

Giuliano Cammarata

IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO PER USI CIVILI

© Copyright Legislazione Tecnica 2024

La riproduzione, l'adattamento totale o parziale, la riproduzione con qualsiasi mezzo, nonché la memorizzazione elettronica, sono riservati per tutti i paesi.

Finito di stampare nel mese di febbraio 2024 da

LOGO SRL

Via Marco Polo, 8 - 35010 - Borgoricco (PD)

Legislazione Tecnica S.r.L.

00144 Roma, Via dell'Architettura 16

Servizio Clienti

Tel. 06/5921743 - Fax 06/5921068

servizio.clienti@legislazionetecnica.it

Portale informativo: www.legislazionetecnica.it

Shop: ltshop.legislazionetecnica.it

I contenuti e le soluzioni tecniche proposte sono espressioni dell'esperienza maturata nel corso degli anni dagli Autori. Esse possono, quindi, soltanto essere fatte proprie dal lettore, o semplicemente rigettate, ed hanno l'intento di indirizzare e supportare il tecnico nella scelta della soluzione che maggiormente si adatta alla situazione oggetto di analisi. Rimane, pertanto, a carico del tecnico la selezione della soluzione da adottare. Il lettore utilizza il contenuto del testo a proprio rischio, ritenendo indenne l'Editore e gli Autori da qualsiasi pretesa risarcitoria.

INDICE

INTRODUZIONE	15
1. Cenni storici	15
2. La tipologia degli impianti meccanici	17
3. Le problematiche del condizionamento dell'aria	19
4. Nozioni necessarie	20
4.1 Termodinamica e trasmissione del calore	20
4.2 Aria umida	20
4.3 Comfort termo-igrometrico	21
4.4 Calcolo dei carichi termici estivi	21
5. Gli elementi caratteristici del condizionamento dell'aria	22
5.1 I refrigeratori d'acqua	22
5.2 Le torri di raffreddamento	22
5.3 Le Unità di trattamento aria (UTA)	23
5.4 Le reti aerauliche e idroniche	23
5.5 I terminali aeraulici e idronici	24
6. I problemi della rumorosità degli impianti	24
7. Finalità del libro	25
7.1 Riferimento ai componenti di impianto reali	26
7.1.1 Le scelte dei componenti commerciali con i CAD di progettazione	26
7.1.2 Progetto di appalto e progetto di cantiere	27
7.2 Suddivisione del libro in parti	27

PARTE PRIMA

CAPITOLO 1 - SISTEMI TERMODINAMICI E TRASMISSIONE DEL CALORE

1.1 Le grandezze fisiche fondamentali	29
1.1.1 Energia	29
1.1.2 Potenza	29
1.1.3 Densità	30
1.1.4 Pressione	30
1.1.5 Viscosità dinamica	31
1.1.6 Viscosità cinematica	31
1.1.7 Temperatura	32
1.1.8 Energia interna di un corpo	32
1.1.9 Calore specifico	32
1.1.10 Capacità termica	33
1.2 Il sistema termodinamico dell'edificio	34
1.2.1 Premessa	35
1.2.2 Grandezze specifiche	36
1.2.3 Forme di energia fondamentali	36
1.2.3.1 Energia cinetica	37
1.2.3.2 Energia potenziale	37

1.2.3.3	Energia termica	37
1.2.3.4	Lavoro termodinamico	37
1.2.3.5	Energia elettrica.....	38
1.2.3.6	Energia chimica	38
1.2.3.7	Energia di flusso	38
1.2.4	Equazione di bilancio per un sistema aperto	39
1.2.5	Equazione dell'energia per i sistemi aperti	41
1.3	Le grandezze per la trasmissione del calore.....	42
1.3.1	Conducibilità termica	42
1.3.2	Convenzione termica	43
1.3.3	Resistenza e trasmittanza termica	44
1.3.4	Scambi termici radiativi	46

CAPITOLO 2 - PSICROMETRIA

2.1	L'aria umida.....	49
2.1.1	Diagramma psicrometrico.....	54
2.1.2	Miscela di due correnti d'aria	57
2.1.3	Riscaldamento di un flusso di aria umida	58
2.1.4	Raffreddamento di un flusso d'aria	59
2.2	Deumidificatori a batterie alettate a saturazione	61
2.2.1	Saturazione adiabatica con acqua fredda	63
2.2.2	Saturazione adiabatica con vapore	66
2.2.3	Misura dell'umidità relativa	67

CAPITOLO 3 - IL COMFORT TERMO-IGROMETRICO

3.1	Interazione edificio-uomo	70
3.2	Le condizioni di comfort termico.....	70
3.2.1	L'equazione del benessere di Fanger	71
3.2.2	Le condizioni per il benessere termico	75
3.2.2.1	Osservazioni sulla temperatura di comfort	78
3.2.2.2	Temperatura operativa	78
3.2.3	Nuovo diagramma del benessere ASHRAE	78
3.2.4	Dati climatici e condizioni di benessere	81
3.3	Equazione di bilancio energetico in regime transitorio	83
3.3.1	La regolazione della temperatura corporea	84
3.4	Normativa per il comfort termo-igrometrico.....	86
3.4.1	Riferimenti normativi.....	87
3.4.2	La UNI EN ISO 7730	87
3.4.3	Condizioni di benessere in ambienti speciali.....	90
3.4.3.1	Riscaldamento con raggi infrarossi	91

CAPITOLO 4 - QUALITÀ DELL'ARIA IN AMBIENTI CONFINATI (IAQ)

4.1	Il benessere olfattivo	93
4.2	Le sostanze inquinanti	94
4.3	Indicatori della qualità dell'aria.....	94
4.3.1	CO ₂ e bioeffluenti.....	95
4.3.2	Prodotti di combustione: SO _x , NO _x , CO	95
4.3.3	Composti organici volatili (VOC)	95

4.3.4	Il radon.....	96
4.3.5	Contaminati biologici	96
4.4	Il controllo dell'inquinamento indoor.....	97
4.5	Il metodo decipol	98
4.5.1	Calcolo della portata di ventilazione	98
4.5.2	Calcolo della portata in condizioni tipiche.....	99
4.5.3	Portata di aria esterna per la diluizione della CO ₂	100
4.5.4	Implicazioni energetiche della ventilazione	101
4.6	Gli standard per le portate di ventilazione.....	102
4.6.1	Standard ASHRAE 62/89	102
4.6.2	Norma UNI 10399.....	103
4.7	Ventilazione e percentuale di insoddisfatti (PPD)	104
4.8	Nuovo standard ASHRAE 62/89 R	106
4.9	Il decipol e l'olf.....	106
4.10	Le correlazioni sperimentali PPD - decipol	107
4.10.1	Inquinamento causato dalle persone e dai materiali	109
4.11	Diffusione dell'aria ed efficienza della ventilazione	110
4.12	Portata di ventilazione col metodo di Fanger.....	111
4.12.1	Esempio di calcolo secondo il metodo di Fanger	112
4.12.2	Note critiche al metodo di Fanger.....	113
4.13	Qualità dell'aria secondo la UNI EN 16788-1:2019	114
4.14	Sistemi attivi per la protezione dal contagio virale	115
4.14.1	Il contagio a breve distanza	117
4.14.2	Il contagio a grande distanza.....	118
4.14.3	Misure di riduzione del contagio di tipo fisico e biologico	120
4.14.4	Le correzioni di Fisk e Nazaroff	120
4.14.5	Il problema della qualità dell'aria (IAQ) per la CO ₂	121
4.14.6	Sistemi attivi di sanificazione per le UTA.....	123
4.14.7	Filtri ad alta efficienza.....	123
4.14.8	Lampade UV-C e a scarica nei gas.....	125
4.14.9	Batterie di scambio	128
4.14.10	Ventilatore	129
4.14.11	Canali d'aria.....	129
4.14.12	Criteri di riduzione del contagio per il progetto degli impianti di condizionamento.....	130

CAPITOLO 5 - ENERGETICA DEGLI EDIFICI

5.1	Il comportamento termico degli edifici.....	131
5.2	Il regime stazionario degli edifici	131
5.3	Il transitorio termico degli edifici.....	133
5.4	Parametri per il carico termico degli edifici.....	133
5.4.1	La temperatura aria-sole	134
5.4.2	Qualità termofisiche delle finiture superficiali.....	136
5.4.3	Pareti interne	137
5.4.4	Effetto serra negli edifici	137
5.5	Sistema edificio-impianto e bilanci energetici	139
5.5.1	Accumulo termico ed effetti sul transitorio termico	140

CAPITOLO 6 - CRITERI PROGETTO PER IL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

6.1	L'evoluzione degli impianti meccanici	141
6.2	Le fasi progettuali degli impianti meccanici	141
6.3	Scelta della tipologia impiantistica	142
6.4	Le sezioni di un impianto di condizionamento	143
6.5	Schematizzazione della soluzione impiantistica	144
6.5.1	Impianti che utilizzano solo acqua	144
6.5.2	Impianti che utilizzano aria	144
6.5.3	Unità di trattamento aria (UTA)	147
6.5.4	Impianti misti aria-acqua	149
6.6	La selezione dei componenti di impianto	149
6.6.1	Gli esecutivi di progetto	150
6.6.2	Gli esecutivi di cantiere per i componenti di impianto	151

PARTE SECONDA

CAPITOLO 7 - CALCOLO DEI CARICHI TERMICI

7.1	Le problematiche degli impianti di climatizzazione estivi	152
7.2	Metodi di calcolo dei carichi termici di raffreddamento e condizioni di progetto	153
7.2.1	Componenti del carico termico estivo	156
7.2.2	Metodi di calcolo esatti dei carichi termici estivi	157
7.2.3	Condizioni di transitorio termico per gli ambienti	158
7.3	Metodi di calcolo dei carichi termici estivi	161
7.3.1	Impostazioni metodologiche dei metodi di calcolo	162
7.4	Modelli di calcolo TFM, HBM e Carrier	164
7.5	Metodo delle funzioni di trasferimento (TFM)	165
7.5.1	La metodologia di base	167
7.5.2	Riferimenti teorici sul metodo delle funzioni di trasferimento	168
7.5.2.1	Il bilancio termico per un ambiente	168
7.5.2.2	Trasmissione per conduzione	170
7.5.2.3	Fattori di risposta	171
7.5.3	Bilancio globale di un ambiente mediante i fattori di risposta	175
7.5.4	Esempio di applicazione del metodo TFM	178
7.6	Heat balance method (HBM)	179
7.6.1	Applicazione del metodo HB	181
7.7	Metodo Carrier per il carico termico estivo	183
7.7.1	Il sistema ambiente con impianto a tutt'aria	184
7.7.2	Calcolo dei disperdimenti attraverso le pareti	186
7.7.3	Calcolo del carico termico in condizioni reali - Metodo semplificato	187
7.7.4	Calcolo analitico della differenza di temperatura equivalente ...	189
7.7.4.1	Metodologia di calcolo della differenza di temperatura equivalente	190
7.7.5	Calcolo dei disperdimenti attraverso le finestre	192
7.7.5.1	Trasmissione termica attraverso i vetri	192
7.7.5.2	Radiazione solare	193

7.7.6	Carichi termici interni	194
7.7.7	Carico sensibile per ventilazione e infiltrazioni	195
7.7.8	Calore latente	195
7.7.9	Carico termico totale dell'edificio	196
7.7.10	Esempio di calcolo con il metodo Carrier	197
7.8	Calcolo dinamico degli edifici - UNI EN 52016.....	199
7.8.1	Modello dinamico secondo la UNI EN ISO 52016 e la UNI EN ISO 52017	200
7.8.2	Bilanci energetici delle pareti	201
7.8.3	Tipologie di pareti	202
7.8.4	Risoluzione delle equazioni per le pareti	203
7.8.5	Esempi di modello dinamico	204
	7.8.5.1 Esempio di modello dinamico - Software MC4Suite™ ..	204
	7.8.5.2 Esempio di modello dinamico - Software TERMOLOG™ ..	209
7.8.6	Osservazioni sull'analisi dinamica	216

CAPITOLO 8 - CONDIZIONAMENTO ESTIVO CON IMPIANTI A TUTT'ARIA E RETTA AMBIENTE

8.1	Caratteristiche del condizionamento dell'aria.....	217
8.2	Il funzionamento del condizionamento a tutt'aria	217
8.3	Impianti a tutt'aria con ricircolo parziale	221
8.3.1	Impianti a ricircolo parziale con elevati carichi latenti	224
8.4	Condizionamento invernale a tutt'aria	227
8.4.1	Condizionamento invernale senza ricircolo	228
8.4.2	Ricircolo parziale nel condizionamento invernale	229
8.4.3	Riscaldamento invernale con impianti ad aria	232
	8.4.3.1 Trattamento semplificato per la termoventilazione invernale con saturazione ad acqua	234
	8.4.3.2 Trattamento semplificato per la termoventilazione invernale con saturazione a vapore	235
8.5	Le batterie alettate	235
8.5.1	Pendenza di una trasformazione e fattore termico	238
8.5.2	Batterie per riscaldamento e raffreddamento sensibile	239
8.5.3	Batterie per l'umidificazione	241
	8.5.3.1 L'efficienza di saturazione	245
8.5.4	Batterie alettate per la deumidificazione	245
	8.5.4.1 Deumidificatore ad assorbimento igroscopico	246
	8.5.4.2 Fattore di by pass della batteria	246
	8.5.5 Potenzialità delle batterie di scambio	249
8.6	Sistemi di condizionamento estivi	250
8.6.1	Sistemi a tutt'aria con ricircolo totale e post riscaldamento	250
8.7	Controllo del punto di immissione per più ambienti.....	253
8.8	Impianti multizona	256
8.9	Impianti a doppio condotto - <i>Dual conduit</i>	256
8.10	Processi di riscaldamento e deumidificazioni.....	259

CAPITOLO 9 - IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO AD ACQUA

9.1	Impianti di condizionamento parziali ad acqua	261
-----	---	-----

9.2	Selezione dei fan coil	262
9.2.1	Impianto a due tubi	263
9.2.2	Impianti a quattro tubi	265
9.2.3	Fan coil con motori EC <i>brushless</i>	267
9.2.4	Il motore	267
9.2.5	Il microprocessore	268
9.2.6	La scheda di controllo	268
9.2.7	Vantaggi dei motori ECM	268
9.3	Impianti misti ad aria primaria	268
9.3.1	Regime estivo dei fan coil	269
9.3.2	Regime invernale dei fan coil	270
9.3.3	Selezione e caratteristiche dei fan coil per impianti misti	271
	9.3.3.1 Condizioni estive	271
	9.3.3.2 Condizioni invernali - Metodo semplificato	274
9.4	Considerazioni progettuali per gli impianti misti	276
9.4.1	Unità di trattamento dell'aria primaria	276
	9.4.1.1 Condizioni estive	277
	9.4.1.2 Condizioni invernali - Metodo semplificato	278
9.4.2	Regolazione negli impianti misti	279
9.4.3	Controllo della portata dei fan coil	280

PARTE TERZA

CAPITOLO 10 - REFRIGERATORI D'ACQUA

10.1	Importanza dei refrigeratori d'acqua	282
10.2	Termodinamica dei refrigeratori d'acqua	282
10.2.1	Cicli frigoriferi in cascata	285
10.2.2	Sistemi innovativi per migliorare l'efficienza dei refrigeratori d'acqua	286
10.3	Efficienza media stagionale e classificazione europea	287
10.3.1	Regimi variabili	288
10.3.2	Le zone climatiche europee e la definizione delle temperature bivalenti	289
10.4	Fluidi frigoriferi	290
10.4.1	Il problema dell'ozono	291
10.4.2	Refrigeranti compositi (<i>blend</i>)	292
10.5	Compatibilità ambientale dei refrigeranti	293
10.6	Classificazione dei refrigeranti per tossicità e infiammabilità	294
10.6.1	Infiammabilità A2L	294
10.6.2	Caratteristiche e differenze fra i refrigeranti	295
10.6.3	Diagrammi (h, p) per alcuni fluidi frigoriferi	296
10.6.4	Nuovi fluidi frigoriferi oggi ammessi	302
	10.6.4.1 Il gas R32	302
10.6.5	COP al variare dei fluidi frigoriferi	303
10.7	Tipologia di compressori frigoriferi	304
10.7.1	Compressori alternativi	304
10.7.2	Compressori centrifughi	305
	10.7.2.1 Pompaggio nei compressori centrifughi	306

10.7.2.2	Compressori centrifughi con inverter	308
10.7.3	Compressori Turbocor®	312
10.7.3.1	Osservazione sull'utilizzo dei refrigeratori con compressori centrifughi	316
10.7.4	Compressori a vite	317
10.7.4.1	Collegamenti circuitali	318
10.7.4.2	Compressori a vite con inverter	319
10.7.5	Compressori a spirale orbitante - Scroll	322
10.7.6	Intervalli di temperature operative dei compressori scroll e a vite	325
10.7.7	Compressori con inverter	325
10.8	Refrigeratori ad assorbimento	326
10.8.1	Funzionamento della macchina ad assorbimento	327
10.8.2	Refrigeratori commerciali	329
10.8.3	COP e IPLV	331
10.8.4	Considerazioni ambientali	332
10.8.5	Importanza dei generatori ad assorbimento per la trigenerazione	332
10.9	Accumulo inerziale negli impianti di refrigerazione	332
10.9.1	Relazioni semplificate per compressori di piccola taglia	334
10.10	Componenti fondamentali del ciclo frigorifero	336
10.10.1	Vasi di espansione per centrali frigorifere	336
10.10.2	Condensatori	336
10.10.2.1	Condensatori raffreddati ad acqua	336
10.10.2.2	Condensatori raffreddati ad aria	338
10.10.3	Torri di raffreddamento	339
10.10.3.1	Metodo analitico semplificato	340
10.10.3.2	Schemi di collegamenti idronici	343
10.10.3.3	Torre di raffreddamento assiale	346
10.10.3.4	Torri di raffreddamento centrifughe	347
10.10.3.5	Selezione di una torre evaporativa	348
10.10.3.6	Problemi di rumorosità delle torri evaporative	352
10.10.4	Evaporatori	353
10.10.4.1	Batterie ad espansione diretta	355
10.10.4.2	Evaporatore annegato	355
10.10.4.3	Evaporatori a piastra	356
10.10.5	Osservazioni sui componenti dei refrigeratori d'acqua	357
10.11	Selezione dei gruppi di refrigerazione	357
10.11.1	Esempio di selezione di refrigeratore Aermec™	358
10.11.2	Esempio di selezione di refrigeratore Carrier™	361
10.11.3	Osservazioni sulla selezione dei refrigeratori	363
10.11.4	Esempio di selezione di una torre evaporativa modello TRA di Aermec™	365

CAPITOLO 11 - PRESTAZIONI DI UNA POMPA DI CALORE

11.1	Gruppi frigoriferi con funzione di pompe di calore	370
11.2	Funzionamento di una pompa di calore	370
11.3	Le pompe di calore idroniche	372
11.3.1	Punto di equilibrio o temperatura bivalente	372
11.3.2	Sbrinamento delle pompe di calore	374

11.3.3	Decadimento del COP delle pompe di calore	375
11.3.4	Metodi per incrementare le prestazioni delle pompe di calore	376
11.3.5	Utilizzo delle pompe di calore al variare delle zone climatiche....	376
11.3.6	Convenienza delle pompe di calore rispetto alle caldaie	377
11.3.7	Problematiche nell'utilizzo delle pompe di calore	377
11.3.8	Unità con modulo idronico incorporato	379
11.3.9	Funzionamento in free cooling.....	379
11.3.10	La selezione della pompa di calore.....	380
11.3.10.1	Dimensionamento della pompa di calore per l'ACS	383
11.3.11	Criteri di progetto degli impianti con pompe di calore idroniche	383
11.3.12	La classificazione delle pompe di calore.....	384
11.3.13	La regolazione delle pompe di calore idroniche.....	385
11.3.14	Influenza dell'accumulo termico per le pompe di calore idroniche	385
11.3.15	Applicazioni della pompa di calore idronica	386
11.3.16	Utilizzo delle pompe di calore con integrazione solare	387
11.3.17	Funzionamento per il riscaldamento di ambienti - I sistemi misti	388
11.3.17.1	Utilizzo di generatori supplementari	388
11.3.17.2	Utilizzo dell'energia geotermica	389
11.4	Le pompe di calore ad alta temperatura - Booster	390
11.4.1	Unità booster in cascata ai gruppi polivalenti.....	391
11.4.2	Booster in accoppiamento con torre evaporativa.....	392

CAPITOLO 12 - GRUPPI POLIVALENTI - *MULTITUBE*

12.1	Refrigeratori polivalenti idronici	396
12.1.1	Caso A: Funzionamento per sola refrigerazione.....	399
12.1.2	Caso B: Funzionamento per sola pompa di calore	399
12.1.3	Caso C: Refrigeratore con cessione del calore di desurriscaldamento.....	400
12.1.4	Caso D: Refrigeratore con cessione di tutto il calore del condensatore	400
12.1.5	Osservazioni sul funzionamento delle unità polivalenti.....	401
12.2	Parametri energetici delle unità polivalenti idroniche	402
12.2.1	Indice TEP	402
12.2.2	Indice TER	402
12.3	Unità polivalenti idroniche commerciali	403
12.3.1	Unità EasyPACK Rhoss™	403
12.3.1.1	Nuovi indici di efficienza stagionale secondo la EN 14825: SCOP e SEER.....	405
12.3.1.2	Collegamento in parallelo di più unità polivalenti....	405
12.3.2	Unità POKER THAETY 234 H.T. idronica Rhoss™	406
12.3.2.1	Modo 1: Produzione di acqua calda o fredda per la climatizzazione più ACS	408
12.3.2.2	Modo 2: Produzione dedicata di ACS con recuperatore di calore più produzione disgiunta di ACS e acqua calda/fredda per la climatizzazione ..	409
12.3.2.3	Modo 3: Produzione disgiunta di ACS e acqua calda/fredda per la climatizzazione.....	409
12.3.2.4	Modo 4: Recupero termico mediante desurriscaldatore	410

12.3.2.5	Osservazioni sull'unità POKER THAETY 234 H.T. Rhoss™	410
12.3.3	Unità idronica NRP Aermec™	411
12.3.3.1	Modello CPS a 6 tubi Aermec™	413
12.4	La scelta delle unità polifunzionali idroniche	415
12.5	Unità polivalenti ad espansione diretta	415
12.5.1	Impianti ad espansione diretta del tipo VRV e VRF	420
12.5.2	Riscaldamento e raffrescamento con sistemi ad espansione diretta	422
12.5.3	Produzione di ACS con sistemi ad espansione diretta	422
12.5.4	Possibilità di alimentare una rete idronica con sistemi a ED ..	423
12.5.5	Scelta delle unità ad espansione diretta	424
12.5.6	La funzione polivalente nei sistemi ad espansione diretta	424

CAPITOLO 13 - TERMINALI IDRONICI E AD ESPANSIONE DIRETTA

13.1	Terminali idronici ad alte prestazioni	427
13.2	Termoconvettori	427
13.3	Termoventilconvettori - Fan coil	428
13.3.1	Tipologia di fan coil	429
13.3.2	La scelta dei termoventilconvettori	430
13.3.3	Rumorosità dei termoventilconvettori	432
13.4	La scelta dei fan coil per impianti ad aria primaria	434
13.4.1	La scelta dei fan coil per le potenze sensibili e latenti effettive ..	434
13.4.2	Reti idroniche per i fan coil	438
13.4.2.1	Impianti a due tubi	439
13.4.2.2	Impianti a quattro tubi	439
13.4.2.3	Potenza totale di impianto	439
13.4.2.4	Fan coil ad inverter	441
13.4.3	Termoventilconvettori a cassetta	441
13.4.4	Unità a fan coil canalizzate	443
13.5	Travi fredde	445
13.5.1	Vantaggi e svantaggi nell'utilizzo delle travi fredde	447
13.5.2	Travi fredde attive	448
13.5.3	Software per la selezione delle travi fredde	452
13.6	Terminali ibridi	455
13.7	Terminali ad espansione diretta	456
13.8	Altre tipologie di terminali	458

CAPITOLO 14 - TERMINALI AERAILICI - BOCCHETTE E DIFFUSORI

14.1	Terminali per reti aerauliche	460
14.2	Bocchette di mandata	460
14.2.1	La diffusione dell'aria negli ambienti	462
14.2.2	La scelta delle bocchette di mandata	462
14.3	Diffusori dell'aria	465
14.3.1	La scelta dei diffusori	466
14.3.2	Diffusori per grandi portate	467
14.3.3	Diffusori elicoidali	471
14.3.4	Diffusori a dislocamento	472

14.3.5	Diffusori a dislocamento per grandi portate	473
14.3.6	Programmi di selezione dei diffusori	476
14.3.6.1	Il programma SCHAKOLuft	476
14.3.6.2	Il programma CAD TROX Easy Product Finder	477
CAPITOLO 15 - UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA (UTA)		
15.1	Unità di trattamento aria per grandi impianti	480
15.2	Conformità al Regolamento europeo n. 1253/2014	480
15.3	Composizione di un'unità di trattamento aria	483
15.4	La scelta dell'UTA	484
15.5	I componenti interni all'UTA	493
15.5.1	I filtri	493
15.5.1.1	I meccanismi di filtrazione	494
15.5.1.2	Le tipologie di filtri	494
15.5.1.3	Classificazione dei filtri secondo la UNI EN 779:2012	495
15.5.1.4	Classificazione dei filtri secondo la ISO 16890	496
15.5.2	Le batterie alettate per raffreddamento e riscaldamento	499
15.5.3	I ventilatori	500
15.5.3.1	I motori ECM nelle UTA	502
15.5.4	Gli umidificatori	504
15.6	Unità di condizionamento compatte	505
15.7	Unità roof top	508
15.8	Unità di trattamento aria di precisione	511
15.9	Unità di trattamento aria da soffitto	513
15.10	Progettazione e selezione delle UTA	514
15.10.1	Progettazione analitica semplificata	515
15.10.1.1	Impianti a tutt'aria - Ipotesi di assenza di ricircolo ..	515
15.10.1.2	Impianti a tutt'aria - Ipotesi di presenza di ricircolo ..	516
15.10.1.3	Dimensionamento dell'UTA per una sala ristorante ..	519

PARTE QUARTA

CAPITOLO 16 - LE RETI TECNOLOGICHE DI DISTRIBUZIONE

16.1	Circuiti idronici e aerulici	528
16.1.1	Pompa di circolazione e soffianti	529
16.1.1.1	La scelta della pompa di circolazione	530
16.1.2	I collettori idronici di centrale	531
16.1.3	I separatori idraulici	532
16.2	La regolazione di zona nei circuiti idronici	534
16.2.1	Valvole di regolazione	537
16.2.1.1	Inserimento di una valvola di regolazione a due vie ...	537
16.2.1.2	Inserimento di una valvola miscelatrice a tre vie	538
16.2.1.3	Inserimento di una valvola miscelatrice a tre vie con portata costante sul carico	538
16.3	Metodi analitici di progetto delle reti idroniche	539
16.3.1	Le portate dei rami terminali	539
16.3.2	Le metodologie di progetto delle reti idroniche	541
16.3.3	Le equazioni disponibili	541

16.3.4	Metodo a perdita specifica di pressione costante	543
16.3.5	L'algoritmo di calcolo a $\psi = \text{cost}$	545
16.3.6	Strumenti di progettazione delle reti idroniche	547
16.4	Metodi analitici di progetto delle reti aerauliche	548
16.4.1	I rami delle reti aerauliche	549
16.4.2	I circuiti	550
16.4.3	Le equazioni disponibili	551
16.4.4	Metodo a perdita specifica di pressione costante	554
16.4.5	Algoritmo di calcolo a $\psi = \text{cost}$	557
16.4.6	Strumenti di progettazione automatizzata	559
16.4.7	Considerazioni sulla rumorosità delle reti aerauliche	560
16.5	Perdite di pressione nell'unità di trattamento aria	561
16.5.1	Tipologie di canali	562

CAPITOLO 17 - I CIRCUITI DELLE CENTRALI TERMO-FRIGORIFERE

17.1	I circuiti di centrale	564
17.1.1	Circuito primario chiuso	564
17.1.2	Circuito primario aperto	565
17.1.3	Circuiti secondari a temperatura diversa da quella di mandata del generatore	566
17.1.4	Generatori in parallelo	567
17.1.5	Circuiti primari a portata variabile	569
17.1.6	Reti complesse	572

CAPITOLO 18 - IMPIANTI DI VENTILAZIONE E VMC AVANZATE

18.1	La qualità dell'aria	573
18.1.1	La classe di permeabilità dei serramenti	574
18.2	La ventilazione degli ambienti chiusi	574
18.3	La ventilazione naturale	574
18.3.1	Il calcolo della portata d'aria di ventilazione naturale	576
18.4	La ventilazione meccanica	576
18.5	Regole pratiche per la distribuzione dell'aria	578
18.6	I recuperatori di calore	579
18.6.1	Recuperatori con scambiatori rigenerativi	580
18.7	Il preriscaldamento dell'aria di rinnovo	582
18.8	Integrazione della VMC con altri impianti	583
18.8.1	Controllo dell'umidità interna mediante VMC	583
18.8.1.1	Evitare la formazione delle muffe con la VMC	585
18.8.1.2	Formazione di muffe con pannelli radianti per raffrescamento	585
18.8.2	Integrazione dei pavimenti radianti con le VMC	587
18.9	Evoluzione delle VMC verso soluzioni integrate	588
18.9.1	VMC non centralizzata	588
18.10	Impianti a fan coil integrati con VMC	590
18.10.1	Impianti ad aria con VMC integrate	592
18.11	Sistemi VMC avanzati	593
18.11.1	Moduli a ricircolo parziale	596
18.12	Criteri di selezione delle VMC avanzate	596

18.12.1	VMC compatte di tipo HRSW.....	596
18.12.2	VMC di tipo puntuale.....	598
18.12.3	VMC da appartamento.....	600
CAPITOLO 19 - GLI USI CIVILI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE		
19.1	Le applicazioni degli impianti di condizionamento.....	602
19.2	Edifici residenziali.....	602
19.3	Scuole.....	604
19.4	Sale teatrali.....	606
19.5	Ospedali.....	608
19.5.1	Considerazioni sui reparti sensibili.....	608
19.5.1.1	I reparti sensibili trattati.....	609
19.5.1.2	Aspetti impiantistici di un reparto sensibile.....	609
19.5.2	La diffusione dell'aria.....	610
19.5.3	Le reti aerauliche.....	614
19.5.4	Unità di trattamento aria per uso ospedaliero.....	615
19.6	Impianti di condizionamento per il settore terziario.....	616
19.6.1	Edifici di vendita al dettaglio.....	617
19.6.1.1	Negozi di piccole dimensioni.....	617
19.6.1.2	Supermercati.....	618
19.6.1.3	Centri commerciali.....	620
19.6.2	Edifici commerciali e pubblici.....	621
19.6.2.1	Ristoranti e bar.....	622
19.6.2.2	Uffici.....	622
19.6.2.3	Centri di comunicazione.....	624
19.6.2.4	Edifici del settore trasporti.....	625
19.6.2.5	Magazzini di stoccaggio.....	626
19.6.3	Edifici ad alto affollamento.....	626
19.6.3.1	Luoghi di culto.....	627
19.6.3.2	Cinema e teatri.....	627
19.6.3.3	Arene e stadi.....	628
19.6.3.4	Centri fieristici e congressuali.....	629
19.6.3.5	Piscine.....	629
19.6.4	Carichi termici per il settore terziario.....	631
19.6.4.1	Principi di calcolo del carico di raffreddamento.....	632
19.7	Altre tipologie di edifici per usi civili.....	638
BIBLIOGRAFIA.....		639



**Pagine non disponibili
in anteprima**



6

CRITERI PROGETTO PER IL CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

6.1 L'EVOLUZIONE DEGLI IMPIANTI MECCANICI

L'evoluzione delle tecniche costruttive, con edifici sempre più leggeri e con scarsa capacità termica, ha provocato uno scompenso funzionale che ha amplificato le variazioni delle temperature interne degli edifici stessi avvicinandole sempre più a quelle esterne. Le condizioni climatiche variano moltissimo da regione a regione e anche nella stessa regione.

Non sempre si è nelle condizioni, assolutamente privilegiate, di poter fare a meno di integrazioni energetiche nel periodo invernale. Quasi sempre occorre fare in modo che le condizioni ambientali interne di comfort siano raggiunte con l'ausilio di opportuni impianti che chiameremo, per il periodo invernale, di riscaldamento. Si osservi tuttavia che una corretta climatizzazione deve controllare le tre variabili fisiche T , ϕ e v .

La velocità, v , è controllabile mediante il sistema di distribuzione del calore all'interno degli ambienti, ad esempio con radiatori, con termoventilconvettori, con pannelli radianti, con bocchette di immissione dell'aria calda, ecc., mentre la temperatura T e l'umidità relativa ϕ sono controllate dagli impianti di climatizzazione.

6.2 LE FASI PROGETTUALI DEGLI IMPIANTI MECCANICI

Le procedure di calcolo per la progettazione degli impianti meccanici possono così essere schematizzate come indicato nella seguente Tabella 6.1.

Tabella 6.1 - Le fasi progettuali per la progettazione termotecnica

Fase	Azione
1	Individuazione delle specifiche di progetto (cioè dei dati progettuali quali la temperatura interna, esterna, umidità relativa ambiente, velocità dell'aria ambiente, qualità dell'aria, ecc.)
2	Verifica energetica ai sensi del D.M. 26/06/2015 dell'edificio nuovo o con interventi importanti, se applicabile o contemporanea al condizionamento
3	Calcolo dei carichi termici estivi della struttura in funzione delle condizioni ambientali esterne ed interne (microclima da realizzare)

segue

4	Scelta della tipologia impiantistica da realizzare per raggiungere le specifiche di progetto
5	Dimensionamento dei componenti di impianto, generatori termici e UTA
6	Schematizzazione della soluzione impiantistica (layout degli impianti)
7	Dimensionamento delle reti di distribuzione dei fluidi di lavoro
8	Disegno esecutivo degli impianti

Per una corretta progettazione impiantistica è necessaria una conoscenza di tutte le problematiche prima esposte e che può essere raggiunta solo con l'esperienza giornaliera in questo settore. Le fasi progettuali sopra elencate saranno esaminate più in dettaglio nei prossimi capitoli.

Si presentano, di seguito, alcuni criteri di progetto che, però, non debbono ritenersi esaustivi della complessa problematica progettuale. Occorre avere piena conoscenza degli argomenti correlati alle varie fasi progettuali e non è pensabile che si possa predisporre un progetto per sola emulazione di progetti fatti senza un'approfondita conoscenza teorica e pratica di tutte le problematiche progettuali.

Si farà riferimento a componenti di impianto che saranno esaminati nei capitoli successivi in maggior dettaglio. Per di più alcuni componenti di impianto, quali le UTA, i refrigeratori reversibili a pompa di calore, i terminali e le reti tecnologiche, sono comuni anche agli impianti di riscaldamento.

Le regole qui esposte sono da intendersi come linee guida per la progettazione. Ciascun progettista potrà sperimentare di persona le problematiche progettuali consultando manuali tecnici specializzati e materiali divulgativi spesso resi disponibili dalle industrie del settore.

Nei paragrafi che seguono, si presentano i componenti di impianto e si evidenzieranno le loro caratteristiche ai fini impiantistici.

6.3 SCELTA DELLA TIPOLOGIA IMPIANTISTICA

Se il calcolo dei carichi termici viene effettuato con metodi matematici, e spesso con l'ausilio di programmi di calcolo appositamente predisposti, la scelta della tipologia impiantistica è la fase più delicata ed impegnativa di tutto l'iter progettuale. È proprio in questa fase che il progettista interagisce con il progetto perché deve decidere come realizzare l'impianto.

Qualche esempio può chiarire quanto si vuole evidenziare.

Un impianto di condizionamento si può realizzare in più modi, ad esempio:

- impianto a tutt'aria, senza o con ricircolo;
- impianto ad acqua, con termoventilconvettori;
- impianto misto con aria primaria, con distribuzione dell'aria mediante canali e bocchette di mandata più un impianto ad acqua con fan coil;
- pavimento radiante con integrazione termica per il raffrescamento;
- con sistemi ad espansione diretta.

È chiaro, dunque, che questa fase è la più delicata ed impegnativa e che dipende fortemente dall'esperienza del progettista. Inoltre, la scelta impiantistica è spesso dipendente anche dall'architettura dell'edificio e dai vincoli posti dal committente. Questi condizionamenti rendono difficile la progettazione degli impianti e la vita degli impiantisti.

6.4 LE SEZIONI DI UN IMPIANTO DI CONDIZIONAMENTO

Gli impianti di climatizzazione possono essere di tipo diverso a seconda della destinazione d'uso degli edifici, del fluido termovettore utilizzato, dal costo e quindi dalla qualità che si desidera avere.

Ogni impianto è composto di tre sezioni fondamentali (qui si trascura la sezione di controllo che sarà affrontata successivamente):

Sezione di produzione dell'energia \Rightarrow Sezione di trasporto dell'energia \Rightarrow
Sezione di scambio

Ciascuna di esse ha caratteristiche costruttive e progettuali proprie. In ogni caso è da tenere presente che l'obiettivo finale di riscaldare o raffreddare gli ambienti si raggiunge solamente se tutte e tre le sezioni sono congruenti e correttamente progettate.

Seguiranno alcune brevi note descrittive, soprattutto di tipo qualitativo, sulle tipologie impiantistiche, sulle problematiche d'uso, di gestione e di installazione e i criteri progettuali saranno di seguito brevemente discussi.

In sede progettuale si selezionano i componenti di impianto dai cataloghi commerciali dei vari costruttori. Questa scelta è spesso impegnativa per la progettazione in quanto vincolata al componente selezionato. Così, ad esempio, la potenzialità dei fan coil selezionati dipende dalla serie commerciale considerata, diversa da costruttore a costruttore. Allo stesso modo, le caratteristiche di una pompa di circolazione dipendono dal catalogo commerciale selezionato.

Oggi la scelta dei componenti di impianto è resa molto più agevole dalla disponibilità di cataloghi commerciali in rete, evitando, così, il ricorso a binder tecnici voluminosi ed ingombranti. Inoltre, i cataloghi in rete sono sempre aggiornati dai costruttori.

Va considerata anche la possibilità di utilizzare strumenti di selezione, solitamente software opportunamente predisposti, che i vari costruttori mettono a disposizione per i loro prodotti più rilevanti quali i refrigeratori, le pompe di calore, le UTA, le travi fredde, ecc.

Si ricordi che questo metodo vincola la selezione dei prodotti commerciali e questo può non essere possibile per le offerte pubbliche, come sopra indicato. Lo sviluppo dell'impiantistica in questi ultimi anni è stato notevole anche per l'introduzione di nuovi componenti e nuove tipologie di impianti.



**Pagine non disponibili
in anteprima**



caratterizza per una descrizione a parametri distribuiti trasversalmente alle sezioni delle pareti e delle finestre.

7.8.3 Tipologie di pareti

La norma UNI EN 52016 prevede 5 tipologie di pareti, come indicato in Figura 7.20.

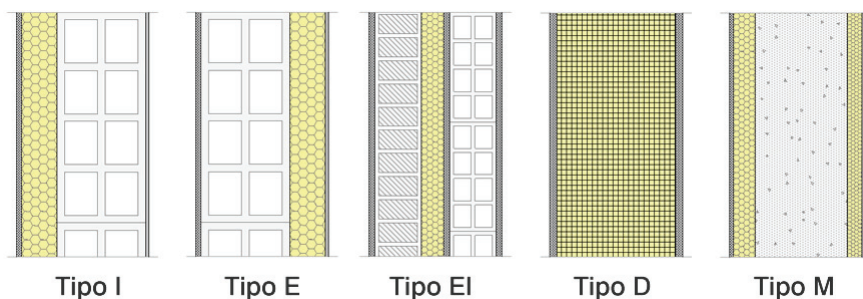


Figura 7.20 - Tipologia delle pareti tipo per l'analisi dinamica

Le tipologie delle pareti sono le seguenti:

Tipo I

La massa termica è sul lato interno della parete (es. parete a cappotto); in questo caso tutta la capacità termica è attribuita al nodo interno 5:

$$k_{eli;5} = C_{eli;m} \quad k_{eli;1} = k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = 0$$

Tipo E

La massa termica è sul lato esterno della parete (es. parete isolata internamente); in questo caso tutta la capacità termica è attribuita al nodo esterno 1:

$$k_{eli;1} = C_{eli;m} \quad k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = k_{eli;5} = 0$$

Tipo EI

La massa termica è in parte sul lato interno in parte sul lato esterno della parete (es. parete isolata in intercapedine); in questo caso tutta la capacità termica complessiva è suddivisa tra i nodi interno ed esterno 1 e 5:

$$k_{eli;1} = k_{eli;2} = C_{eli;m}/2 \quad k_{eli;3} = k_{eli;4} = k_{eli;5} = 0$$

Tipo D

La massa termica è distribuita su tutto lo spessore della parete (es. parete in

laterizio termoisolante); in questo caso la capacità termica complessiva è suddivisa fra tutti gli strati in questo modo:

$$k_{eli;2} = k_{eli;3} = k_{eli;4} = C_{eli;m}/4 \quad k_{eli;1} = k_{eli;5} = C_{eli;m}/8$$

Tipo M

La massa termica è concentrata al centro della parete (es. parete isolata sia internamente che esternamente); in questo caso tutta la capacità termica complessiva è attribuita al nodo centrale:

$$k_{eli;3} = C_{eli;m} \quad k_{eli;1} = k_{eli;2} = k_{eli;4} = k_4 = 0$$

Questa metodologia consente di applicare il metodo dinamico senza che siano necessarie più informazioni rispetto a quelle utilizzate per il calcolo in regime stazionario.

7.8.4 Risoluzione delle equazioni per le pareti

I parametri per il calcolo dinamico vengono ricavati dalla resistenza termica di conduzione complessiva della struttura e dalla capacità termica areica. Le equazioni RC per tutti gli elementi disperdenti portano ad un complesso sistema di equazioni (decine per ogni parete) alle derivate parziali che fornisce le temperature dei nodi del modello RC dalle quali è possibile calcolare i bilanci energetici.

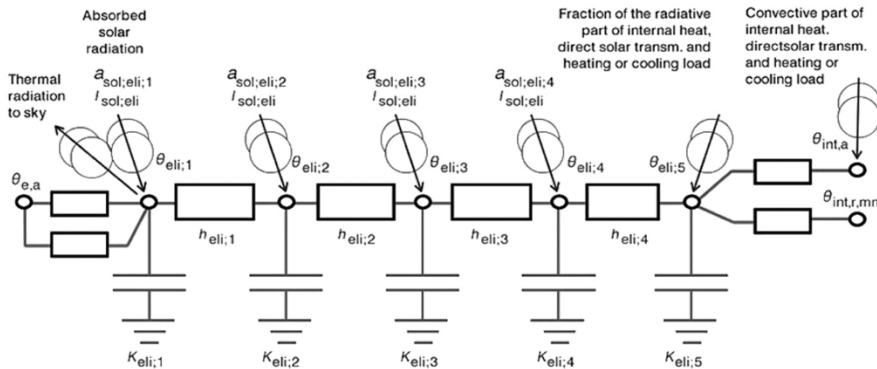


Figura 7.21 - Modello RC per una parete

La dipendenza dal tempo delle equazioni differenziali impone che siano fornite le condizioni al contorno. In pratica occorre fornire i profili d'uso sia dei generatori termici (orari di accensione, di spegnimento) che delle sorgenti interne (lampade, carichi interni, ecc.) che degli occupanti, presenza oraria e giornaliera a seconda del tipo di edificio.



**Pagine non disponibili
in anteprima**



Con l'introduzione dei diagrammi ASHRAE si preferisce utilizzare non il coefficiente direttivo β definito dalla (150) bensì il fattore termico R definito dal rapporto:

$$R = \frac{Q_{Sensibile}}{Q_{Totale}} = \frac{Q_T - Q_L}{Q_T} = 1 - \frac{Q_L}{Q_T} \quad (152)$$

ove si è indicato con:

- Q_S il carico termico sensibile dell'edificio, W;
- Q_L il carico termico latente dell'edificio, W;
- $Q_T = Q_S + Q_L$ il carico totale dell'edificio, W.

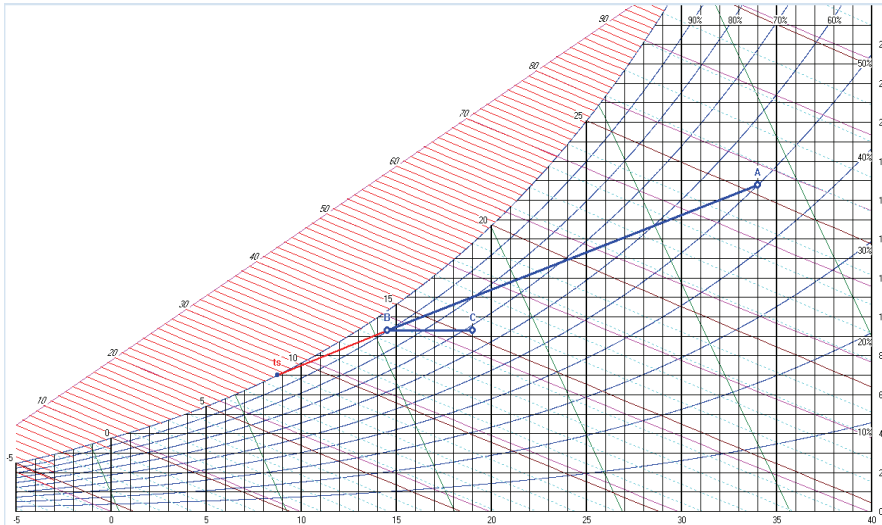


Figura 8.3 - Trasformazioni per impianto a tutt'aria nel diagramma ASHRAE

Il fattore R si può calcolare immediatamente noti i carichi sensibili e latenti definiti dalla (133) e dalla (134). Si può anche trovare una relazione che lega R a β . Infatti dal bilancio (149) e per la stessa definizione di β data dalla (150) risulta:

$$R = 1 - \frac{r}{\beta} \quad (153)$$

ove r è il calore latente di vaporizzazione dell'acqua ($r = 2501$ kJ/kg). Pertanto, noto β si può calcolare R e viceversa. Avuto R si può ottenere la direzione della retta ambiente, tracciamento della *retta ambiente*. Per tracciare la retta ambiente

sul diagramma psicrometrico vi sono diversi metodi a seconda, anche, del tipo di diagramma utilizzato. Nell'abaco di Mollier si ha, di solito, una sorta di regolo graduato sul bordo dell'abaco con l'indicazione del valore di β . Si congiunge il valore desiderato con il punto zero (punto dato da 0 °C e 0 g/kg_{as}) e si ottiene una retta direttrice. Si trasla questa retta fino a farla passare per il punto ambiente ottenendo la retta ambiente desiderata. L'utilizzo di programmi elettronici per il diagramma psicrometrico aiuta molto a tracciare le trasformazioni desiderate noti punti di inizio, di fine e le potenze da scambiare, in combinazione opportuna a seconda della trasformazione desiderata.

8.3 IMPIANTI A TUTT'ARIA CON RICIRCOLO PARZIALE

Spesso si può recuperare in parte l'aria che viene espulsa all'esterno mediante un ricircolo parziale in funzione del ricambio fisiologico necessario per gli occupanti all'interno dell'ambiente. La situazione è quella di Figura 8.4: parte della portata d'aria viene espulsa (quantità pari alla portata fisiologica che poi si richiama come aria fresca dall'esterno). La portata rimanente (detta "di ricircolo") viene mandata al condizionatore dove si miscela con l'aria fresca richiamata dall'esterno (punto M). L'aria esterna fresca deve essere in quantità sufficiente a garantire il ricambio fisiologico degli occupanti e quindi a garantire le migliori condizioni ambientali all'interno. Oggi sono disponibili numerose norme internazionali (ISO ed EN²) che fissano le condizioni di diluizione degli odori emessi da persone o da cose all'interno degli ambienti. Di solito si fa riferimento alla teoria di Fanger sugli odori. Nella Tabella 4.2 e nella Tabella 4.3 (vedi capitolo 4) si hanno i valori consigliati per varie destinazioni d'uso dei locali.

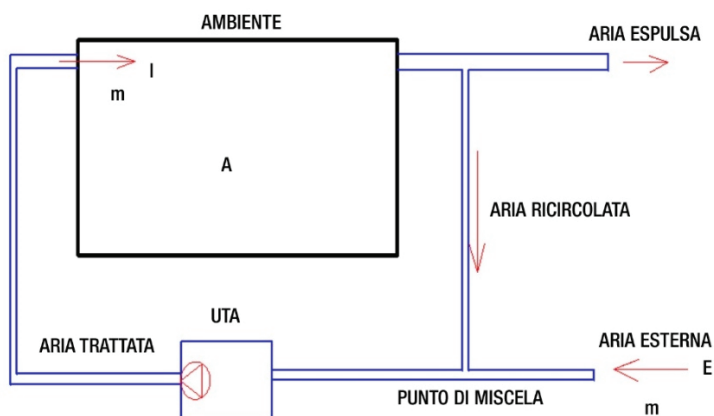


Figura 8.4 - Schema di impianto a tutt'aria con ricircolo

² L'*Indoor air quality* (IAQ) è la scienza che studia la qualità dell'aria interna agli ambienti. Si è già discusso ampiamente di quest'argomento nei capitoli relativi alle condizioni ambientali di benessere e la qualità dell'aria.

Nel capitolo 4 sull'*Indoor air quality* si è mostrata la curva derivata dalla teoria di Fanger che lega la percentuale di insoddisfatti all'interno di un locale con la portata d'aria di ricambio fisiologico. Si osserva che più elevata è la portata di ricambio, minore è la percentuale di individui insoddisfatti. Una portata di 25 m³/h, pari a 25.000/3.600 = 6,94 L/s, di aria esterna fresca comporta una percentuale di insoddisfatti di circa il 27%. Qualora si desideri ridurre tale percentuale al 10% occorre attuare un ricambio che si può calcolare mediante la relazione:

$$PD = 395 \exp(-1.83 q^{0.25}) \quad (154)$$

e che fornisce un valore di portata pari a 15 L/s (15 x 3.600/1.000 = 54 m³/h), cioè più del doppio rispetto al valore oggi indicato dalle norme italiane per locali con fumatori. Nella Tabella 4.2 e nella Tabella 4.3 sulla qualità dell'aria sono riportati i valori delle portate di ricambio suggerite dall'ASHRAE 62/89 e dalla UNI-CTI 10399. Nota la portata di ricambio fisiologico si calcola quella di ricircolo e quindi si determina il punto di miscelazione *C* di Figura 8.16, mediante la relazione:

$$t_M = \frac{t_E \dot{m}_E + t_A \dot{m}_R}{\dot{m}_R + \dot{m}_E} \quad (155)$$

ove si sono indicati con:

- t_E la temperatura esterna, °C;
- t_A la temperatura dell'aria di ricircolo, eguale a quella ambiente, °C;
- \dot{m}_E la portata di aria esterna di rinnovo fisiologico, kg/s;
- \dot{m}_R la portata di aria di ricircolo pari alla differenza fra la portata totale \dot{m} e quella di rinnovo, kg/s.

In questo caso le equazioni di bilancio sull'ambiente non cambiano ma nel condizionatore le trasformazioni da attuare sono diverse. Il ricircolo parziale dell'aria proveniente dall'ambiente *A* consente notevoli economie di gestione (Figura 8.5). Infatti, la batteria fredda deve portare l'aria dalle condizioni del punto 2, punto di miscelazione, al punto 3, fine raffreddamento, e non dal punto 1 (ben distante da 2 in funzione del rapporto di ricircolo) come nel caso precedente. Il ricircolo non si può attuare per ambienti nei quali c'è pericolo di inquinamento o di scoppio. Laddove è possibile attuarlo, il ricircolo parziale è sempre consigliato. Si osservi, sempre in Figura 8.5, come dal punto di fine raffreddamento, 3, si sia riscaldata l'aria fino al punto 4, corrispondente a 18 °C.

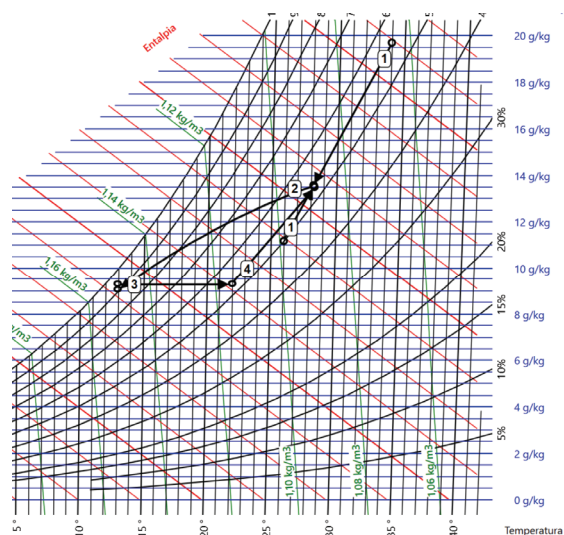


Figura 8.5 - Condizionamento dell'aria con ricircolo con passo alette grande

In questo modo si evitano getti di aria fredda e umida che possono portare a condizioni di discomfort nell'ambiente. In figura è anche tracciata la retta *b* che va dal punto 4 al punto ambiente 2. La curva di raffreddamento 2-3 non è disegnata come semplice retta ma come una curva funzione passo delle alette pari a 5-10 mm. Per un passo alette di 1-2 mm si hanno i risultati di Figura 8.6. I bilanci restano sempre gli stessi a parità di punti finali.

La centrale di trattamento dell'aria deve essere opportunamente modificata per consentire sia la presa di aria esterna che l'entrata dell'aria di ricircolo. Di solito si hanno serrande di taratura e filtri per purificare l'aria ricircolata.

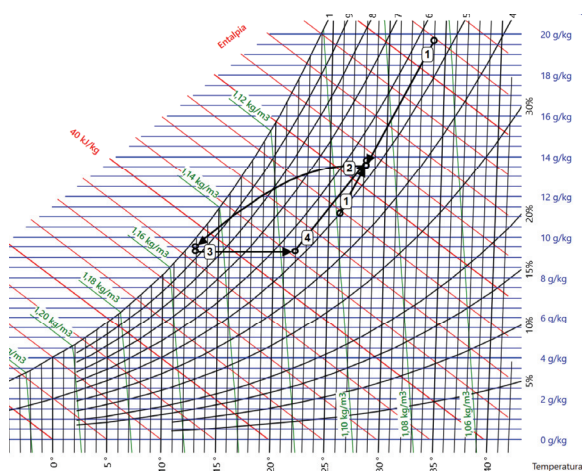


Figura 8.6 - Condizionamento dell'aria con ricircolo con passo alette basso



**Pagine non disponibili
in anteprima**



centralina elettronica (“*commutatore*”) - per generare l’opposto campo magnetico. Il motore funziona sia a 110 volt che a 220 volt, a seconda di come viene configurata la spina di alimentazione a 5 pin.

9.2.5 Il microprocessore

Il modulo o microprocessore ECM controlla completamente il motore. Riceve le informazioni di programmazione dalla scheda tramite un cablaggio a 16 pin e le interpreta in modo che il motore ottenga il controllo della variabile desiderata (ad esempio, portata d’aria).

Si monta all’estremità del motore oppure può essere posizionato in remoto. Questo modulo memorizza la relazione tra velocità, coppia, e variabile da regolare.

9.2.6 La scheda di controllo

Nella scheda di controllo viene impostata la variabile desiderata per ciascuna applicazione, collegata al modulo con un cablaggio a 16 pin.

9.2.7 Vantaggi dei motori ECM

I motori ECM possiedono numerosi vantaggi rispetto ai motori asincroni. Certamente il più evidente è quello dell’efficienza: sono mediamente il 50% più efficienti dei motori a induzione di analoga potenza/dimensione. Poiché il funzionamento del motore è controllato dal microprocessore, questo offre significativi vantaggi su tutta la gamma operativa e sulla precisione del motore. Proprio per questo, un motore ECM è in grado di misurare e regolare la sua velocità e potenza senza l’uso di sensori o controllori esterni. Il microprocessore controlla con precisione tutti i parametri di funzionamento dei motori ECM in modo ottimale.

9.3 IMPIANTI MISTI AD ARIA PRIMARIA

Si tratta di impianti ad aria e ad acqua. L’aria di rinnovo fisiologico viene distribuita mediante una rete di canali e nelle condizioni psicrometriche vicine alla saturazione (per un miglior controllo dell’umidità ambiente).

In questo modo i canali possono essere di dimensioni ridotte sia per la minore portata da trasportare che per una maggior velocità possibile, compatibilmente con la rumorosità accettabile. Il resto del carico termico dei singoli ambienti viene soddisfatto mediante rete ad acqua fredda (o anche calda per il caso invernale) con elementi terminali costituiti da fan coil o da mobiletti ad induzione. Questi ultimi sono oggi poco utilizzati perché richiedono l’immissione dell’aria ad alta velocità (e quindi anche ad alta rumorosità) per garantire un adeguato effetto di induzione. I fan coil non hanno, di solito, una presa di aria esterna sia per maggiore semplicità costruttiva del dispositivo sia per possibili difficoltà di installazione, poiché si richiede la vicinanza di una parete esterna sulla quale praticare un foro di aerazione protetto da rete antintrusione per i topi. Se è presente la presa di

aria esterna si ha spesso difficoltà a controllare l'umidità interna perché l'umidità esterna non è sempre costante ed anzi è variabile in modo casuale. Per i fan coil senza presa di aria esterna il controllo dell'umidità interna è affidata all'aria primaria ed è, pertanto, migliore rispetto al caso di impianti a sola acqua. Il costo di questa tipologia di impianto è maggiore del caso di impianti ad acqua poiché si aggiunge la rete per l'aria.

9.3.1 Regime estivo dei fan coil

In Figura 9.4 si ha lo schema di installazione e di funzionamento di un fan coil con aria primaria in regime estivo. L'aria ambiente, A , viene richiamata all'interno del mobiletto da una ventola che la costringe a passare attraverso una batteria di acqua fredda dove subisce la trasformazione AB .

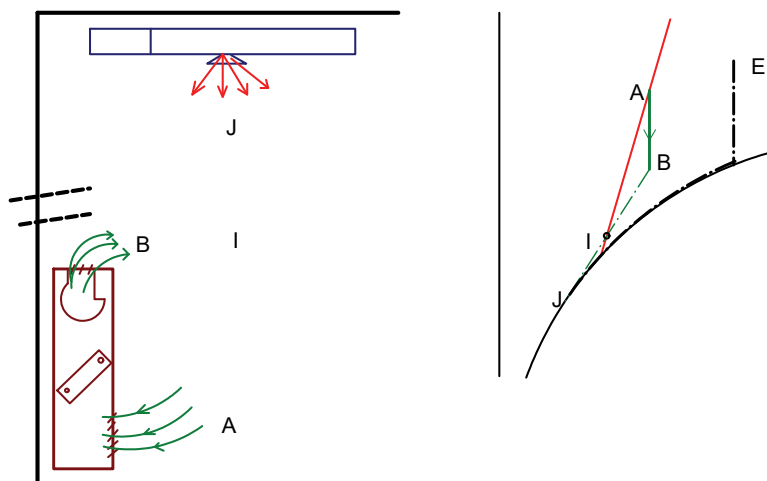


Figura 9.4 - Schema di funzionamento di un fan coil in regime estivo

L'aria primaria viene immessa nelle condizioni di saturazione massima, J , e miscelandosi con l'aria B uscente dal fan coil porta alla miscelazione finale (in funzione delle portate d'aria primaria e di aria circolata dalla ventola), che corrisponde al punto di immissione nell'ambiente. L'aria primaria può anche subire un post riscaldamento sia per effetto dell'attrito nei canali di distribuzione sia mediante una batteria di post riscaldamento elettrica in uscita dal diffusore. Questo riscaldamento, vedi Figura 9.5, fa variare il punto I lungo la KB . La condizione limite per i fan coil è determinata da una retta β coincidente con la retta AJ .



**Pagine non disponibili
in anteprima**



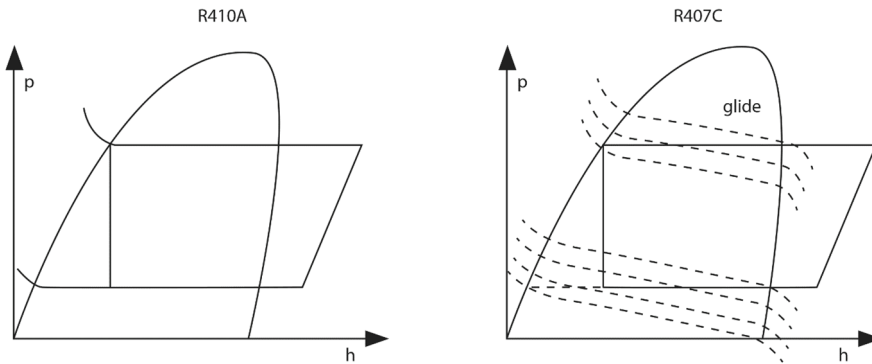


Figura 10.10 - Effetto glide per le miscele zeotropiche di refrigeranti (Schneider™)

Per questo motivo i compressori che usano miscele zeotropiche sono già precaricati con liquido refrigerante in modo da evitare spostamenti di concentrazioni.

Inoltre, è spesso utilizzato un componente infiammabile nella miscela e quindi è necessario evitare ogni contatto con l'aria.

Questa considerazione ha portato ad avere locali tecnologici per i refrigeratori separati dagli altri locali e soprattutto dalle centrali termiche con caldaie all'interno.

10.5 COMPATIBILITÀ AMBIENTALE DEI REFRIGERANTI

Sono definiti alcuni indici di compatibilità ambientale per i refrigeranti oggi in commercio. Fra i più utilizzati si ricordano i seguenti:

- *Ozone Depletion Potential* (ODP): il potenziale di degradazione dello strato di ozono, ODP, è la misura di quanto una singola molecola di gas contribuisca negativamente all'assottigliamento dello strato di Ozono. I refrigeranti più dannosi, della categoria CFC e HCFC, sono stati banditi dal mercato negli anni scorsi e attualmente tutti i refrigeranti ammessi presentano valore di ODP pari a 0;
- *Global Warming Potential* (GWP): il potenziale di riscaldamento globale, GWP, è la misura di quanto una singola molecola di gas contribuisca negativamente all'aumento dell'effetto serra, ed è parametrata relativamente alla CO_2 , a cui è stato attribuito valore 1. Pertanto, maggiore sarà il GWP di un refrigerante maggiori saranno i danni da esso potenzialmente prodotti sul riscaldamento globale.

Confronto per i refrigeranti più utilizzati

Si riportano in Tabella 10.2 gli indici GWP definiti secondo gli standard:

- GWP_{100AR4} = Potenziale di riscaldamento globale calcolato in un intervallo di tempo di 100 anni secondo il 4° Assessment Report (2007) dell'Istituto IPCC.

- GWP 100AR5 = Potenziale di riscaldamento globale calcolato in un intervallo di tempo di 100 anni secondo il 5° Assessment Report (2014) dell'Istituto IPCC.

Tabella 10.2 - Confronto dei GWP per alcuni refrigeranti

Refrigerante	CO2	HFC IdrofloroCarburi			Miscela di HFC e HFO			HFO IdroFluoroOlefine	
		R410A	R134a	R32	R452B	R454B	R513A	R1234ze	R1234yf
GWP_100AR4	1	2,088	1430	675	698	467	631	7	4
GWP_100AR5	1	1,924	1300	677	676	467	647	<1	<1

Malgrado gli elevati valori del GWP per l'R410A e l'R134a, ad oggi non è pianificata un'imminente messa al bando di questi refrigeranti nel settore del condizionamento sopra i 12 kW (> 3 kg di refrigerante per unità) ma sono altamente prevedibili un innalzamento del prezzo, una sensibile riduzione del loro utilizzo, e una più difficile reperibilità nel medio-lungo termine. L'R134a è utilizzato per avere alte temperature dell'acqua calda, ad esempio nei booster (vedi paragrafo 11.4).

10.6 CLASSIFICAZIONE DEI REFRIGERANTI PER TOSSICITÀ E INFIAMMABILITÀ

Secondo l'ASHRAE e la norma ISO 817:2014 i refrigeranti vengono classificati in base a due fondamentali parametri di sicurezza quali tossicità e infiammabilità. Nella Tabella 10.3 si riporta un confronto dell'infiammabilità e tossicità dei refrigeranti di nuova produzione. Questa conoscenza è fondamentale sia per la scelta dei refrigeratori che per il progetto delle centrali frigorifere.

Tabella 10.3 - Classificazione dei refrigeranti per infiammabilità e tossicità - ISO 817:2014

TOSSICITÀ'	INFIAMMABILITÀ'			ESEMPI
A NON TOSSICO	A1	NON INFIAMMABILE	Nessuna propagazione di fiamme nell'aria	R134a, R410A, R513A
	A2L	BASSA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione inferiore a 10 cm/s	R452B, R454B, HFO-R1234ze, R32
	A2L	MODERATA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione superiore a 10 cm/s	R152
	A3	ALTA INFIAMMABILITÀ'	Esplosivo	R441A, R433A, R290 (Propano)
B TOSSICO	B1	NON INFIAMMABILE	Nessuna propagazione di fiamme nell'aria	R245fa, R514A
	B2L	BASSA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione inferiore a 10 cm/s	NH3 (Ammoniaca)
	B2L	MODERATA INFIAMMABILITÀ'	Infiammabile a velocità di combustione superiore a 10 cm/s	
	B3	ALTA INFIAMMABILITÀ'	Esplosivo	

10.6.1 Infiammabilità A2L

È bene conoscere quali siano le implicazioni di sicurezza antincendio per la Classe A2L per la progettazione delle centrali frigorifere o per gli aggiornamenti necessari in applicazione delle nuove norme. Alla classe A2L appartiene il refrigerante



**Pagine non disponibili
in anteprima**



In Tabella 12.4 sono riportati i dati caratteristici per funzionamento a 2 tubi e in Tabella 12.5 i dati caratteristici per funzionamento a 4 tubi. In Tabella 12.6 sono riportati i dati energetici.

Tabella 12.4 - Dati caratteristici per funzionamento a 2 tubi per NRP Aermec™

NRP - 2 TUBI - versione E												
Taglia	0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
Raffreddamento lato impianto 2 tubi (1)												
Potenza frigorifera	kW	42,9	49,9	55,9	63,9	67,9	79,8	94,8	98,8	115,8	130,7	152,7
Potenza assorbita	kW	13,9	16,5	18,9	20,8	23,2	27,0	35,2	38,9	48,3	55,5	61,9
Corrente assorbita totale a freddo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
EER	W/W	3,08	3,02	2,97	3,07	2,93	2,96	2,70	2,54	2,40	2,35	2,47
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Riscaldamento lato impianto 2 tubi (2)												
Potenza termica	kW	46,1	53,2	60,1	75,2	80,2	84,2	106,3	112,3	137,3	152,3	173,3
Potenza assorbita	kW	13,3	15,6	17,7	22,4	23,9	25,6	32,6	35,1	41,3	45,7	53,8
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,47	3,42	3,40	3,36	3,36	3,28	3,26	3,20	3,33	3,33	3,22
Portata acqua utenza	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23812	26417	30067
Perdita di carico lato utenza	kPa	30	43	26	41	31	35	43	46	46	56	67
Riscaldamento lato sanitario 2 tubi (3)												
Potenza termica	kW	46,1	53,1	60,1	75,2	80,2	84,1	106,2	112,2	137,3	152,3	173,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,4	17,7	22,3	24,0	25,5	32,5	34,9	41,3	45,7	53,5
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,49	3,44	3,40	3,37	3,35	3,30	3,27	3,21	3,32	3,34	3,24
Portata acqua lato sanitario	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato sanitario	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35
Funzionamento contemporaneo (caldo + freddo) 2 tubi (4)												
Potenza frigorifera	kW	45,6	52,4	58,3	68,9	74,0	87,1	103,3	111,4	133,9	148,5	169,2
Potenza termica recuperata	kW	58,1	67,1	75,1	88,2	95,2	111,1	132,2	142,2	174,3	193,3	218,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,5	17,8	20,5	22,5	25,5	30,7	32,8	43,1	47,9	52,5
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Portata acqua lato sanitario	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato sanitario	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35

(1) Dati 14511-2018; Acqua scambiatore lato utenza 12 °C / 7 °C; Aria esterna 35 °C; Tutte le unità sono certificate Eurovent

(2) Dati 14511-2018; Acqua scambiatore lato utenza 40 °C / 45 °C; Aria esterna 7 °C b.s. / 6 °C h.u.

(3) Acqua scambiatore lato recupero totale 40 °C / 45 °C;

(4) Acqua scambiatore lato recupero totale * / 45 °C; Acqua scambiatore lato utenza * / 7 °C;

Tabella 12.5 - Dati caratteristici per funzionamento a 4 tubi per NRP Aermec™

NRP - 4 TUBI - versione E												
Taglia	0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
Raffreddamento lato impianto 4 tubi (1)												
Potenza frigorifera	kW	42,9	49,9	55,9	63,9	67,9	79,8	94,8	98,8	115,8	130,7	152,7
Potenza assorbita	kW	13,9	16,5	18,9	20,8	23,2	27,0	35,2	38,9	48,3	55,5	61,9
Corrente assorbita totale a freddo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
EER	W/W	3,08	3,02	2,97	3,07	2,93	2,96	2,70	2,54	2,40	2,35	2,47
Portata acqua utenza	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato utenza	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Riscaldamento lato impianto 4 tubi (2)												
Potenza termica	kW	46,1	53,1	60,1	75,2	80,2	84,1	106,2	112,2	137,3	152,3	173,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,4	17,7	22,3	24,0	25,5	32,5	34,9	41,3	45,7	53,5
Corrente assorbita totale a caldo	A	28,0	33,0	38,0	41,0	45,0	52,0	60,0	64,0	79,0	91,0	99,0
COP	W/W	3,49	3,44	3,40	3,37	3,35	3,30	3,27	3,21	3,32	3,34	3,24
Portata acqua utenza	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato utenza	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35
Funzionamento contemporaneo (caldo + freddo) 4 tubi (3)												
Potenza frigorifera	kW	45,6	52,4	58,3	68,9	74,0	87,1	103,3	111,4	133,9	148,5	169,2
Potenza termica recuperata	kW	58,1	67,1	75,1	88,2	95,2	111,1	132,2	142,2	174,3	193,3	218,4
Potenza assorbita	kW	13,2	15,5	17,8	20,5	22,5	25,5	30,7	32,8	43,1	47,9	52,5
Portata acqua lato freddo	l/h	7388	8591	9621	10996	11683	13745	16322	17009	19930	22507	26287
Perdita di carico lato freddo	kPa	26	37	22	29	22	31	34	35	32	41	51
Portata acqua lato caldo	l/h	7995	9211	10428	13035	13904	14599	18423	19466	23810	26417	30067
Perdita di carico lato caldo	kPa	13	17	21	33	38	19	30	34	51	48	35

(1) Dati 14511-2018; Acqua scambiatore lato utenza 12 °C / 7 °C; Aria esterna 35 °C

(2) Dati 14511-2018; Acqua scambiatore lato utenza 40 °C / 45 °C; Aria esterna 7 °C b.s. / 6 °C h.u.

(3) Acqua scambiatore lato recupero totale * / 45 °C; Acqua scambiatore lato utenza * / 7 °C;

Tabella 12.6 - Dati energetici per funzionamento a 4 tubi per NRP Aermec™

DATI ENERGETICI

Taglia		0200	0240	0280	0300	0330	0350	0500	0550	0600	0650	0700	0750
Prestazioni a freddo per basse temperature (UE n° 2016/2281)													
SEER	A	W/W	-	-	-	-	-	3,62	3,34	3,78	3,83	3,86	3,92
	E	W/W	3,78	3,74	3,77	3,70	3,74	4,00	3,53	3,29	3,67	3,72	3,76
η_{sc}	A	%	-	-	-	-	-	141,60	130,60	148,00	150,10	151,30	153,70
	E	%	148,20	146,50	147,70	145,00	146,50	157,10	138,10	128,50	143,60	145,70	147,50
UE 813/2013 prestazioni in condizioni climatiche medie (average) - 35 °C - Pdesignh ≤ 400 kW (1)													
Pdesignh	A	kW	-	-	-	-	-	90,00	95,00	116,00	129,00	147,00	174,00
	E	kW	39,00	45,00	51,00	64,00	68,00	71,00	90,00	95,00	116,00	129,00	147,00
SCOP	A	-	-	-	-	-	-	3,53	3,50	3,60	3,68	3,55	3,60
	E	-	3,60	3,53	3,55	3,50	3,50	3,43	3,53	3,50	3,70	3,68	3,55
η_{sh}	A	%	-	-	-	-	-	138,00	137,00	145,00	144,00	139,00	141,00
	E	%	141,00	138,00	139,00	137,00	137,00	134,00	138,00	137,00	145,00	144,00	139,00

(1) Efficienze in applicazioni per bassa temperatura (35°C)

12.3.3.1 Modello CPS a 6 tubi Aermec™

Per gruppi polivalenti a 6 tubi è disponibile il nuovo gruppo CPS Aermec™ rappresentato in Figura 12.20. I dati prestazionali sono riepilogati in Tabella 12.7 e in Tabella 12.8 si hanno i dati energetici.



Figura 12.20 - Unità polivalente a 6 tubi CPS Aermec™

Dalla Tabella 12.7 si può osservare come l'indice TER varia, anche in modo significativo, a seconda dei servizi erogati, passando, per il modello più piccolo, da TER = 7,66 W/W per il funzionamento freddo e caldo a media temperatura (modo 4) a TER = 3,54 W/W per freddo e caldo ad alta temperatura (modo 5) e ancora TER = 2,64 W/W per funzionamento caldo a media e caldo ad alta temperatura - ACS (modo 6).



**Pagine non disponibili
in anteprima**



La mancanza di una corretta ventilazione di aria esterna provoca disturbi fisiologici per le persone, per effetto dell'elevata concentrazione di CO₂ che ne deriva, e formazione di muffe sulle pareti per provocata condensa dell'umidità interna.

18.1.1 La classe di permeabilità dei serramenti

La classificazione dei serramenti in base alla tenuta all'aria è regolata dalla norma UNI EN 12207:2017 che prevede quattro classi di serramenti in base ai metri cubi di aria che passano in un'ora per metro quadro:

- classe 1: 50 m³ /h m² resistenza max pressione 150 Pa;
- classe 2: 27 m³/h m² max pressione 300 Pa;
- classe 3: 9 m³ /h m² max pressione 600 Pa;
- classe 4: 3 m³ /h m² max pressione 600 Pa.

Quindi per un infisso ad elevata tenuta occorre scegliere serramenti di classe 3 o classe 4 *certificati*. Passare da una portata d'aria infiltrata di 50 m³/h·m² a 9 m³/h·m² o a 3 m³/h·m² significa avere una portata di aria di ricambio di circa 10-20 volte inferiore a quella ottenuta con i vecchi infissi di classe 1. Per questo motivo occorre prevedere, in mancanza di sistemi adatti, anche un impianto di ventilazione meccanica che assicuri i corretti ricambi d'aria fisiologici per tutti gli edifici ad uso civile.

18.2 LA VENTILAZIONE DEGLI AMBIENTI CHIUSI

La ventilazione dell'aria di ricambio fisiologico può essere:

- ventilazione *naturale*: regolata dalle condizioni climatiche (temperatura e velocità del vento) all'esterno e dalla temperatura interna dell'ambiente, non è facilmente controllabile a causa della sua aleatorietà;
- ventilazione *meccanica*: regolata dalla portata d'aria trattata da un ventilatore asservito ad un impianto di climatizzazione (HVAC) o di ventilazione meccanica (VMC), obbedisce a regole di progetto relative alla climatizzazione (invernale e/o estiva) o alla qualità dell'aria per ricambi fisiologici imposti (tipicamente 10 L/s per persona);
- ventilazione *mista*: è la somma delle due tipologie di ventilazione precedenti e si verifica quando si aprono porte e/o finestre pur avendo impianti meccanici in funzione.

18.3 LA VENTILAZIONE NATURALE

Il movimento dell'aria esterna può essere determinato da una o più delle seguenti condizioni:

- una differenza di pressione fra l'esterno e l'interno dell'edificio;
- una differenza di temperatura fra zone diverse dell'edificio o fra una zona interna e l'esterno dell'edificio.

Quando si hanno uno o più *gradienti di potenziale* (pressione e/o temperatura) si

può innescare un movimento convettivo. Questi gradienti, singoli o combinati, sono sempre necessari. Tuttavia, il valore assunto da ciascuno di essi varia in modo aleatorio in funzione del sito, della stagione, delle condizioni meteorologiche, della superficie delle aperture e dalle condizioni termiche dell'ambiente interno. Per questi motivi la portata di ventilazione naturale non è quasi mai costante né facilmente prevedibile. Non possiamo conoscere in anticipo la velocità del vento né la temperatura esterna ma dobbiamo gestire questi dati così come si presentano nell'arco del giorno e dell'anno con un andamento statistico caratteristico del sito.

La ventilazione naturale non è controllabile proprio perché legata agli andamenti statistici delle variabili ambientali esterne (clima), contrariamente a quanto avviene per la ventilazione meccanica nella quale il movimento dell'aria è imposto da un dispositivo meccanico (ventilatore) perfettamente controllabile e indipendente dalla variabilità climatica esterna.

Le condizioni climatiche favorevoli in alcuni mesi rendono possibili le aperture delle finestre per attivare la ventilazione naturale, specialmente fino ad inizio inverno e dopo l'inizio della primavera. In inverno si è soliti, ove è possibile, aprire le finestre per brevi intervalli per garantire un minimo di ricambio fisiologico.

Il problema del calcolo dei ricambi d'aria per ventilazione naturale deriva dalla rimarcata aleatorietà delle condizioni climatiche esterne.

La temperatura esterna dipende dal sito, dalla stagione, dal giorno e dall'ora considerata. La variabilità della temperatura esterna è grande con oscillazioni termiche che dipendono dalla zona climatica e dalla stagione.

Utilizzando le tabelle dei dati statistici medi orari giornalieri mensili dell'Italian climatic data collection Gianni De Giorgio-IDGC (vedi la Figura 18.2 per Roma e la Figura 18.3 per Milano) si possono calcolare i valori medi orari giornalieri mensili di T e v , interpolati, ad esempio, mediante un algoritmo polinomiale, per i vari mesi dell'anno.

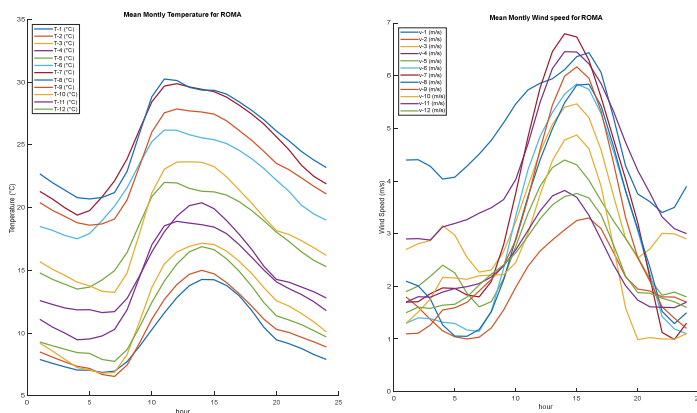


Figura 18.2 - Valori medi giornalieri mensili di T e v per Roma (fonte: IDGC)

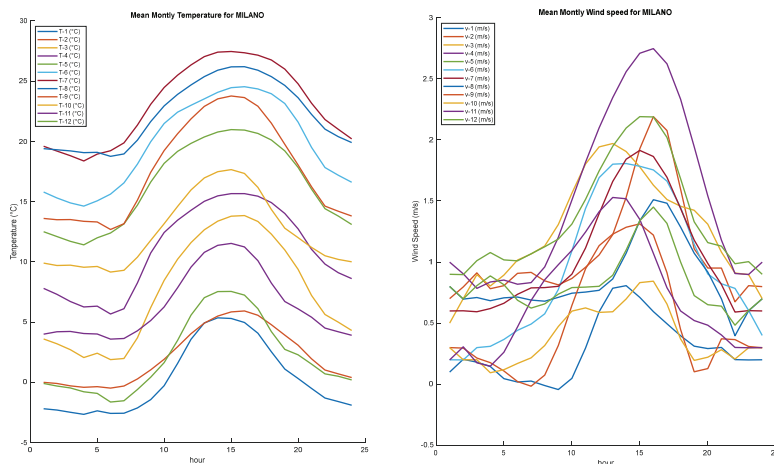


Figura 18.3 - Valori medi giornalieri mensili di T e v per Milano (fonte: IDGC)

Si osservi come utilizzando i valori medi giornalieri mensili, nel caso sopra indicato i valori del data base IDGC, si possono trasformare dati aleatori (T e v) in dati *epistemici*, cioè valori medi statistici noti *a priori*.

18.3.1 Il calcolo della portata d'aria di ventilazione naturale

Le portate d'aria per ventilazione naturale posso essere calcolate con la EN 15242, utilizzando temperature e velocità del vento note (cioè i valori medi orari precalcolati), mediante la relazione:

$$Q = 3600 \cdot A_F (0.01 + 0.001v_v^2 + 0.0035H_F \cdot |T_I - T_E|)^{0.5} \quad (250)$$

In alternativa, per periodi invernali in zone non molto ventose si può utilizzare la EN 16798 parte 7^a che richiede la sola temperatura esterna:

$$Q = 3600 \cdot A_F \cdot 1.204 \cdot v_E \cdot (0.035H_F \cdot |T_I - T_E|)^{0.5} \quad (251)$$

Si sono utilizzate entrambe le relazioni calcolando, oltre alla portata di ventilazione Q , anche il valore medio equivalente di N_r e la sua variabilità data dalla semi differenza dei valori iniziali e finali nel periodo di calcolo. La superficie della finestra, o della somma delle superfici di più finestre, A_F , può essere totale (finestra aperta) o parziale (finestra semiaperta).

18.4 LA VENTILAZIONE MECCANICA

A differenza della ventilazione naturale e delle difficoltà di controllarla architettonicamente senza creare problemi di *thermal comfort* negli ambienti, la