mm 2310
	Larghezza	mm 3250
	Profondità	mm 2055
Peso	kg	2055
Tensione di alimentazione: 400V/3+N/50Hz		

Raffreddamento

Potenzialità frogorifera resa	W	216996
Potenza elettrica assorbita totale	W	75095
Temperatura aria esterna b.s.	°C	32,00
Temperatura acqua in ingresso	°C	11,72
Salto termico acqua	°C	4,72
Temperatura acqua uscita	°C	7,00
Portata acqua	l/s	10,973
Perdite di carico scambiatore	kPa	46,79

Vasi d'espansione

Per quanto attiene al dimensionamento del sistema di espansione del circuito idrico invernale, é necessario conoscere il contenuto di acqua complessivo dell'impianto, che, in questa situazione sarà dato dalla somma dei 1225 l precedentemente calcolati per i circuiti ventilconvettori e radiatori (vedi esempio E1), dei 222 l del circuito batterie di riscaldamento, cui vanno aggiunti 250 litri di contenuto del circuito in centrale caldaia, per un totale di 1697 litri.

A fronte di un tale contenuto, applicando la relazione di calcolo precedentemente indicata nelle ipotesi operative previste per l'impianto si ricava un volume di espansione di 107 litri.

Anche in questo caso é necessario procedere alla verifica del contenuto di acqua dell'impianto nel funzionamento estivo onde valutare la necessità di installare un serbatoio inerziale.

Considerando perciò la potenza disponibile sul gradino minimo di parzializzazione del gruppo e cioè 97,65 kW, applicando il criterio che prevede 25 litri di acqua per kW installato si rende necessario un contenuto d'acqua di 2441 litri, a fronte dei 1915 litri disponibili, risultanti da 1085 l del circuito ventilconvettori, da 505 l del circuito idrico della batteria fredda, da 307 l del circuito idrico di collegamento della centrale con il gruppo frigorifero e da 18 l dell'evaporatore di quest'ultimo.

In questa situazione necessita l'installazione di un serbatoio del contenuto minimo di 500 litri.

A fronte di un tale contenuto di acqua applicando la consueta formula di calcolo nelle ipotesi precedentemente indicate, per l'espansione del circuito estivo, si ricava un volume pari a 18 litri.

9. REGOLAZIONE AUTOMATICA DELL'IMPIANTO

I sistemi di regolazione dovranno essere in grado di mantenere i parametri di funzionamento degli impianti nel campo di variazione delle tolleranze previste, al variare delle condizioni di carico termico e frigorifero.

Alcuni di questi sistemi di regolazione sono già installati a bordo di apparecchiature come il generatore di calore ed il gruppo frigorifero per il controllo della temperatura dei fluidi primari termovettori.

Lo schema di regolazione della temperatura, dell'umidità relativa e del tasso di ricambio dell'aria in ambiente é illustrato nella figura 24 che ipotizza l'impiego di regolazione di tipo elettrico o elettronico.

Funzionamento invernale

Il condizionatore centrale opera la messa a regime dell'impianto con le serrande posizionate in completo ricircolo tramite i servocomandi S1 e S2, in base ad un programma a tempo. Nel funzionamento a carico massimo le serrande sulla presa di aria esterna e sull'espulsione sono posizionate in completa apertura, con possibilità di riposizionamento manuale, dall'ambiente, tramite apposito potenziometro agente sul regolatore RE1.

La temperatura dell'aria a valle del dispositivo umidificatore é controllata dalla sonda di temperatura T2 che, tramite il regolatore RE2 agisce sulla valvola V1 di alimentazione della batteria di preriscaldamento.

La temperatura dell'aria in ambiente é controllata dalla sonda T1 posta sulla canalizzazione di ripresa dell'aria ed agente, tramite il regolatore RE4, sulla valvola V4 della batteria di post-riscaldamento.

Il valore di taratura del regolatore può essere variato mediante un potenziometro posto in ambiente.

La sonda T3 ha una funzione di limite di minima temperatura di mandata.

Il termostato antigelo protegge le batterie da situazioni anomale di pericolo di gelo intercettando l'alimentazione elettrica al servocomando S1 (dotato di ritorno a molla in posizione di chiusura) ed ai ventilatori di mandata VM e ripresa VR.

L'umidità relativa é controllata dalla sonda U1 agente, tramite il regolatore RE3, sull'apertura della valvola a due vie V3 ad azione ON-OFF sull'alimentazione dell'acqua al dispositivo di umidificazione.

PUNTI DI TARATURA INVERNALI

T1	T2	T3	U1	Ta	P
20 °C	15,7 °C	-	45%	6	200 Pa

Funzionamento estivo

Il condizionatore centrale opera la messa a regime dell'impianto con le serrande posizionate in completo ricircolo tramite i servocomandi S1 e S2, in base ad un programma a tempo. Nel funzionamento a carico massimo le serrande sulla presa di aria esterna e sull'espulsione sono posizionate in completa apertura, con possibilità di riposizionamento manuale, dall'ambiente, tramite apposito potenziometro agente sul regolatore RE1.

La temperatura in ambiente é controllata dalla sonda T1 posta sulla canalizzazione di ripresa dell'aria ed agente, tramite il regolatore RE4, sulla valvola V4 di regolazione della batteria di post riscaldamento. Il valore di taratura del regolatore può essere modificato a distanza tramite un apposito potenziometro posizionato nella sala riunione.

La temperatura di saturazione é controllata dalla sonda T2 agente, mediante il regolatore RE2 sulla valvola di regolazione V3 della batteria di raffreddamento e deumidificazione.

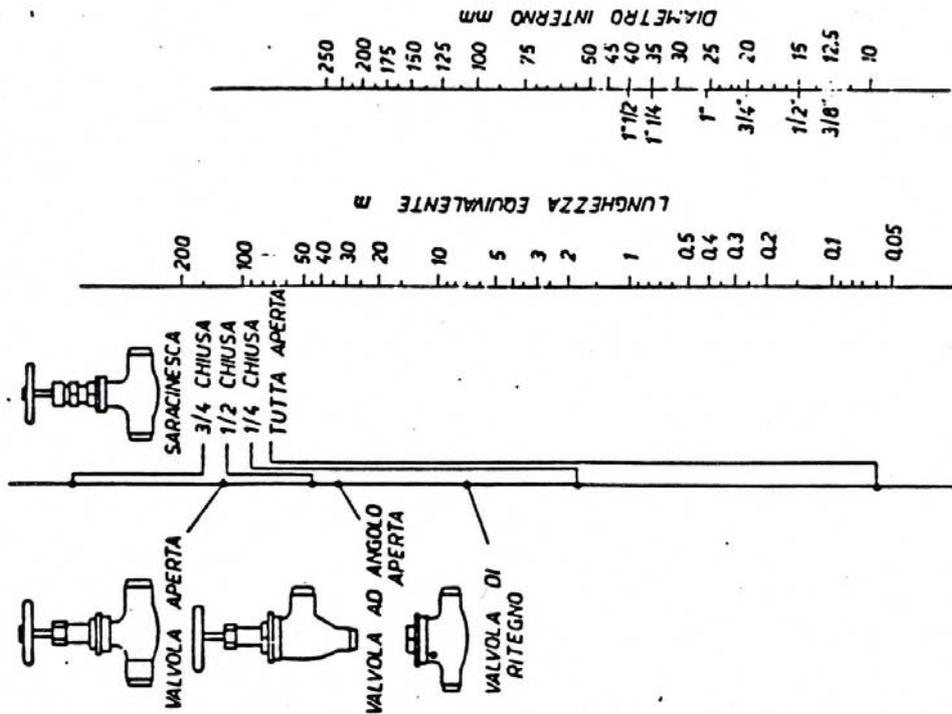
L'umidità relativa é controllata dalla sonda U1 posta sulla canalizzazione di ripresa dell'aria ed agente, tramite il regolatore RE3, sulla valvola di regolazione V2 della batteria di raffreddamento e deumidificazione. Come si può notare sulla valvola V2 agiscono due regolazioni distinte, con priorità data a quella di umidità; l'eventuale eccesso di raffreddamento in ambiente sarà compensato dall'azione della batteria di post-riscaldamento.

PUNTI DI TARATURA ESTIVI

T1	T2	T3	U1	Ta	P
26 °C	13,5 °C		55%	-	200 Pa

Figura 11

RESISTENZA AL PASSAGGIO DEI FLUIDI
OFFERTA DALLE VALVOLE ED ACCESSORI A SALDARE



RESISTENZA AL PASSAGGIO DEI FLUIDI
OFFERTA DALLE VALVOLE E RACCORDIERE FILETTATE

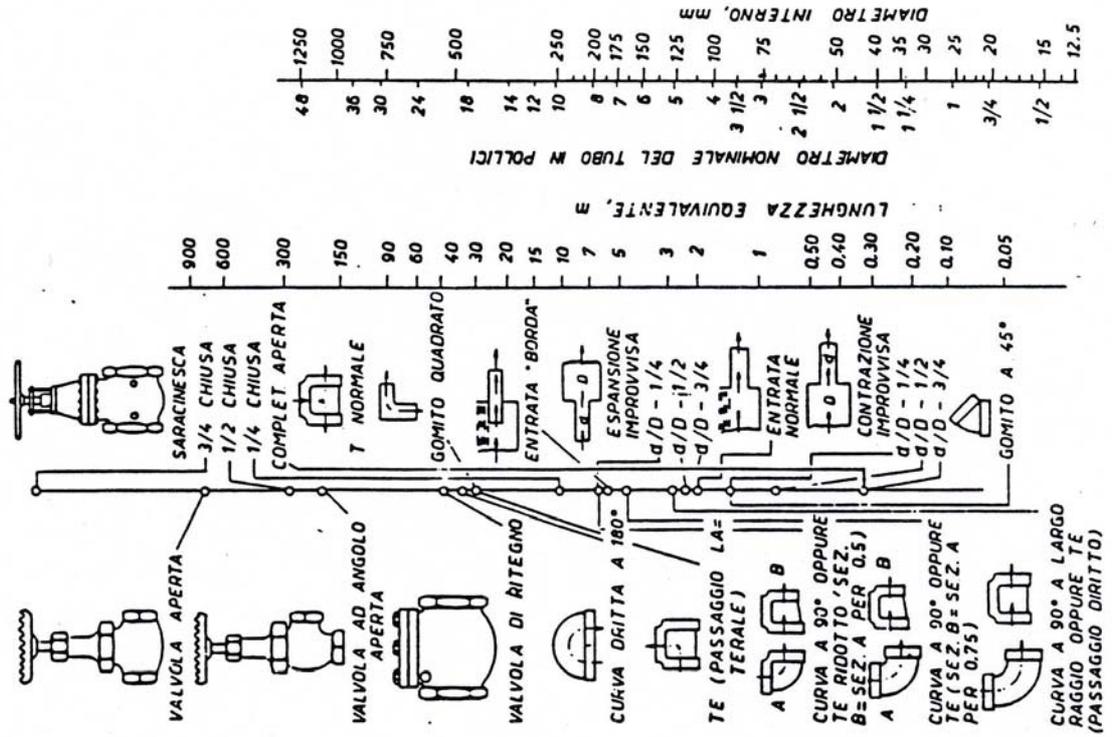
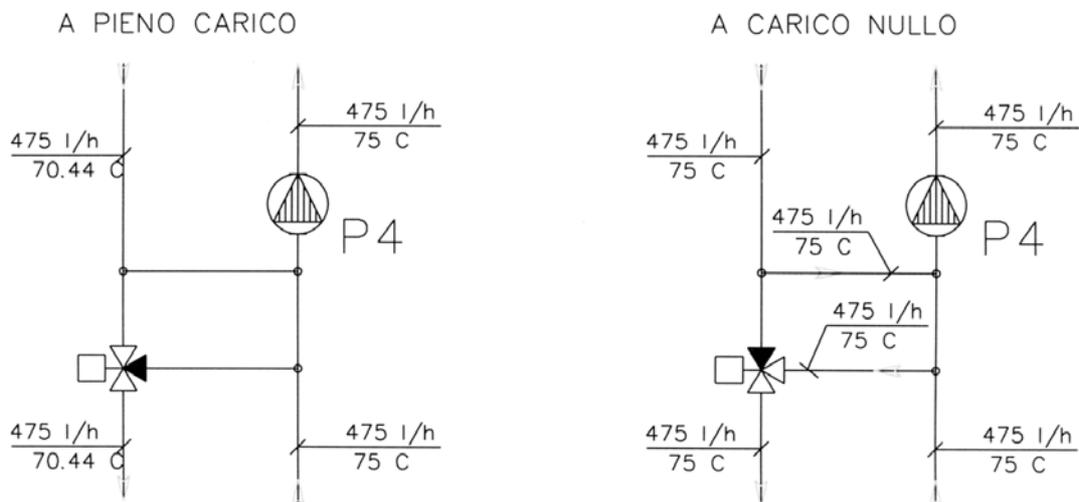


Figura 12
Circuiti ad iniezione

SCHEMA DI PRINCIPIO CIRCUITO DI INIEZIONE
RETE RADIATORI



SCHEMA DI PRINCIPIO CIRCUITO DI INIEZIONE
RETE VENTILCONVETTORI

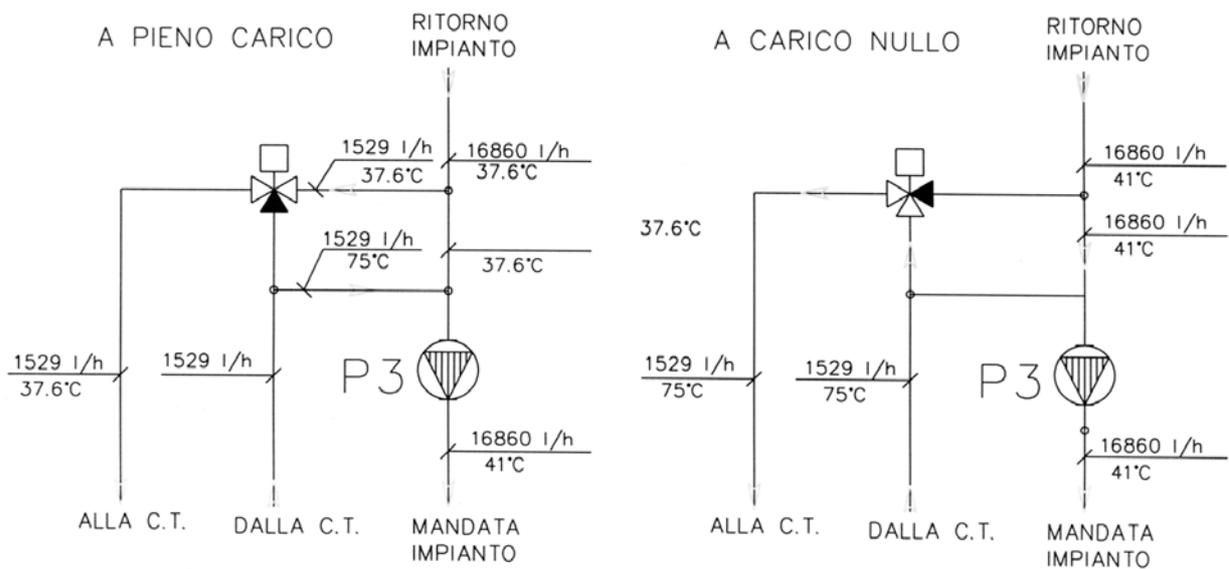
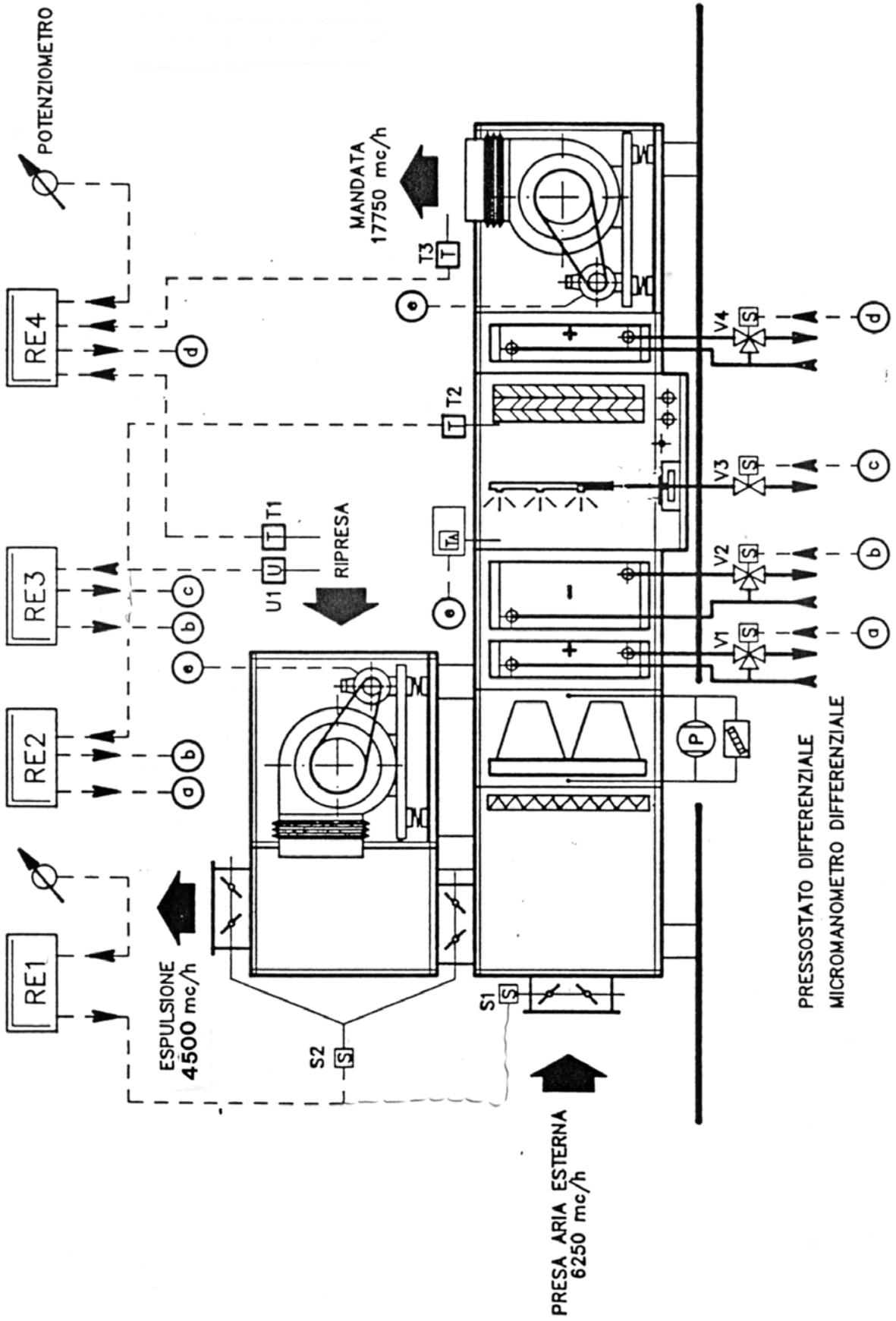


Figura 13



DATI RELATIVI ALLA SALA RIUNIONI

N° progressivo locale : 051
 N° locale di riferimento : 051
 Descrizione del locale : sala consiliare

Piano di appartenenza: T Categoria di destinazione d'uso : E.4(1) Zona di appartenenza : 3
 Impianto di riscaldamento : 1 Impianto di ventilazione meccanica :
 Area della superficie (m²) : 289 Altezza del locale (m) : 9.9 Vol. netto locale (m³) : 2861.1

Temperatura interna locale (°C) : 20
 N° ricambi orari d'aria naturali (vol/h) : 0.5 N° ricambi orari d'aria forzati (vol/h) :

Dispersioni (W) del locale ripartite per struttura disperdente

Struttura	K (W/m ² °C)	Sup. m ²	Q trasm.			Totale W
			Esterno W	Loc. n.r. W	Loc. adiac. W	
STR101	1,533	558.6	21115	0	0	21115
PAV100	1,357	100.0	0	2036	0	2036
FIN2	3.043	66.5	5365	0	0	5365
SOL101	0.378	294.0	2776			2776
Totale		1019.1	29256	2036	0	31292

Area della superficie disperdente:	esterno		altri locali m ²	Totale m ²
	Esterno m ²	Loc. non risc. m ²		
	919.1	100	0.0	1019.1

Potenza totale dispersa	conduzione	ventilazione	recupero	totale
	W	W	W	W
	.4	0.0	0.0	42244.4

Potenza totale max. disperdibile per legge (W) : 42417.46

Rapporto Area sup. int. Verso est./Vol netto del locale : 0.356
 CD max ammesso dalla legge per il locale (W/m³°C) : 0.593
 CD effettivi del locale (W/m³°C) : 0.590

N° progressivo locale : 51

N° locale di riferimento : 51
Descrizione locale : sala consiliare
Piano di appartenenza : terra
Zona di utilizzazione : 2
Superficie in pianta del locale (m²) : 289
Altezza del locale (m) : 9.9
Superficie disperdente totale (m²) : 932.15
Peso del pavimento (kg/(m²)) : 450
Volume netto del locale (m³) : 2861.1

Dati termoigrometrici di progetto

Temperatura estiva interna del locale (°C) : 26
Umidità relativa interna del locale (%) : 50
N° di ricambi orari d'aria (vol/h) :

Carichi interni

N° di persone mediamente presenti : 250
Grado di attività (1 – 11) : 4

Carichi interni	sensibili		latenti	
	frig/h	W	frig/h	W
Carico dovuto alle persone	13750	15988	15000	17442
Riscaldamento elettrico	0	0		
Illuminazione ad incandescenza	2580	3000		
Illuminazione a fluorescenza	5375	6250		
Presenza di motori elettrici	0	0		
Altri carichi sensibili	0	0		
Altri carichi latenti			0	0
Carichi interni totali	21705	25238	15000	17442

N° progressivo del locale: 51

Rientrate di calore alle varie ore del giorno

Ora	Q trasm.		Q irragg.		Q infiltrazione		Altri carichi		Q totale		Totale
	W	W	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Lat.	
			W	W	W	W	W	W	W	W	
8	1449	3136	0	0	25238	17442	29844	17442	47286		
9	1639	3349	0	0	25238	17442	30227	17442	47668		
10	1820	3558	0	0	25238	17442	30617	17442	48059		
11	2081	4099	0	0	25238	17442	31418	17442	48860		
12	2346	4681	0	0	25238	17442	32265	17442	49707		
13	3331	5439	0	0	25238	17442	34009	17442	51451		
14	4101	6274	0	0	25238	17442	35614	17442	53056		
15	4960	6809	0	0	25238	17442	37008	17442	54450		
16	5382	6649	0	0	25238	17442	37270	17442	54712		
17	5984	5706	0	0	25238	17442	36929	17442	54371		
18	6287	4613	0	0	25238	17442	36139	17442	53581		
19	6582	0	0	0	25238	17442	31820	17442	49262		

Rientrate di calore alle varie ore del giorno suddivise in calore sensibile e latente

Ora	Q tot.	Q tot.	Q sens.	Q sens.	Q lat.	Q lat.	R=Qs/ Qt
	(frig/h)	W	(frig/h)	W	(frig/h)	W	
8	40666	47286	25666	29844	15000	17442	0.631
9	40995	47668	25995	30227	15000	17442	0.634
10	41330	48059	26330	30617	15000	17442	0.63
11	42020	48860	27020	31418	15000	17442	0.643
12	42748	49707	27748	32265	15000	17442	0.649
13	44248	51451	29248	34009	15000	17442	0.660
14	45628	53056	30628	35614	15000	17442	0.671
15	46827	54450	31827	37008	15000	17442	0.679
16	47052	54712	32052	37270	15000	17442	0.981
17	46759	54371	31759	36929	15000	17442	0.679
18	49079	53581	31079	36139	15000	17442	0.674
19	42365	49262	27365	31820	15000	17442	0.645

Riepilogo delle condizioni di massimo carico

Ora di massimo carico		: 16
Rientrate di calore max. per trasmissione	(W)	: 5382
Rientrate di calore max per irraggiamento	(W)	: 6649
Rientrate di calore max per ventilazione	(W)	: 0
Carichi interni	(W)	: 42680
Rientrate di calore totali	(W)	: 54712

CALCOLI ESTIVI ED INVERNALI PER L'INTERO EDIFICIO

DATI DI PROGETTO

Dati generali

Sigla identificazione progetto : LUCIO2
Descrizione progetto : Palazzo municipale
Ubicazione progetto : Provincia di Padova
Committente : Ente comunale
Progettista edile :
Consulente termotecnico :
Impresa costruttrice :
Installatore impianti :
Data di progetto : 31/01/1992
Data ultima revisione : 07/10/1994

Classe edificio : E.2 E.4(1)
Ubicazione edificio : Ponte S. Nicolò
Altezza sul livello del mare (m) : 12
Gradi giorno (°Cgg) : 2383
Zona climatica : E

Dati geoclimatici

Località climatica di riferimento : Padova
Temperatura di progetto invernale (°C) : -5
Conduktività termica del terreno (W/m°C) : 2.90
Temperatura acqua di falda (°C) : 12
Durata periodo di riscaldamento (gg) : 180
Temperatura media del mese più freddo (°C) : 1.5
Velocità del vento (m/s) : 1.5

Situazione ambientale : edificio in piccolo agglomerato
Correzione della temperatura esterna (°C) : -1.0

Altezza s.l.m. località riferimento (m) : 12
Differenza di quota (m) : 0
Correz. temperatura est. per diff. quota (°C) : 0

Temperatura esterna di progetto proposta (°C) : -6.0
Temperatura esterna di progetto adottata (°C) : -5.0

DATI DI PROGETTO

Dati generali

Sigla identificazione progetto : LUCIO2
Descrizione progetto : Palazzo municipale
Ubicazione progetto : Provincia di Padova
Committente : Ente comunale
Progettista edile :
Consulente termotecnico :
Impresa costruttrice :
Installatore impianti :
Data di progetto : 31/01/1992
Data ultima revisione : 07/10/1994

Classe edificio : E.2 E.4(1)
Ubicazione edificio : Ponte S. Nicolò
Altezza sul livello del mare (m) : 12
Gradi giorno (°Cgg) : 2383
Zona climatica : E

Dati geoclimatici

Località climatica di riferimento : Padova
Temperatura di progetto invernale (°C) : -5
Conduktività termica del terreno (W/m°C) : 2.90
Temperatura acqua di falda (°C) : 12
Durata periodo di riscaldamento (gg) : 180
Temperatura media del mese più freddo (°C) : 1.5
Velocità del vento (m/s) : 1.5

Situazione ambientale : edificio in piccolo agglomerato
Correzione della temperatura esterna (°C) : -1.0

Altezza s.l.m. località riferimento (m) : 12
Differenza di quota (m) : 0
Correz. temperatura est. per diff. quota (°C) : 0

Temperatura esterna di progetto proposta (°C) : -6.0
Temperatura esterna di progetto adottata (°C) : -5.0

DATI DI PROGETTO

Dati generali

Edificio : palazzo municipale
Ubicazione : provincia di Padova

Committente : Ente comunale
Progettista edile :
Progettista termotecnico :
Impresa costruttrice :
Installatore impianti :

Data del progetto : 31/01/1992
Data ultima revisione : 07/10/1994

Caratteristiche geografiche del luogo di edificazione

Località : Ponte San Nicolò
Altezza s.l.m. (m) : 12
Località climatica di riferimento : Padova

Dati caratteristici fisici e geoclimatici della località effettiva

Temperatura b.s. esterna (ore 15) (°C) : 34
Temperatura b.u. esterna (ore 15) (°C) : 24
Latitudine (°) : 45
Escursione termica giornaliera (°C) : 11
Escursione termica annua (°C) : 39
Velocità del vento (m/s) : 1.5

Temperature ed umidità esterne

Ora	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
T °C b.s.	26.1	27.3	28.5	29.8	31.0	32.3	33.5	34.0	33.5	33.0	32.5	31.4
T °C b.u.	22.0	22.3	22.5	23.0	23.5	23.8	24.0	24.0	24.0	23.8	23.5	23.3
U.R.%	70.3	64.9	60.0	56.6	53.6	49.4	45.7	43.8	45.7	46.4	47.2	50.5

Condizioni di progetto

Ore di funzionamento dell'impianto : 12
Mese di riferimento del progetto : 7 (luglio)

Riepilogo delle dispersioni

N° loc.	Q conduz. W	N° ric. V/h	Q Ventilaz. W	Q totale W	Superficie m2	Vol. netto m3
1	4494	0,5	1172	5666	173,0	268,8
2	721	0,5	230	951	26,4	52,8
3	704	0,5	227	931	24,5	52,1
4	1486	0,5	641	2127	51,8	147,1
5	4646	0,5	1165	5811	158,8	267,1
6	169	0,5	48	217	5,0	11,1
7	135	0,5	86	221	5,8	19,7
8	32	0,5	20	52	1,4	4,6
9	32	0,5	20	52	1,4	4,6
10	1242	0,5	608	1850	54,3	139,5
11	1737	0,5	778	2516	68,1	178,5
12	1242	0,5	608	1850	54,3	139,5
13	300	0,5	134	434	10,7	30,7
14	24	0,5	15	39	1,0	3,5
15	24	0,5	15	39	1,0	3,5
16	24	0,5	15	39	1,0	3,5
17	1572	0,5	441	2013	50,8	101,2
18	862	0,5	261	1123	28,7	59,8
19	1905	0,5	310	2215	52,0	71,1
20	430	0,5	147	576	14,7	33,7
21	570	0,5	365	935	24,4	83,7
22	1614	0,5	261	1875	44,1	59,8
23	89	0,5	56	145	3,8	12,9
24	165	0,5	54	219	8,4	12,4
25	869	0,5	273	1142	29,8	62,6
26	1364	0,5	374	1738	42,9	85,7
27	1306	0,5	463	1770	51,1	106,3
28	1621	0,5	420	2041	73,5	96,3
29	2706	0,5	918	3624	111,3	210,5
30	263	0,5	96	359	15,8	22,0
31	1206	0,5	581	1787	50,8	133,3
32	3956	0,5	1062	5018	151,7	243,6
33	137	0,5	44	181	4,8	10,1
34	226	0,5	78	304	5,8	17,9
35	53	0,5	18	72	1,4	4,2
36	53	0,5	18	72	1,4	4,2
37	944	0,5	554	1498	48,5	127,1
38	1229	0,5	473	1702	35,0	108,5
39	944	0,5	292	1236	35,9	67,0
40	943	0,5	554	1493	48,5	127,1
41	226	0,5	122	348	10,6	28,0
42	40	0,5	14	54	1,0	3,2
43	40	0,5	14	54	1,0	3,2
44	40	0,5	14	54	1,0	3,2
45	3892	0,5	1062	4954	151,7	243,6
46	1232	0,5	581	1814	50,8	133,6
47	1693	0,5	420	2113	73,5	96,2
48	559	0,5	154	712	20,7	35,0
49	2131	0,5	685	2816	83,1	157,1
50	262	0,5	96	359	15,8	22,0
51	42244	0.00	0	24442	1019.1	2861.1
Totale	94398		17057	111455	3001.9	6773.8

Riepilogo rientrate estive

N° loc.	Vol. netto m3	Ora max. carico	Q sens. (W)	Q lat. (W)	Q tot. (W)	R = Qs/Qt
1	268,8	14	3552	1075	4626	0,768
2	52,8	14	1460	173	1643	0,889
3	52,1	15	2705	502	3208	0,843
4	147,1	9	2343	601	2945	0,796
5	267,1	15	2300	838	3138	0,733
6	11,1	8	0	0	0	
7	19,7	8	0	0	0	
8	4,6	8	0	0	0	
9	4,6	8	0	0	0	
10	139,5	14	1352	675	2026	0,667
11	178,5	9	2768	579	3346	0,827
12	139,5	14	1351	675	2026	0,667
13	30,7	8	0	0	0	
14	3,5	8	0	0	0	
15	3,5	8	0	0	0	
16	3,5	8	0	0	0	
17	101,2	8	1962	521	2484	0,790
18	59,8	8	1337	441	1779	0,752
19	71,1	9	1692	412	2104	0,804
20	33,7	15	647	387	1034	0,626
21	83,7	14	579	486	1065	0,544
22	59,8	16	2064	441	2504	0,824
23	12,9	8	0	0	0	
24	12,4	8	0	0	0	
25	62,6	17	1144	325	1469	0,779
26	85,7	17	2102	368	2470	0,851
27	106,3	15	1370	334	1704	0,804
28	96,3	14	1402	185	1586	0,884
29	210,5	14	2882	893	3775	0,763
30	22,0	19	176	40	215	0,819
31	133,3	9	2612	576	3188	0,819
32	243,6	17	1983	1008	2991	0,663
33	10,1	8	0	0	0	
34	17,9	8	0	0	0	
35	4,2	8	0	0	0	
36	4,2	8	0	0	0	
37	127,1	17	1033	642	1674	0,617
38	108,5	18	2941	332	3273	0,899
39	67,0	8	1175	339	1514	0,776
40	127,1	17	1158	642	1799	0,644
41	28,0	8	0	0	0	
42	3,2	8	0	0	0	
43	3,2	8	0	0	0	
44	3,2	8	0	0	0	
45	243,6	8	3751	1285	5032	0,745
46	133,6	16	1220	396	1616	0,755
47	96,2	17	1411	178	1589	0,888
48	35,0	17	1208	134	1343	0,899
49	157,1	17	2422	372	2794	0,867
50	22,0	19	176	40	215	0,819
51	2861,1	16	37270	17442	54712	0,681
Totale	6773,8		93548	33337	126887	0,780

Rientrate di calore complessive dell'edificio alle varie ore del giorno,
suddivise in calore sensibile e latente

Ora	Q tot. (frig/h)	Q tot. W	Q sens. (frig/h)	Q sens. W	Q lat. (frig/h)	Q lat. W	R=Qs/ Qt
8	96583	112306	67443	78422	29141	33885	0.698
9	98104	114074	69127	80380	28977	33694	0.704
10	98863	114957	70034	81434	28829	33523	0.708
11	100099	116394	70983	82538	29116	33856	0.709
12	101573	118108	72103	83841	29470	34267	0.709
13	104310	121291	75034	87249	29276	34042	0.719
14	107427	124916	78283	91026	29145	33889	0.728
15	109736	127600	80866	94030	28870	33569	0.736
16	110090	128012	80945	94122	29145	33889	0.735
17	108734	126435	79845	92843	28889	33592	0.734
18	106738	124114	78066	90775	28671	33339	0.731
19	92729	107825	63971	74385	28758	33440	0.689

Dati relativi al carico massimo contemporaneo

Ora di massimo carico complessivo	: 16
Potenza sensibile richiesta	: 94122
Potenza latente richiesta	: 33889
Potenza totale richiesta	: 128012
Rapporto Qs/Qt	: 0.735

LEGENDA SIMBOLI



AERMEC

ESEMPLI DI CALCOLO IMPIANTISTICO

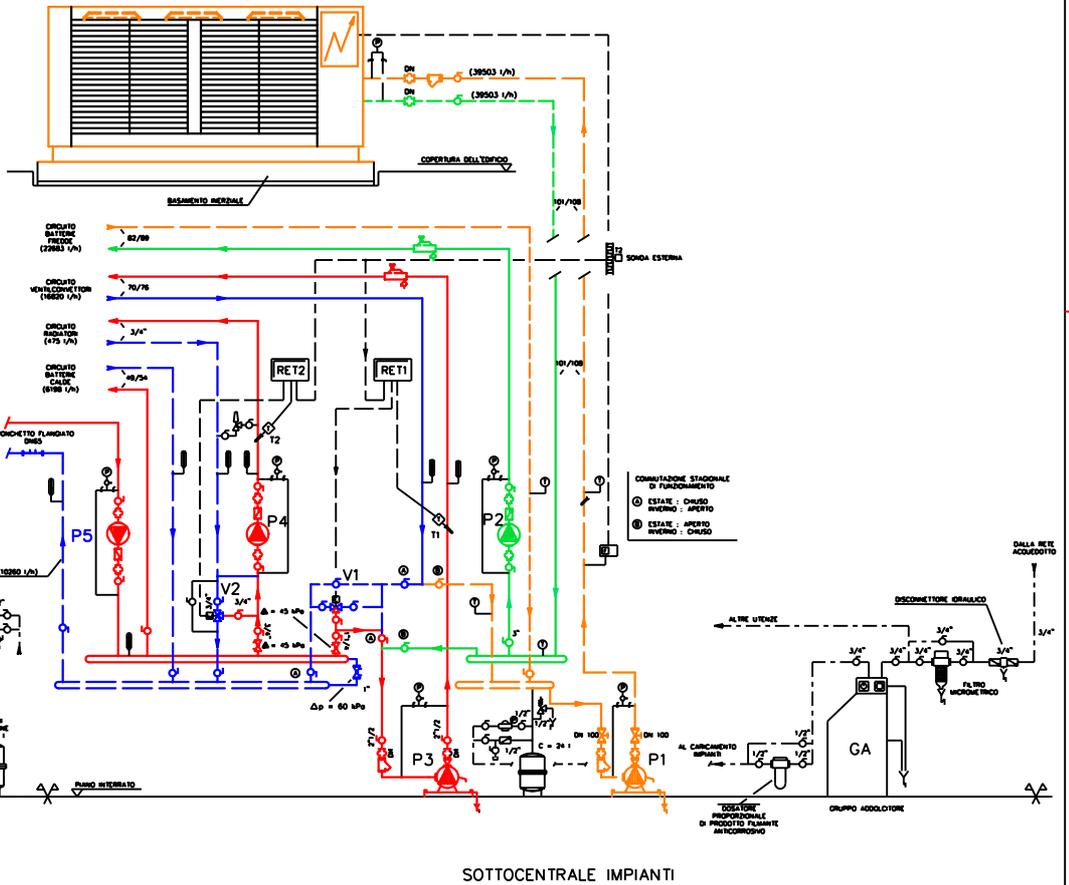
Es. n. E2	Denominazione Uffici e sala riunioni Impianto a ventilconvettori per uffici Impianto a tutta aria per sala riunioni
Tavoletta TO/B	Schema funzionale generale
Consulenza impiantistica: Servizio Tecnico Commerciale - Aermecc sede	
E2 TO/B 07/09/04	

G.F. mod. AERMEC RV 0901L

CARATTERISTICHE DELLE POMPE		
	PORTATA (m ³ /h)	PREVALENZA (mPa)
P1	36.5	73
P2	22.7	98.24
P3	16.8	62
P4	0.5	37
P5	10.3	95

CARATTERISTICHE DELLE VALVOLE			
	DN	Kv	ΔP (MPa)
V1	20	5.0	15
V2	10	1.5	15

VALVOLA	V1	V2
DN	10	20
Kv	1.5	5.0
ΔP (MPa)	15	15



LOCALE CALDAIA

SOTTOCENTRALE IMPIANTI

AERMEC

ESEMPI DI CALCOLO IMPIANTISTICO

Esmpio n.	Compartimento	Sala riunioni
E2	Impianto di climatizzazione a tutta aria	
Tubo	Rete canalizzazioni e tubazioni	
T1	Piano interrato	
Consulenza impiantistica	Servizio Tecnico Commerciale - Aermec sede	

E2 T1 26/07/04

LEGENDA

- RETE ACQUA RISCALDATA
- RETE BATTERIA CALDE
- RETE BATTERIA FREDDA
- PONTONANDO DEI TUBAZIONI
- GRIGLIO DI DELESCARIONE
- VALVOLA DI REGOLAZIONE A SERIE
- SERRANDA TEGOLATA/OCCIO BILLO OMOLOGATA

NOTE - La fornitura e posa in opera delle reti di scritto posto nel pavimento dell'interrato e' esclusa dalla fornitura

Le modalita' di isolamento e finitura esterna di tubazioni e canalizzazioni sono previste nel capitolo speciale di opere

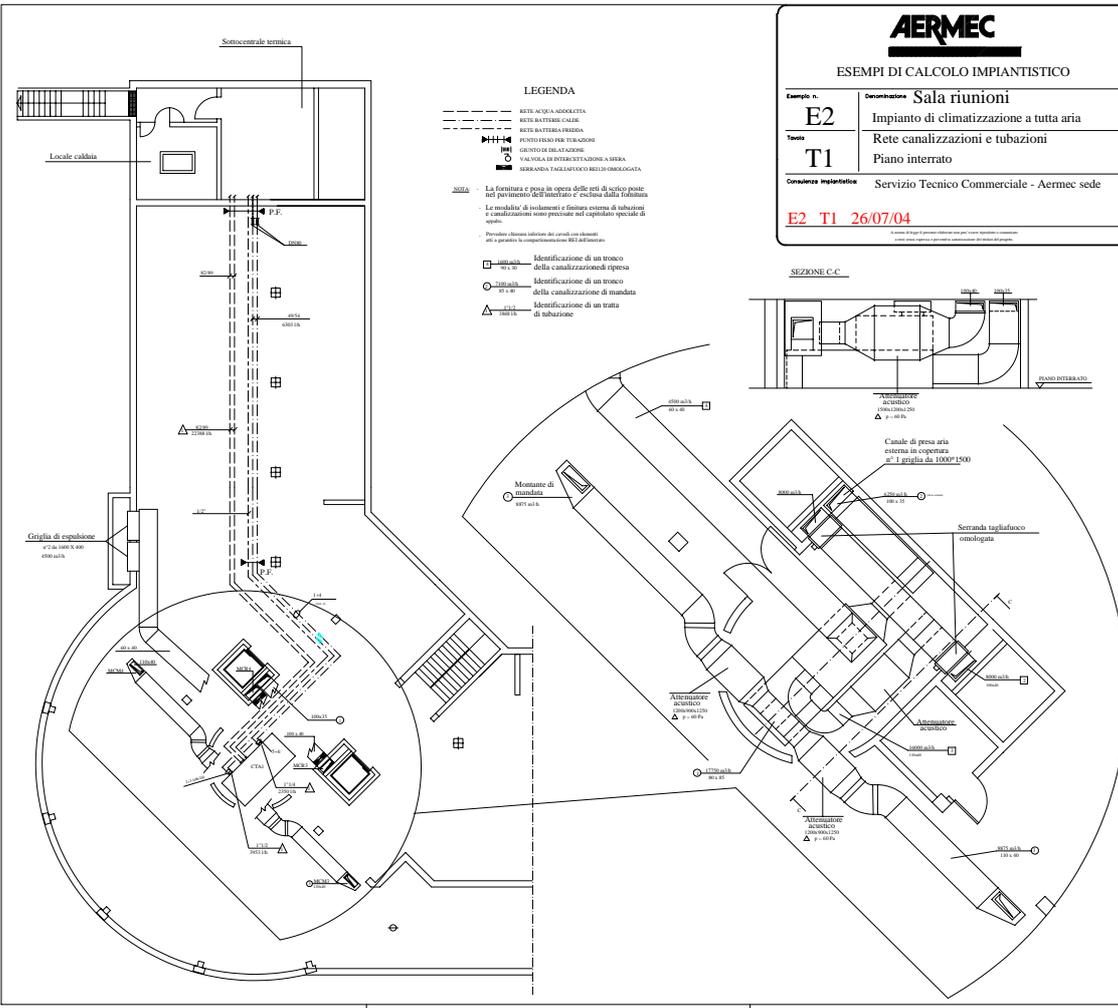
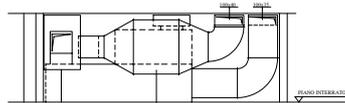
Prevedere idonea isolazione dei canali con almeno 250 mm e garantire la compattezza con REI dell'interrato

Identificazione di un tronco della canalizzazione ripresa

Identificazione di un tronco della canalizzazione di mandata

Identificazione di un tratto di subistazione

SEZIONE C-C



AERMEC

ESEMPI DI CALCOLO IMPIANTISTICO

Descrizione	Sala riunioni
Carico E2	Impianto di climatizzazione a tutta aria
Carico T2	Rete di canalizzazioni
Carico T2	Piano terra e piano primo
Carico T2	Servizio Tecnico Commerciale - Aermecc sede
E2 T2 26/07/04	

LEGENDA

- Registro di taratura a farfalla o a bandiera
- Serranda di taratura ad albero
- Diffusore a soffitto
- Identificazione di un minimo dalla canalizzazione di ripresa
- Identificazione di un minimo dalla canalizzazione di scarico

