



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE
FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Edile
Dipartimento di Ingegneria Civile, Edile e Architettura

Tesi di Laurea

Analisi della VMC nelle scuole: progettazione di un caso reale.

Analysis of VMC in schools: design of a real case.

Laureanda:
Antonella D'Eugenio

Relatore:
Prof. Ing. Costanzo Di Perna

Anno Accademico 2022-2023

Sommario

Facendo riferimento a documentazione e letteratura specifici nel settore termotecnico si riscontra che il tema del trattamento dell'aria diviene sempre più attuale sia per gli aspetti di igiene, sia per gli aspetti termofisici legati all'edificio. Questa tesi vuole affrontare il tema della ventilazione meccanica controllata come possibile soluzione alle problematiche di trattamento dell'aria e pur trattandosi di una materia generale applicabile a qualsiasi tipologia di edificio, nell'elaborato di tesi si vuole porre una particolare attenzione agli ambienti destinati ad uso scolastico. Nella prima parte dell'elaborato si intende esaminare soluzioni e tecnologie evolute in termini di efficienza energetica e in termini di funzionalità tecnica per i sistemi di ventilazione meccanica controllata per diversi tipi di applicazione. Nella seconda parte si intende valutare l'applicazione di un sistema di ventilazione meccanica controllata ad un "caso pratico" da individuare possibilmente in un edificio scolastico di cui si conoscono le caratteristiche del sistema edificio-impianto, a seguito del tirocinio svolto durante l'ultimo anno accademico.

Indice

1	Introduzione	1
2	Tecnica della Ventilazione	3
2.1	Definizione	3
2.2	Tipologie di ventilazione	3
2.2.1	Aerazione	4
2.2.2	Infiltrazione	5
2.2.3	Ventilazione naturale	10
2.2.4	Ventilazione ibrida	11
2.2.5	Ventilazione meccanica controllata	12
2.3	Normativa nazionale	18
2.3.1	Salubrità dell'aria	19
2.3.2	Aspetti energetici	24
2.3.3	Controllo e regolazione	28
2.3.4	Edilizia scolastica D.M. 18/12/75	29
2.4	CAM – (Criteri Ambientali Minimi)	32
2.4.1	Definizione	32
2.4.2	PAN GPP	32
2.4.3	Struttura e procedura di definizione dei CAM	33
2.4.4	Nuovo decreto CAM	35
3	Benessere Termoigrometrico	38
3.1	Generalità	38
3.2	Il sistema termoregolatore dell'uomo	39
3.3	Relazione di Fanger	46

3.4	Indici per la valutazione delle condizioni di benessere	49
3.5	Disagio termico locale	51
3.6	Salubrità dell'aria	53
3.6.1	Agenti inquinanti esterni	55
3.6.2	Agenti inquinanti interni	57
3.6.3	Azioni per la riduzione degli agenti inquinanti	58
3.7	La filtrazione dell'aria	60
4	Efficienza energetica della ventilazione	63
4.1	Ventilazione nel bilancio energetico dell'edificio	63
4.2	Efficienza di ventilazione	68
4.3	Recupero termico nella ventilazione	74
4.3.1	Il Recupero sensibile	77
4.3.2	Il Recupero entalpico	78
4.3.3	I Recuperatori termodinamici	79
4.3.4	I Recuperatori geotermici	84
4.3.5	I recuperatori per il post-riscaldamento estivo	85
5	Il Progetto dell'impianto	88
5.1	Impostazione del progetto	89
5.2	Calcolo delle portate d'aria	91
5.3	Verifica del carico termico	92
5.4	Il sistema di immissione ed estrazione dell'aria	95
5.5	Le macchine del trattamento dell'aria	96
5.6	Il sistema di distribuzione	98
5.7	La regolazione e il controllo dell'impianto	100
5.8	La manutenzione	101
6	Il caso studio	103
6.1	Caratteristiche dell'edificio	103
6.2	Caratteristiche del software utilizzato	106
6.3	Calcolo delle portate d'aria	112
6.4	Determinazione dei recuperatori	113
6.5	Determinazione del sistema di distribuzione	118

6.6	Determinazione del sistema di immissione ed estrazione	119
6.7	Determinazione di immissione ed estrazione aria dall'esterno . .	124
6.8	Sistema di regolazione	124
6.9	Verifica e bilanciamento dell'impianto	125
6.10	Valutazione dei costi	125
7	Conclusioni	127
A	Allegati	130

Elenco delle figure

2.1	Schemi di funzionamento della ventilazione frontale e passante	5
2.2	Infiltrazioni attraverso l'involucro edilizio	5
2.3	Infiltrazioni di aria con blower door test	9
2.4	Esempio di impianto di ventilazione meccanica controllata	14
2.5	Esempi di semplice e doppio flusso	18
2.6	Tab.1.1-UNI 10339: prospetto III (estratto)	21
2.7	Tab.1.2-UNI 10339: prospetto IV	21
2.8	Tab.1.3-UNI 10339: prospetto V	22
2.9	Tab.1.4-UNI 10339: prospetto VI (estratto)	22
2.10	Tab.1.5-UNI 10339: prospetto VIII (estratto)	23
2.11	Tab.1.6-Valutazione edificio(fonte:PROGETTO 2000, 30/06/2017)	24
2.12	Tab.1.7-Norma UNI TS 11300-1, prospetto 8	25
2.13	Tab.1.8-Norma UNI TS 11300-1, parametri per ventilazione	26
2.14	Tab.1.9-Norma UNI TS 11300-1, parametri per i calcoli	27
2.15	Tab.1.11-D.M 18/12/75-Portate d'aria per tipologia di locale	31
3.1	Potenza metabolica	41
3.2	Valori tipici della resistenza termica	42
3.3	Linee di benessere	48
3.4	Scala ASHRAE	49
3.5	Correlazione tra PMV e PPD	50
3.6	Intervalli di temperatura confortevoli per una persona a piedi nudi	52
3.7	Esigenze di benessere per persone in attività leggera	53
4.1	Diagramma psicrometrico	66

4.2	Schema per calcolo del bilancio di un contaminante in ambiente confinato	69
4.3	Efficienza media ricambio aria	70
4.4	Efficienza di ventilazione rispetto a temperature e distribuzione aria	71
4.5	Andamento concentrazione in regime transitorio	73
4.6	Schema esemplificativo flussi in scambiatore aria/aria)	75
4.7	Schema esemplificativo di macchine adottate per il recupero termico tra flussi di aria	76
4.8	Schemi esemplificativi di recuperatori sensibili	78
4.9	Schemi esemplificativi del funzionamento in raffrescamento e raffreddamento	80
4.10	Schemi esemplificativi del funzionamento in raffrescamento e raffreddamento	82
4.11	Schemi esemplificativi del funzionamento in raffrescamento e raffreddamento	83
4.12	Schemi esemplificativi del funzionamento dei due tipi di recuperatori geotermici	85
4.13	Andamento perdita energetica in funzione della temperatura e umidità specifica	86
5.1	Tab 5.1 – Ricambi d’aria in locali uso scolastico (UNI 10339)	91
5.2	Tab 5.2 – Ricambi d’aria in locali uso scolastico (Fanger)	92
6.1	Area di interesse scuola di progetto (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)	104
6.2	Zone comparto area di interesse (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)	104
6.3	Elenco degli spazi con relative caratteristiche dimensionali della scuola di progetto (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)	106
6.4	Comandi CADvent7	107
6.5	Finestre di dialogo per i prodotti	108
6.6	Finestre di dialogo per i diffusori	109

6.7	Finestre di dialogo per le serrande	109
6.8	Finestre di dialogo per i silenziatori	110
6.9	Finestre di dialogo con dati tecnici di un diffusore tipo	110
6.10	Finestre di dialogo con verifica portata e prevalenza	111
6.11	Tabella Q_{op}	113
6.12	Tabella mc/h	113
6.13	Tabella indice di affollamento	113
6.14	Recuperatore DUO-EC-Utek	114
6.15	Configurazione standard recuperatore	115
6.16	Caratteristiche DUO-EC 3	116
6.17	Caratteristiche DUO-EC 2	116
6.18	Caratteristiche DUO-EC 4	117
6.19	Efficienza dei DUO-EC	117
6.20	Canali circolari in acciaio zincato	118
6.21	Condotti flessibili	119
6.22	Bocchette di mandata con portate e prevalenze	120
6.23	Griglie di ripresa con portate e prevalenze	120
6.24	Esempio montaggio delle griglie con diverse soluzioni	121
6.25	Esempi di bocchetta di mandata e griglia di ripresa	121
6.26	Ipotesi di applicazione con 2 o 4 fori	121
6.27	Plenum con stacco in asse su cui applicare griglie	122
6.28	Diffusori circolari con portate e prevalenze	122
6.29	Valvolina di estrazione aria	123
6.30	Elenco diffusori usati nel progetto	123
6.31	Elenco diffusori usati nel progetto	125
A.1	Pianta dell'edificio scolastico	131
A.2	Progetto Aeraulico dell'edificio scolastico	132
A.3	Report di verifica di mandate - Aula 1-2-3-Maestre	133
A.4	Report di verifica di mandate - Aula 4-5	134
A.5	Report di verifica di mandate - Aula 6-7	135
A.6	Report di verifica di mandate - Aula 8-Assistenti	136
A.7	Report di verifica di mandate - Aula 9-10	137
A.8	Report di verifica di mandate - Mensa recuperatore DX	138

A.9 Report di verifica di mandate - Mensa recuperatore SX	139
A.10 Report di verifica di riprese - Aula 1-2-3-Maestre	140
A.11 Report di verifica di riprese - Aula 4-5	141
A.12 Report di verifica di riprese - Aula 6-7	142
A.13 Report di verifica di riprese - Aula 8-Assistenti	143
A.14 Report di verifica di riprese - Aula 9-10	144
A.15 Report di verifica di riprese - Mensa recuperatore DX	145
A.16 Report di verifica di riprese - Mensa recuperatore SX	146
A.17 Capitolato impianto aeraulico - Parte 1	147
A.18 Capitolato impianto aeraulico - Parte 2	148
A.19 Capitolato impianto aeraulico - Parte 3	149

Capitolo 1

Introduzione

Negli ultimi decenni si è assistita ad una crescente attenzione per la problematica legata all'incremento dell'inquinamento atmosferico, nei paesi più industrializzati e in quelli emergenti, in quanto costituisce una reale fonte di pericolo per la salute e il benessere dell'uomo. Sono quindi state adottate particolari misure quali la definizione di concentrazioni massime di inquinanti consentite e l'obbligo del controllo delle emissioni. Parallelamente ad un seppur parziale contenimento dell'inquinamento outdoor, si è assistito ad una crescente attenzione mondiale verso il tema della qualità dell'aria indoor, degli ambienti confinati. La questione è di notevole importanza soprattutto perché nella società di oggi le persone trascorrono la maggior parte della loro vita in ambienti chiusi; diretta conseguenza di ciò è stato il raddoppiarsi negli ultimi due decenni di malattie allergiche e asmatiche. Non è quindi possibile prescindere da questo problema specialmente nell'ottica di tutela della salute umana. La qualità dell'aria interna negli ultimi anni è diminuita drasticamente a causa di diversi fattori quali: il risparmio energetico e la conseguente diminuzione della ventilazione, nuovi materiali da costruzione come polimeri e fibre e nuove fonti di inquinamento indoor. Le numerose campagne di risparmio energetico, unite agli elevati prezzi dell'energia, hanno spinto molte persone a rendere il più possibile ermetiche le loro abitazioni riducendo anche il tasso di ventilazione e ciò significa che la quantità di aria esterna fornita dalle infiltrazioni attraverso l'involucro e gli infissi non è più sufficiente a fornire il necessario ricambio d'aria. Anche se ad oggi sono disponibili numerosi standard e linee guida per la valutazione del tasso di ventilazione minimo in base a vari parametri,

questi non sono perfettamente esaustivi: c'è la necessità infatti di conoscere i requisiti di accettabilità dell'aria interna in base agli obiettivi di benessere, comfort e prestazioni energetiche e i tassi di emissione da tutte le fonti. Dunque, il tema del ricambio e del trattamento dell'aria negli ambienti confinati assume un ruolo determinante in fase di progettazione nel sistema edificio-impianto, in particolare per edifici di nuova costruzione in cui gli standard costruttivi inducono a un fabbisogno energetico limitato in termini di riscaldamento e di raffrescamento, e per conseguenza la componente energetica legata alla ventilazione assume una rilevanza significativa. Oltre alle nuove costruzioni, anche nelle situazioni di ristrutturazione e riqualificazione energetica di edifici esistenti, l'impiego di componenti edilizie sempre più avanzate per la coibentazione dell'involucro induce all'annullamento delle infiltrazioni d'aria che, se non accompagnate da opportuni interventi sulla gestione dei ricambi d'aria, possono generare problemi sull'edificio. In numerose situazioni, non è sufficiente affidare all'utente o occupante dei volumi climatizzati la funzione di controllo e gestione dei ricambi d'aria mediante azioni volontarie (e quindi soggettive) per la ventilazione naturale (ad esempio, al raggiungimento di un certo tasso di "odore" aprire una finestra). La principale soluzione tecnologicamente valida, pur non essendo l'unica, in questi casi è l'introduzione di sistemi di ventilazione meccanica, finalizzati ad una corretta gestione dei ricambi d'aria, all'efficienza energetica e al mantenimento degli standard sulle caratteristiche della salubrità dell'aria all'interno degli edifici, con gli opportuni accorgimenti nel gestire le componenti dell'inquinamento generato nell'ambiente interno e quello indotto dagli apporti di aria di rinnovo dall'esterno mediante sistemi di filtrazione adeguati.

Capitolo 2

Tecnica della Ventilazione

2.1 Definizione

La ventilazione, naturale o meccanica, consente il ricambio dell'aria negli ambienti confinati. Le attività che si svolgono in un edificio e i materiali che lo costituiscono producono costantemente inquinanti: anidride carbonica e bioeffluenti, monossido di carbonio, vapori organici, particelle respirabili, particelle in sospensione, formaldeide, fibre sintetiche, ozono, radon di risalita dal terreno. Per garantire sempre una buona qualità dell'aria interna è necessario sostituire l'aria viziata con aria nuova presa dall'esterno, più pulita: è questo il principio della diluizione degli inquinanti, su cui si fonda la maggior parte dei sistemi di ventilazione. Lo standard americano ASHRAE 62-1:2010 definisce la ventilazione come *“il processo di immissione e/o estrazione d'aria da e/o verso un ambiente confinato con lo scopo di controllare i livelli di inquinanti, l'umidità o la temperatura; mentre la UNI EN 12792 come “Progetto di immissione ed estrazione di aria in e da un ambiente”*. L'obiettivo della ventilazione è quindi quello di immettere aria pulita in un ambiente ed estrarre quella inquinata nella maniera più efficiente possibile.

2.2 Tipologie di ventilazione

L'ingresso e l'uscita di aria negli ambienti può avvenire attraverso diverse tecniche: aerazione, infiltrazione, ventilazione naturale, ventilazione meccanica e ventilazione ibrida. Si vuole qui sottolineare un aspetto importante: l'apertura

manuale delle finestre affidata all'utenza e l'infiltrazione attraverso involucro e serramenti non possono essere considerati "sistemi" di ventilazione (anche se sfruttano i principi della ventilazione naturale) in quanto, come definito dalla norma UNI EN 12792, la ventilazione richiede un progetto vero e proprio come non avviene in questi due casi. Per questo motivo sono trattati a parte rispetto alle altre tecniche.

2.2.1 Aerazione

Per aerazione si intende l'apertura manuale delle finestre da parte degli utenti allo scopo di rinnovare l'aria ambiente attraverso l'immissione di aria esterna. Tale tecnica non è vantaggiosa per diversi motivi: le dispersioni di energia sono notevoli, l'ingresso di aria esterna non filtrata porta con sé gli inquinanti dell'ambiente esterno e oltretutto non è possibile controllare con precisione le portate di aria. In generale se si considera un edificio sottoposto all'azione del vento è possibile individuare una zona di pressione sul lato sopravvento e una di depressione in quello sottovento. Si possono quindi definire le due possibilità che si possono presentare:

- ventilazione frontale (*single-side ventilation*) : con questo metodo il rinnovo dell'aria di un ambiente avviene attraverso una apertura che permette contemporaneamente l'ingresso e l'uscita di una certa portata d'aria, generata dall'effetto del vento e dalle forze ascensionali prodotte dall'aria calda. Infatti quando la temperatura interna è più alta di quella esterna l'ingresso di aria fredda dal basso determina l'uscita di quella calda dall'alto;
- ventilazione passante (*cross-side ventilation*): si è visto come l'azione del vento genera dei gradienti di pressione sulle facciate degli edifici, positivi sopravvento e negativi sottovento. Nel caso di apertura dei serramenti sui due prospetti si genera un moto dell'aria passante attraverso gli ambienti.

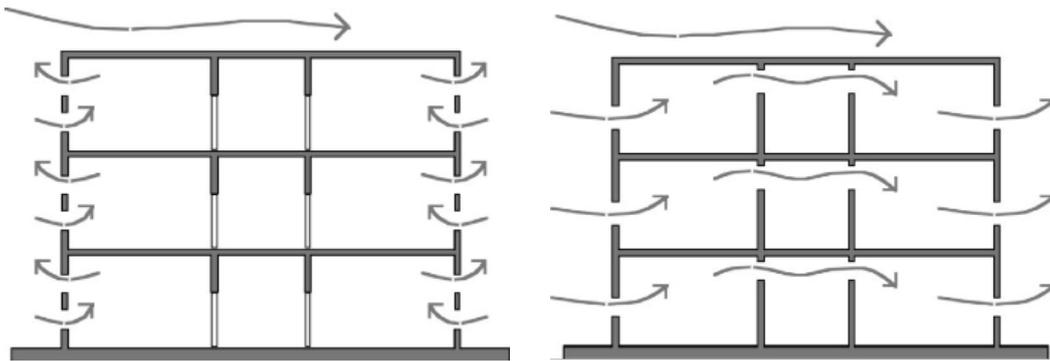


Figura 2.1: Schemi di funzionamento della ventilazione frontale e passante

2.2.2 Infiltrazione

L'infiltrazione è un flusso di aria esterna che penetra in un ambiente attraverso aperture e fessure non intenzionali come ad esempio i punti di giunzione tra finestre e muri, tra pavimento/tetto e pareti; si contrappone all'esfiltrazione che è una fuga di aria verso l'esterno attraverso gli stessi punti critici dell'edificio, ai quali va prestata molta attenzione in fase di costruzione.

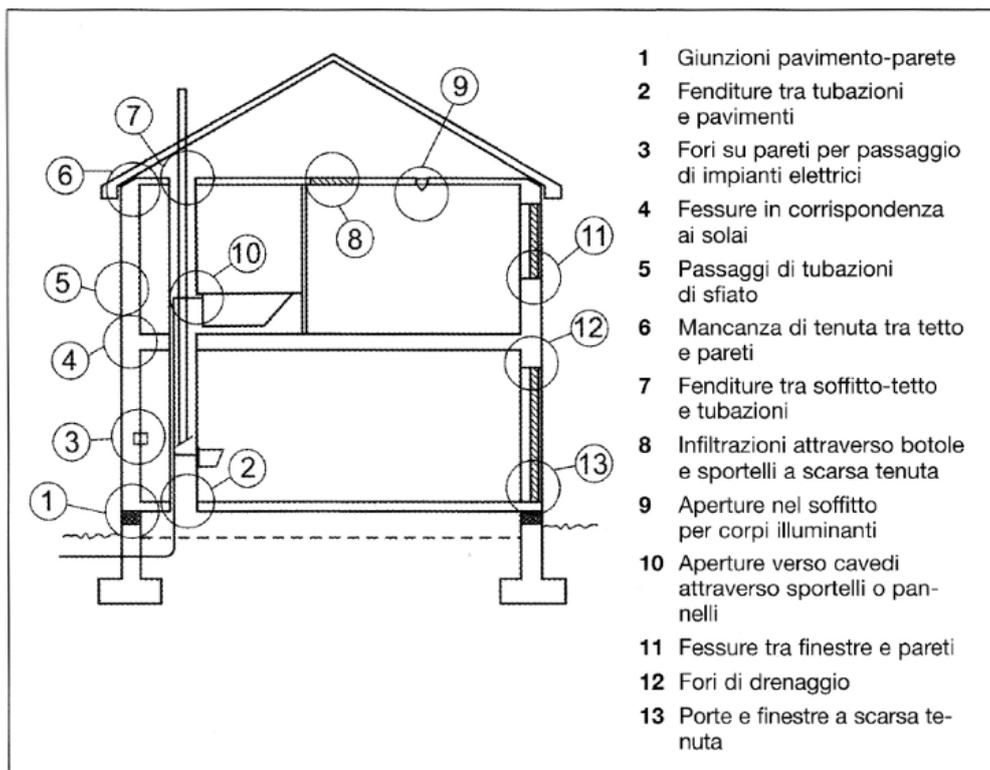


Figura 2.2: Infiltrazioni attraverso l'involucro edilizio

Si definisce permeabilità (di un edificio) la portata d'aria di infiltrazione attraverso l'involucro edilizio per unità di superficie (dell'involucro), in corrispondenza alla differenza di pressione di riferimento della prova, pari solitamente a 50 Pa. Questa definizione, tratta dalla norma UNI EN 13829:2002 indica una dei possibili indici per descrivere la tenuta all'aria di un edificio, che risultano essere quindi:

- la portata d'aria di infiltrazione prodotta da una differenza di pressione indotta (50 Pa – UNI EN 13829);
- il tasso di ricambio d'aria corrispondente a una differenza di pressione pari a 50 Pa (n_{50});
- l'area di infiltrazione effettiva ed equivalente.

In maniera empirica questi parametri possono essere ricavati attraverso l'utilizzo della tecnica dei gas traccianti, raramente utilizzata in quanto costosa e richiede personale altamente specializzato, oppure attraverso un metodo chiamato *blower door test*. Si definisce a grandi linee lo svolgimento del test, che permette di valutare il tasso di infiltrazione attraverso la permeabilità dell'involucro. Il Blower Door Test è articolato in quattro fasi:

- Preparazione volume di prova
 - Setup degli strumenti
 - Test e raccolta dati
 - Rimessa in funzione dell'immobile
- a. La **preparazione** adeguata dell'immobile prima del test garantisce l'accuratezza e la veridicità dei risultati. A seconda del tipo di test che deve essere eseguito (metodo 1, metodo 2 o metodo 3) e all'eventuale protocollo da seguire, l'immobile viene preparato seguendo specifiche procedure. L'immobile viene preparato seguendo le prescrizioni indicate nelle norme UNI di riferimento, variabili a seconda del tipo di test da performare. Prima del test si esegue un'**ispezione delle sigillature** e vengono controllate eventuali mancanze o errori. In particolare per il test in condizioni

“edificio in uso” (metodo 1), non sono consentite **sigillature provvisorie** volte a migliorare artificialmente la tenuta all’aria dell’involucro. In tal caso viene annullata la validità del test.

b. Una volta preparata l’area, si procede al **montaggio degli strumenti** per pressurizzare l’edificio. L’attrezzatura per il test è costituita da:

- **telai ermetici**, formati da un’intelaiatura metallica regolabile e un telo in nylon, oppure realizzati in materiale plastico o legno. Vengono installati in una delle aperture dell’immobile da analizzare (solitamente la porta d’ingresso);
- **ventilatori** a controllo elettronico, montati all’interno dei telai;
- **sistemi di controllo e memorizzazione** dei dati formati da:
 - barometri e termometri,
 - tubi con misuratori di pressione,
 - trasduttori per la conversione dei valori,
 - computer per l’analisi e la raccolta dei dati.

c. I ventilatori, una volta azionati, creano una **differenza di pressione** all’interno dell’immobile rispetto all’esterno, o viceversa. Secondo la **UNI EN ISO 9972** è obbligatorio eseguire il test in condizioni di **depressione** (flusso d’aria dall’interno all’esterno), ma è consigliato eseguirlo anche in condizioni di sovrappressione (flusso d’aria dall’esterno all’interno). Per mantenere la differenza di pressione il ventilatore deve scambiare una costante quantità d’aria [m^3/h], che viene calcolata attraverso un algoritmo. Quest’aria, divisa per il volume dell’edificio [m^3], restituisce il valore η_{50} [h^{-1}], ovvero il numero di ricambi d’aria in un’ora necessari per mantenere tale pressione all’interno di tutto il volume. Il calcolo del parametro q_{50} [$m^3/h \cdot m^2$] avviene in maniera analoga ma il flusso d’aria scambiato [m^3/h] viene diviso per l’area di involucro dell’edificio [m^2]. I ventilatori sono collegati a software che elaborano i valori di η_{50} e q_{50} alle diverse pressioni e li memorizzano per l’analisi finale dei dati e la redazione dei report. Le **prime misurazioni** vengono fatte a ventilatore spento e coperto, con il fine di valutare la differenza di pressione tra interno ed esterno

senza che nessuna pressione sia indotta. Queste misurazioni servono a stabilire la differenza di pressione a flusso zero e quindi di identificare il punto di partenza dell'analisi. Una volta stabilita la differenza di pressione a flusso zero, il ventilatore viene scoperto ed azionato. Le misurazioni del flusso d'aria del Blower Door Test devono avvenire seguendo delle precise regole descritte nella norma UNI EN ISO 9972:2015. Solitamente vengono effettuate almeno **cinque misurazioni**, a intervalli di incrementi di pressione crescenti che non siano maggiori di 10 Pa, partendo da un differenziale di pressione minimo di 10 Pa fino a raggiungere un massimo di almeno 50 Pa. Inoltre è consigliato eseguire il test, ove possibile, anche a differenziali di pressione maggiori di 50 Pa, in quanto, aumentando il numero di misurazioni e il differenziale di pressione, aumenta l'accuratezza del risultato. In caso di svolgimento del test in edifici non residenziali di grandi dimensioni, in cui una differenza di pressione di 50 Pa risulterebbe difficilmente raggiungibile, è possibile svolgere il test seguendo le limitazioni descritte precedentemente, ma limitandosi ad un valore massimo di differenza di pressione di 25 Pa. Il risultato finale, secondo la UNI EN ISO 9972:2015, è ottenuto come dato combinato dei risultati dei test eseguiti in condizioni di depressione e di sovrappressione. Prima di riportare l'immobile nel suo stato originale è possibile, in questa fase, eseguire delle indagini qualitative per individuare eventuali imperfezioni costruttive. **L'ispezione con fumo freddo, anemometro e termocamera** vengono svolte in condizione di differenziale di pressione positivo o negativo per accentuare i fenomeni di infiltrazione, rendendo più visibili i difetti.

- d. Alla **fine del test**, tutte le operazioni di preparazione vengono ripercorse a ritroso: vengono **rimosse tutte le sigillature temporanee** su aperture, tubazioni ed eventuali guarnizioni temporanee dai camini; e vengono riportati allo stato di esercizio eventuali impianti spenti. Al termine del test, l'immobile sarà nel suo **stato originale**.

É possibile eseguire il test in più momenti:

- **In fase di costruzione o ristrutturazione**, per verificare la corretta posa dei componenti prima della realizzazione delle finiture (Blower Door Test metodo 3);
- **A edificio esistente o a fine dei lavori**, per verificare le condizioni di reale utilizzo (Blower Door Test metodo 1) o per verificare la tenuta dell'involucro edilizio (Blower Door Test metodo 2).

Per edifici di **nuova costruzione**, diretti a raggiungere elevati obiettivi di efficienza energetica, è necessario realizzare opportuni **test di tenuta all'aria in corso d'opera**, al fine di individuare e correggere **le prime criticità** dell'involucro edilizio già in fase di cantiere. Secondo la norma UNI EN ISO 9972:2015 il test non presenta particolari limitazioni di svolgimento a livello climatico, a patto che il differenziale di pressione a flusso zero non superi i 5 *Pa* (vento debole o assente). Inoltre per correggere la misurazione della portata d'aria in termine di densità è necessario registrare la temperatura esterna e interna prima e dopo il test.

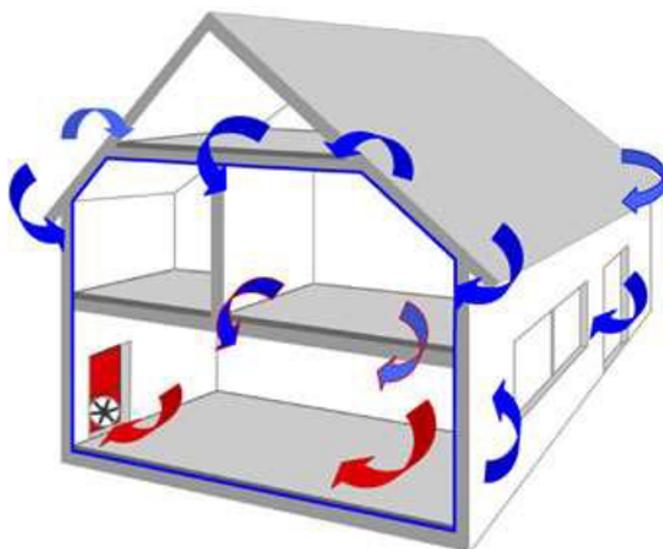


Figura 2.3: Infiltrazioni di aria con blower door test

Numerose sono le problematiche connesse alla presenza di infiltrazioni, in particolare:

- In presenza di sistemi di sola estrazione dell'aria tipici di ambienti ciechi, servizi e cucine, le infiltrazioni diventano vere e proprie aperture per compensare, anche in via temporanea, la depressione generata all'interno degli ambienti, con conseguente trasporto di impurità dall'esterno;
- Le infiltrazioni d'aria non possono essere controllate con sistemi di filtrazione pertanto negli edifici in cui si manifestano in modo importante (fessurazioni nelle giunzioni tra pareti e copertura, fori per canne fumarie non perfettamente sigillati, serramenti in cattivo stato di manutenzione) possono comportare un degrado della qualità dell'aria piuttosto significativo;
- Negli edifici recenti, costruiti con sistemi e tecnologie innovative, con serramenti ad elevata tenuta, occorre valutare attentamente le infiltrazioni che provengono dal passaggio di aria in corrispondenza di porte comunicanti con ambienti quali ad esempio cantine, autorimesse, depositi.

2.2.3 Ventilazione naturale

La ventilazione naturale degli edifici viene realizzata tramite le aperture sull'involucro edilizio: camini, finestre o aperture su tetto, sfruttando l'effetto camino, le differenze di temperatura e pressione, l'irraggiamento solare differenziato, la presenza di atri aspiranti o torri di ventilazione. Nei vecchi edifici le infiltrazioni attraverso gli infissi garantivano in qualche misura un ricambio dell'aria interna, mentre nei nuovi edifici, per ridurre le dispersioni termiche verso l'esterno, l'introduzione di infissi più efficienti fa sì che le infiltrazioni siano molto limitate. Il sistema più diffuso consiste nella apertura delle finestre; l'efficacia è maggiore se le finestre sono poste su lati opposti dell'ambiente. Possono bastare pochi minuti per realizzare il ricambio dell'aria. Inoltre, anche l'effetto camino può essere sfruttato per la ventilazione naturale: affinché si abbia una ventilazione continua occorre predisporre una presa d'aria esterna ed opportuni passaggi d'aria tra un locale e l'altro. L'aria entra dalla presa d'aria esterna e viene espulsa tramite il camino. In alcune condizioni il flusso d'aria potrebbe

invertirsi ed è pertanto necessario inserire nell'impianto un ventilatore (ventilazione ibrida). Negli stabilimenti industriali è possibile operare il ricambio dell'aria tramite opportuni esalatori posizionati a tetto, la cui apertura può essere manuale o automatica. In alcuni edifici è possibile inoltre sfruttare il flusso ascensionale che si genera in ambienti centrali, quali gli atrii per la ventilazione continua di ambienti che si affaccino sugli stessi. In termini di portate d'aria, studi energetici indicano che l'apertura delle finestre corrisponde a ricambi attorno a $1,2 \text{ vol/h}$ contro valori standard dei sistemi meccanici di $0,5 \text{ vol/h}$ o $0,4 \text{ vol/h}$ nel caso di sistemi igroregolabili. I sistemi a tiraggio naturale corrispondono a tassi di $0,8 \text{ vol/h}$, mentre sistemi per infiltrazione attraverso le finestre a $0,05 \text{ vol/h}$. Il vantaggio della ventilazione naturale consiste nell'economicità della gestione, ma porta con sé numerosi svantaggi, tra i quali: mancanza di controllo della portata d'aria, mancanza di controllo sulla qualità dell'aria di rinnovo, possibile aumento della rumorosità in ambiente, possibile fastidio causato da correnti d'aria, limitata versatilità, perdita di energia termica nella stagione fredda, ingresso di aria troppo calda in estate o troppo fredda in inverno.

2.2.4 Ventilazione ibrida

I sistemi di ventilazione ibrida, come sottolinea il nome stesso, sono caratterizzati dall'associazione dei principi della ventilazione naturale con quelli della ventilazione meccanica; grazie a dispositivi di controllo automatico è possibile usufruire dell'una o dell'altra tecnica. Esistono diverse tipologie di utilizzo:

- Ventilazione naturale e meccanica in mutua esclusione: il sistema di controllo sceglie in automatico la tecnica di ventilazione migliore da utilizzare in base alle condizioni al contorno (temperatura, occupazione, stagione);
- Ventilazione naturale assistita: l'impianto di ventilazione naturale è affiancato da una rete di estrazione o immissione;
- Ventilazione meccanica assistita: gli impianti meccanici di ventilazione utilizzano le componenti naturali al fine di contenere i consumi energetici.

2.2.5 Ventilazione meccanica controllata

La Ventilazione Meccanica Controllata (VMC) è una tecnologia sviluppata quando si cominciò a progettare edifici con minor consumi energetici: involucro a tenuta all'aria, coibentazione termica di qualità, serramenti con doppi e tripli vetri e ponti termici minimi abbassano notevolmente i fabbisogni energetici, peggiorando però la salubrità dell'ambiente (inquinamento invisibile e batteri) perché l'edificio "non respira". Senza il ricambio aria interno e l'espulsione degli elementi inquinanti, si creano problemi di condensa e muffe sulle pareti, ristagno di gas e odori. Passiamo sempre più tempo negli ambienti chiusi (si stima il 90%) e l'aria che respiriamo contiene in sospensione sostanze inquinanti interne, percepite e non (materiali usati nell'edilizia), ed esterne (fumo, smog, CO₂, batteri) soprattutto nelle aree metropolitane o vicino alle fabbriche. Un ambiente poco ventilato determina un tasso di umidità più alto, che favorisce la formazione e concentrazione di muffe, acari, funghi, batteri ed inquinanti. **Aprire le finestre in ambienti climatizzati è uno spreco di energia e permette ai rumori, all'inquinamento, ai batteri e agli allergeni di entrare.** La soluzione è un sistema di ricambio aria "forzato" in funzione 24 ore al giorno, tutto l'anno, che sostituisce l'apertura manuale delle finestre, con differenze fondamentali: controllo esattamente le portate d'aria limitando al minimo indispensabile il ricambio, quindi gli sprechi di energia, miglioro notevolmente la qualità dell'aria; in altre parole **alto livello di comfort con basso fabbisogno energetico!** L'Unione Europea si è data obiettivi ambiziosi, denominati "20 – 20 – 20", in materia di politiche relative al clima e all'energia, che i singoli stati membri devono raggiungere:

- 20% in meno di emissione gas serra rispetto al 1990
- incremento efficienza energetica del 20%
- energie rinnovabili pari al 20% dei consumi totali

Il settore dell'edilizia rappresenta il 40% circa del consumo totale di energia, quindi una priorità all'interno degli obiettivi 20 – 20 – 20: relativamente al rendimento energetico nell'edilizia, è stata emanata la Direttiva 2002/91/CE (EPDB Energy Performance of Buildings Directive), poi sostituita dalla Direttiva 2010/31/UE con il compito di fissare i requisiti minimi per la **costruzione**

di edifici nuovi e ristrutturazioni importanti di edifici esistenti. Edifici ad “energia quasi zero” o nZEB diverrà lo standard di costruzione per nuovi edifici dunque con elevata classe energetica ed edifici passivi. Gli edifici passivi – concetto valido per tutti i tipi di edifici, non solo residenziali – sono edifici che coprono la maggior parte del loro fabbisogno di energia (riscaldamento, raffrescamento, acqua calda sanitaria (ACS), ventilazione ed illuminazione) con una minima fonte energetica, cioè senza alcun impianto “convenzionale”, ma utilizzando fonti alternative. **La Ventilazione Meccanica Controllata a doppio flusso è indispensabile nei nuovi edifici.** I vantaggi sono molteplici:

- **Minor costo di gestione:**

Grazie ai costi di esercizio quasi insignificanti, per tutta la vita dell’immobile; recupero dell’energia contenuta nell’aria espulsa (energia buttata con l’apertura delle finestre) e corretto quantitativo di ricambio d’aria (non possibile con l’apertura delle finestre)

- **Maggior comfort abitativo:**

La ventilazione forzata permette di immettere continuamente aria fresca, filtrata, alle giuste condizioni, eliminare sostanze inquinanti e nocive, muffe ed odori. . . inoltre non è necessario aprire le finestre (rumori esterni): il comfort abitativo sta migliorando di pari passo con il progresso (tecnologia, materiali, normative).

- **Maggior valore nel tempo:**

L’impianto VMC migliora la classe energetica dell’edificio, ne preserva il valore anche grazie all’eliminazione di umidità, muffe, ecc.; l’attestato di prestazione energetica diverrà sempre più importante nelle attività di vendita o locazione di un edificio o di un’unità immobiliare

- **Minor impatto sull’ambiente:**

Minor dipendenza dai combustibili tradizionali, la cui disponibilità è in diminuzione ed i costi sempre crescenti.

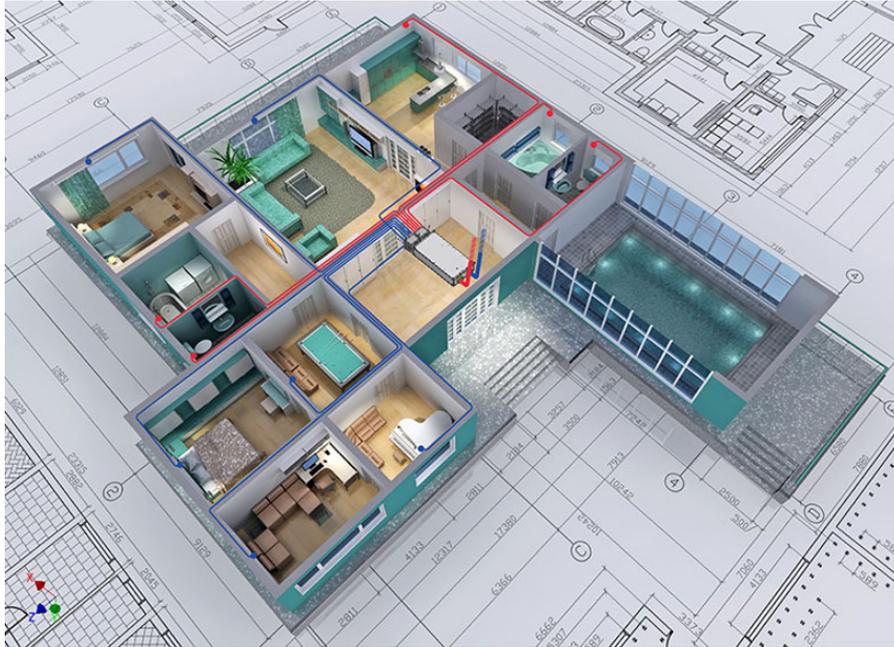


Figura 2.4: Esempio di impianto di ventilazione meccanica controllata

La ventilazione meccanica controllata (VMC), dunque ci consente di controllare il ricambio dell'aria in un ambiente confinato delimitato da un involucro edilizio; in termini impiantistici questo concetto si traduce nell'insieme dei seguenti sotto-sistemi:

- Sistema di aspirazione dell'aria dall'esterno;
- Sistema di trattamento dell'aria comprensivo di elementi filtranti, batterie di scambio termico per il controllo della temperatura e dell'umidità, eventuale recuperatore di energia termica, ventilatori;
- Sistema di canali per la distribuzione dell'aria di rinnovo;
- Sistema di emissione dell'aria (bocchette, anemostati etc. . .);
- Sistema di aspirazione aria dagli ambienti e relativa canalizzazione;
- Sistema di espulsione dell'aria estratta all'esterno comprensivo di eventuale sistema di filtrazione;
- Sistema di regolazione e controllo delle portate dell'aria di tipo retroattivo in funzione del rilevamento dei parametri ambientali.

In senso esteso si considerano facenti parte del sistema anche i generatori per la produzione di energia termica generalmente sotto forma di acqua calda e fredda che alimentano le batterie delle unità di trattamento aria per le trasformazioni psicrometriche necessarie. Sotto il profilo energetico l'attenzione si pone sulle portate e sulle caratteristiche termo-igrometriche dell'aria trattata, valutando quindi l'energia primaria in ingresso ai generatori e al sistema di ventilazione. A questo proposito la presenza di scambiatori di recupero termico, un accurato controllo delle condizioni indoor, la presenza di motori ad elevata efficienza nel sistema di ventilazione sono elementi fondamentali per il conseguimento di elevata efficienza e di un costo energetico sostenibile nella gestione dell'impianto. L'uomo passa buona parte della sua vita in ambienti chiusi o confinati, siano essi residenziali o lavorativi: in tali ambiti, le condizioni di temperatura, umidità e la concentrazione di inquinanti nell'aria possono essere diverse rispetto a quelle dell'aria esterna, per la presenza sia di esseri viventi sia di apparecchiature in funzione all'interno dei locali. Gli impianti termotecnici hanno quindi lo scopo di ricreare quella che viene chiamata condizione di benessere. Si definisce condizione di benessere termoigrometrico lo stato psicofisico in cui un individuo si ritiene soddisfatto riguardo il microclima, non avendo sensazione né di caldo né di freddo, trovandosi quindi in condizione di neutralità termica. Non sempre la ventilazione viene effettuata in maniera corretta e questo comporta che, a parità di portata d'aria, uno stesso ambiente risulti meglio ventilato di un altro con le stesse caratteristiche e di conseguenza abbia una qualità dell'aria migliore. L'efficienza di ventilazione, invece, viene definita come la capacità di un sistema di ventilazione di rimuovere gli inquinanti da un ambiente confinato. Un sistema ad alta efficienza permette quindi di raggiungere una qualità dell'aria ottimale con portate d'aria di rinnovo inferiori rispetto ad un sistema a bassa efficienza. L'efficienza di ventilazione dipende da fattori quali:

- caratteristiche dell'impianto,
- caratteristiche e posizionamento dei terminali di distribuzione,
- tipologia del locale.

Viene quantificata in un parametro adimensionale: valori inferiori ad 1 indicano che nel volume trattato sono possibili formazioni di “sacche” d’aria che vengono rinnovate meno frequentemente rispetto al valore di progetto. Maggiore è il valore dell’efficienza di ventilazione, più il sistema di ventilazione garantisce una uniforme miscelazione dell’aria in tutto il volume trattato (fatta eccezione per il sistema di ventilazione a dislocamento). In caso di utilizzo di particolari diffusori a turbolenza, il valore dell’efficienza di ventilazione può essere superiore ad 1: questo significa che il sistema è particolarmente efficiente ed è possibile ridurre la portata d’aria complessiva pur garantendo il rinnovo dell’aria ambiente e di conseguenza evitare di sovradimensionare inutilmente l’impianto. Gli impianti di ventilazione possono essere divisi in due categorie:

1. Impianti di ventilazione di tipo civile o domestico;
2. Impianti di ventilazione di tipo industriale.

L’entità in gioco è sempre comunque la portata, cioè la quantità di aria da espellere o da introdurre in un locale in un periodo di tempo dato. Viene normalmente espressa in m^3/h o in m^3/s o in l/s . La scelta del ventilatore dovrà essere fatta:

- per tipologia di locale: civile, commerciale, industriale;
- per volume del locale stesso;
- per tipo di fluido da convogliare e sue caratteristiche:
 - aria pulita,
 - aria + polvere,
 - convogliamento fluidi particolari;
- per tipo di configurazione del possibile impianto:
 - ventilatore da parete con scarico in canalizzazione;
 - ventilatore da parete con scarico diretto all’esterno;
 - ventilatori da vetro;
 - ventilatori specifici per lunghe canalizzazioni;

- ventilatori per impianti centralizzati;
- posizionamento dell'entrata e dell'uscita dell'aria;
- condizioni particolari: temperatura, umidità;
- portata e pressione necessaria;
- livello sonoro;
- tipo di alimentazione: monofase o trifase.

La ventilazione meccanica si divide in semplice flusso e doppio flusso.

Semplice flusso - Estrazione: Gli impianti di questa tipologia realizzano l'aspirazione di aria dall'ambiente e la convogliano tramite canalizzazioni all'esterno, generalmente a tetto. Il ventilatore è solitamente collocato in posizione remota rispetto all'ambiente. La ripresa è effettuata tramite apposite feritoie posizionate sui muri perimetrali o sugli infissi; a volte tali feritoie vengono posizionate dietro i radiatori in modo che l'aria in ingresso sia parzialmente riscaldata prima di diffondersi negli ambienti. Affinché l'impianto funzioni è necessario che tutti i locali asserviti siano attraversati dal flusso d'aria e questo comporta che le porte interne debbano avere griglie di transito idonee al passaggio dell'aria e dimensionate in modo da non avere eccessive perdite di carico e non permettere all'aria di avere in ambiente velocità superiori a 1 m/s . In ambito residenziale l'aspirazione avviene di norma negli ambienti "umidi" (cucina, bagni, lavanderie...) mentre l'immissione avviene in soggiorno e nelle camere da letto. In edifici amministrativi l'immissione avviene negli uffici e l'aspirazione dai corridoi tramite griglie collocate a soffitto e collegate alla canalizzazione di espulsione; il canale può essere portato in copertura dove normalmente si trovano anche i ventilatori.

Doppio flusso - Estrazione e immissione: Un impianto a doppio flusso provvede meccanicamente sia alla mandata che alla ripresa dell'aria in ambiente. L'estrazione avviene come descritto per un impianto a semplice flusso. Anche l'immissione è realizzata tramite canalizzazioni e bocchette, con un circuito separato dal precedente. L'aria di rinnovo viene spinta da un ventilatore lungo

la canalizzazione e viene distribuita in ambiente da diffusori. I flussi d'aria immessa ed estratta sono coordinati da un sistema di regolazione. In sistemi più complessi è possibile trattare l'aria di rinnovo prima di immetterla nell'ambiente ossia filtrarla, raffreddarla o riscaldarla, umidificarla o deumidificarla. Con sistemi a doppio flusso infine è possibile anche il recupero energetico dall'aria di espulsione attraverso i recuperatori di calore.

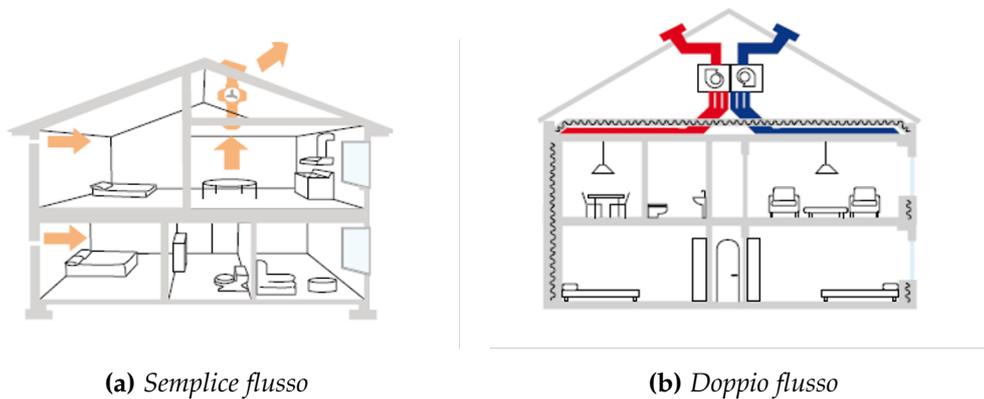


Figura 2.5: Esempi di semplice e doppio flusso

2.3 Normativa nazionale

Per dimensionare un impianto di ventilazione meccanica è importante calcolare le portate di rinnovo dell'aria che devono essere fornite quando gli ambienti sono occupati. A questo proposito è molto importante conoscere la giusta normativa di riferimento. Di seguito sono riportati in sintesi i principali riferimenti normativi che interessano la materia della ventilazione meccanica controllata, con particolare riferimento ai requisiti previsti per le portate di ricambio d'aria negli ambienti, alla quantificazione del contributo energetico dovuto alla ventilazione in fase di progetto, alla definizione delle caratteristiche del sistema di termoregolazione. Al momento esistono due normative che i progettisti possono utilizzare per calcolare le portate di rinnovo dell'aria se vogliono dimensionare un impianto di ventilazione meccanica destinato alle residenze. Si tratta della UNI 10339 del 1995 e della UNI EN 16798-1 del 2019. La coesistenza di documenti che in parte si sovrappongono sta creando oramai da anni incertezze; questo perché la UNI EN 16798-1 non è altro che la revisione della

UNI EN 15251 del 2008. Essa ha cambiato numero perché il CEN ha deciso di raggruppare (e così riordinare) tutte le norme sulla ventilazione degli edifici in un pacchetto di circa 20 parti con lo stesso numero. La UNI 10339 è molto conosciuta in Italia anche perché è stata ed è richiamata in moltissimi Regolamenti Edilizi e di Igiene. È una norma apprezzata per la sua sinteticità e facilità di utilizzo. La UNI EN 16798-1 (abbiamo detto ex UNI EN 15251) è scritta in lingua inglese ed ha lo scopo di fornire i parametri di input per la progettazione (*design*) e le analisi energetiche degli edifici (*assessment of energy performance of buildings*) inerenti alla qualità dell'aria interna, all'ambiente termico, all'illuminazione e all'acustica. Si tratta di un documento molto importante per il fatto che è di supporto alle EPBD, cioè alle Energy Performance Building Directive, la cui ultima risale al 2018. Una caratteristica delle normative sotto mandato EPBD è quella di contenere apposite appendici "gemelle": una nazionale (Appendice A) ed una comunitaria (Appendice B). Quella comunitaria contiene valori di progetto di riferimento (cioè di "default") concordati a livello internazionale; quella nazionale, se necessario, può introdurre tabelle opportunamente modificate con i valori di progetto adottati in specifiche leggi vigenti sul territorio. Se l'appendice A non è compilata da uno stato membro, si deve fare riferimento alla B.

2.3.1 Salubrità dell'aria

In merito alla salubrità dell'aria è opportuno tenere conto degli standard normativi ormai consolidati previsti dalla norma UNI 10339 che, in alcune destinazioni d'uso specifiche, richiederebbero ulteriori integrazioni e/o aggiornamenti. Allo stato attuale detta norma è richiamata come riferimento dagli Uffici Competenti in ambito sanitario (ASL) per verificare le caratteristiche di idoneità dei luoghi ai fini urbanistici per il rilascio dell'agibilità dell'edificio o dell'unità immobiliare. Nella realtà, con riferimento particolare agli edifici scolastici, si riscontrano situazioni che pur non essendo così distanti dai disposti normativi, richiedono una più approfondita analisi sul piano della ventilazione, con tutte le conseguenze che questo argomento comporta. Dalla citata norma si ricavano alcune definizioni particolarmente utili per la trattazione in questo elaborato:

Qualità dell'aria: *Caratteristica dell'aria trattata che risponde ai requisiti di purezza. Essa non contiene contaminanti noti in concentrazioni tali da arrecare danno alla salute e causare condizioni di malessere per gli occupanti. I contaminanti contenuti sia nell'aria di rinnovo che in quella ricircolata sono gas, vapori, microrganismi, fumo e altre sostanze particolate;*

Climatizzazione: *Realizzazione e mantenimento simultaneo negli ambienti delle condizioni termiche, igrometriche, di qualità e movimento dell'aria comprese entro i limiti richiesti per il benessere delle persone;*

Condizionamento dell'aria: *Trattamento volto a conseguire la qualità dell'aria e le caratteristiche termo-igrometriche richieste*

Termoventilazione: *Realizzazione e mantenimento simultaneo negli ambienti delle condizioni di cui al punto "Climatizzazione", escluso il controllo igrometrico.*

Ventilazione: *Realizzazione e mantenimento simultaneo negli ambienti delle condizioni di cui al punto "Climatizzazione", escluso il controllo termico ed, eventualmente, il controllo igrometrico.*

Tralasciando in questa sede la parte della norma riferita alle regole per la richiesta dell'offerta, per l'ordine e la fornitura, una parte interessante ai fini della trattazione e richiamata in sintesi ai punti seguenti riguarda i requisiti degli impianti in termini di qualità, portate e movimentazione dell'aria. Le portate minime di aria esterna per la ventilazione sono indicate nel prospetto III della norma; in relazione agli ambienti destinati ad uso scolastico i valori di riferimento sono indicati nella tabella 1.1 (fig. 2.6).

Categorie di edifici	Portata di aria esterna di estrazione		Note
	Q _{op} (10 ⁻³ m ³ /s per persona)	Q _{oc} (10 ⁻³ m ³ /s m ²)	
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITA' SCOLASTICHE E ASSIMILABILI			
asili nido e scuole materne	4	-	
aule scuole elementari	5	-	
aule scuole medie inferiori	6	-	
aule scuole medie superiori	7	-	
aule universitarie	7	-	
transiti, corridoi	-	-	
servizi	estrazioni		A
Altri locali:			
biblioteche, sale lettura	6	-	
aule musica e lingue	7	-	
laboratori	7	-	
sale insegnanti	6	-	
<i>Note: A – Ricambio richiesto nei servizi igienici edifici adibiti a residenza e assimilabili 0.0011 vol/s (4 vol/h) altre categorie in tabella 0.0022 vol/s (8 vol/h) il volume è quello relativo ai bagni (antibagni esclusi) B – Verificare i regolamenti locali C – Valori più elevati possono essere richiesti per il controllo dell'umidità D – Per questi ambienti le portate d'aria devono essere stabilite in relazione alle prescrizioni vigenti ed alle specifiche esigenze delle singole applicazioni</i>			

Figura 2.6: Tab.1.1-UNI 10339: prospetto III (estratto)

Nel prospetto IV riportato in tabella 1.2 (fig. 2.7) sono indicati i coefficienti correttivi da moltiplicare alle portate per tenere conto dell'altitudine del sito di installazione sul livello del mare.

Altitudine H m s.l.m.	Coefficiente correttivo
0	1.00
500	1.06
1000	1.12
1500	1.18
2000	1.25
2500	1.31
3000	1.38

Figura 2.7: Tab.1.2-UNI 10339: prospetto IV

Nel prospetto V della norma riportato in tabella 1.3 (fig. 2.8) sono riportati i parametri da adottare per la valutazione dell'efficienza della filtrazione dell'aria.

Classe	Efficienza del filtro E	Campo di efficienza %	Metodo di prova
1	M	$E < 65$	ponderale
2	M	$65 \leq E < 80$	ponderale
3	M	$80 \leq E < 90$	ponderale
4	M	$90 \leq E$	ponderale
5	A	$40 \leq E < 60$	atmosfera
6	A	$60 \leq E < 80$	atmosfera
7	A	$80 \leq E < 90$	atmosfera
8	A	$90 \leq E < 95$	atmosfera
9	A	$95 \leq E$	atmosfera
10	AS	$95 \leq E < 99.9$	fiamma sodio
11	AS	$99.9 \leq E < 99.97$	fiamma sodio
12	AS	$99.97 \leq E < 99.99$	fiamma sodio
13	AS	$99.99 \leq E < 99.999$	fiamma sodio
14	AS	$99.999 \leq E$	fiamma sodio

Figura 2.8: Tab.1.3-UNI 10339: prospetto V

Nel prospetto VI (fig. 2.9), di cui si riporta esclusivamente la sezione riferita a edifici scolastici nella tabella 1.4, sono indicate le classi di filtri e l'efficienza di filtrazione.

Classificazione degli edifici per categorie	Classe di filtri		Efficienza di filtrazione*
	min	max	
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITA' SCOLASTICHE			
Scuole medie ed elementari	7	9	M+A
Aule in genere	5	6	M+A
Altri locali:			
aule musica e lingue	6	7	M+A
laboratori	6	7	M+A

Figura 2.9: Tab.1.4-UNI 10339: prospetto VI (estratto)

Infine, nel prospetto VIII in appendice A della norma, riportato in tabella 1.5 (fig. 2.10), sono riportati gli indici di affollamento convenzionali (n_s) validi ai fini progettuali in assenza di riferimenti certi, classificati in base alla destinazione d'uso dell'edificio. Il parametro è espresso in numero di persone per metro quadrato di superficie calpestabile.

Classificazione degli edifici per categorie	n_e
EDIFICI ADIBITI AD ATTIVITA' SCOLASTICHE	
Asili nido e scuole mateme	0,40
Aule scuole elementari, medie inferiori e superiori	0,45
Aule universitarie	0,60
Altri locali:	
Aule musica e lingue	0,50
Laboratori	0,30
Sale insegnanti	0,30

Figura 2.10: Tab.1.5-UNI 10339: prospetto VIII (estratto)

Per completezza si cita un progetto di norma datato 2014 la cui stesura fa capo al C.T.I. per l'aggiornamento della UNI 10339. La pubblicazione prevede una trattazione più completa in materia di impianti aeraulici e definisce per sommi capi i seguenti elementi:

- Classificazione degli impianti aeraulici;
- Classificazione della qualità e delle caratteristiche dell'aria indoor, con riferimento agli standard del benessere termo-igrometrico;
- Metodo prescrittivo e prestazionale per il conseguimento del benessere termoigrometrico;
- Metodo prescrittivo e prestazionale per il conseguimento della qualità dell'aria interna;
- Prescrizioni in merito all'impiego di sistemi e componenti aeraulici;
- Tecnologie energeticamente efficienti per gli impianti aeraulici;
- Procedure relative alla richiesta dell'offerta, all'offerta e alla fornitura degli impianti.

2.3.2 Aspetti energetici

A livello nazionale il principale e più recente riferimento legislativo per il contenimento dei consumi energetici è il D.M. 26/06/2015 “*Metodologie e requisiti*”, in applicazione della direttiva europea 2010/31/UE. Il Decreto richiama le normative di calcolo UNI TS 11300 nelle diverse parti 1, 2, 3 e 4, delle quali la parte seconda riguarda il calcolo dei rendimenti degli impianti ivi inclusi quelli di ventilazione. La norma **UNI TS 11300-1:2014** “*Determinazione del fabbisogno di energia termica dell’edificio per la climatizzazione estiva ed invernale*” fornisce il metodo di calcolo per determinare le prestazioni energetiche dell’edificio, ivi incluso il fabbisogno di energia per la ventilazione meccanica. La norma distingue un diverso approccio di calcolo a seconda del tipo di valutazione e di calcolo, come indicato nella tabella 1.6 (fig. 2.11).

Modalità di valutazione		Dati di ingresso			Scopo ed applicazione	
		Uso	Clima	Edificio	Scopo	Edificio
A1	Di progetto (design rating)	Standard	Standard	Di progetto	Verifiche di legge/certificazione energetica	Nuovo, ristrutturazione o compravendita
A2	Standard (asset rating)	Standard	Standard	Reale		
A3	Adattata all’utenza (tailored rating)	In funzione dello scopo	In funzione dello scopo	Reale	Diagnosi energetica	Esistente

Figura 2.11: Tab.1.6-Valutazione edificio(fonte:PROGETTO 2000, 30/06/2017)

Nella valutazione A1 e nella valutazione A2 si distingue tra:

- calcolo della prestazione termica del fabbricato: riferimento alla aerazione naturale;
- calcolo della prestazione energetica dell’edificio: riferimento alla ventilazione effettiva e dell’impianto di ventilazione meccanica (se presente).

La portata di aria per la ventilazione è da calcolare in base alla Norma 10339:1995 e in base al valore ricavato si distinguono i metodi e le tipologie di impianto per la ventilazione, come indicato in sintesi nel prospetto 8 della norma riportato nella tabella 1.7 (fig. 2.12).

Tipo di ventilazione		Caratteristiche dell'impianto di ventilazione		Utenza		
				Standard		Reale
				Ventilazione di riferimento ^{a)}	Ventilazione effettiva ^{b)}	
Climatizzazione invernale + Ventilazione naturale		Nessun impianto			Punto 12.3.1	
Ventilazione meccanica	Ventilazione meccanica o ibrida ^{c)}	Estrazione centralizzata a singolo condotto		Punto 12.2	Punto 12.3.2 (ventilazione meccanica) Punto 12.3.3 (ventilazione ibrida)	Punto 12.5
		Immissione centralizzata a singolo condotto				
		Immissione ed estrazione bilanciata a doppio condotto				
	Ventilazione meccanica attraverso l'impianto di climatizzazione ^{d)}	Aria primaria in impianto di climatizzazione misto "aria/acqua"	Sola immissione			
Immissione ed estrazione						
		Ventilazione attraverso l'impianto di climatizzazione a "tutta aria"			Punto 12.3.4	
<p>a) Condizione per il calcolo della prestazione termica del fabbricato (si considera la sola ventilazione naturale).</p> <p>b) Condizione per il calcolo della prestazione energetica dell'edificio (si considera l'eventuale presenza dell'impianto di ventilazione meccanica).</p> <p>c) Ventilazione meccanica indipendente.</p> <p>d) Nella ventilazione meccanica mediante l'impianto di climatizzazione con impianto misto "aria/acqua" il circuito aria primaria è considerato parte dell'impianto di climatizzazione e l'energia per il preriscaldamento dell'aria è fornita dall'unico sottosistema di generazione.</p>						

Figura 2.12: Tab.1.7-Norma UNI TS 11300-1, prospetto 8

Nel corso della trattazione saranno presi in considerazione i casi di ventilazione meccanica, e quindi il calcolo di ventilazione effettiva (rif. cap. 12.3 della norma). Ai fini del calcolo la norma prende in considerazione gli elementi descritti in tabella 1.8 (fig. 2.13).

Tipologia	Rif. Norma UNI TS 11300-1	Descrizione parametri
Solo ventilazione meccanica	Par. 12.3.2	<p>Incidenza del contributo della portata addizionale per effetto del vento calcolata nel periodo di funzionamento della ventilazione meccanica. Intervengono fattori quali l'esposizione al vento, il volume dell'involucro, il tasso di ricambio d'aria dovuto alla differenza di pressione (50 Pa) tra interno ed esterno</p> <p>Portata nominale di progetto calcolata per i singoli locali nei tra casi di:</p> <ul style="list-style-type: none"> • sola estrazione • sola immissione • flusso bilanciato (si tiene conto del valore massimo di portata tra estrazione e immissione) <p>Fattore di efficienza nella regolazione dell'impianto, inteso come coefficiente di riduzione applicato alla portata nominale in funzione della precisione del sistema di controllo del tasso di occupazione dei locali.</p> <p>Intervallo di tempo di funzionamento della ventilazione meccanica calcolato come cumulata delle ore giornaliere di utilizzo dei locali in base al fattore di occupazione (destinazione d'uso dei locali)</p> <p>Fattore di correzione per la temperatura del flusso d'aria, con particolare attenzione ai flussi d'aria in ingresso, considerando la presenza o meno di recuperatori di calore e le caratteristiche di efficienza energetica degli stessi.</p>
Ventilazione ibrida	Par. 12.3.3	<p>Analoghe valutazioni rispetto al caso degli impianti di sola ventilazione meccanica di cui al punto precedente</p> <p>Calcolo della ventilazione naturale nel periodo di spegnimento della ventilazione meccanica (ed es. apertura finestre)</p>
Ventilazione assicurata dall'impianto di climatizzazione	Par. 12.3.4	<p>Il calcolo si esegue solamente per i periodi in cui la ventilazione è in funzione al di fuori dei periodi di accensione dell'impianto di climatizzazione</p> <p>Analoghe considerazioni di cui al punto 12.3.2</p>

Figura 2.13: Tab.1.8-Norma UNI TS 11300-1, parametri per ventilazione

Nell'appendice F della norma (parte 1) si trovano invece i riferimenti per il calcolo dell'efficienza nello scambio termico in presenza di sistemi di recupero termico (scambiatori di calore a flusso incrociato). Per il calcolo del fabbisogno di energia primaria necessaria alla ventilazione si fa richiamo invece all'appendice C della norma UNI TS 11330-2, includendo il calcolo per le batterie di riscaldamento e per i fabbisogni di umidificazione. Il fabbisogno energetico

destinato al trattamento dell'aria per la climatizzazione estiva è invece calcolato a parte secondo la UNI TS 11300-3. La norma distingue diversi casi, la cui sintesi è indicata nella tabella 1.9 (fig. 2.14).

Tipologia	Rif. Norma UNI TS 11300-2	Descrizione parametri di calcolo
Calcolo energia per la ventilazione meccanica	C.2	<p>Energia primaria dovuto al fabbisogno di energia per la movimentazione dell'aria, utilizzando il fattore di conversione da energia elettrica a energia primaria (f_p)</p> <p>Energia elettrica per ventilazione tenendo conto del fattore di carico (FC) per ciascuna zona, in base all'efficienza di regolazione dell'impianto e della potenza elettrica nominale dei ventilatori</p> <p>Portata d'aria nominale corretta, inteso che si tiene conto anche dell'effetto delle perdite di massa delle condotte, elemento che incide sul calcolo della potenza elettrica dei ventilatori. Le perdite di esfiltrazione vengono determinate in base a calcolo tabellare secondo quanto previsto dalla norma in funzione della tipologia della condotta e della pressione media nominale di esercizio della rete di canali d'aria.</p>
Calcolo energia per riscaldamento	C.3.1	<p>Il fabbisogno di energia per riscaldamento si calcola in base alla UNI TS 11300-1 sul bilancio termico del fabbricato, comprensivo dell'apporto della ventilazione. Le perdite dovute al sistema aeraulico e al sistema idronico dipendono dalla tipologia di impianto: Il metodo di calcolo prevede la distinzione tra :</p> <ul style="list-style-type: none"> • impianto a tutt'aria: il fabbisogno è attribuito solamente all'impianto aeraulico e ai suoi sottosistemi • impianto misto (aria primaria e circuito idronico): Il fabbisogno di energia utile effettivo è attribuito all'impianto idronico mentre all'impianto di ventilazione è attribuito esclusivamente l'apporto energetico per generare il salto termico sul flusso d'aria fino alla temperatura di immissione. <p>Le perdite del sistema aeraulico sotto il profilo energetico vengono calcolate esclusivamente per i sottosistemi di distribuzione e generazione.</p>
		<p>Calcolo del fabbisogno termico della batteria per riscaldamento dell'aria. Le batterie possono essere alimentate ad acqua (calcolo attribuito al sottosistema di generazione) oppure elettriche (calcolo con fattore di conversione f_e).</p>
Calcolo del fabbisogno di umidificazione	C.3.2	<p>Calcolo del fabbisogno di energia (sottoforma di calore latente) che tiene conto dell'entalpia relativa alla quantità di vapore d'acqua introdotta negli ambienti e dell'entalpia del vapore endogeno.</p> <p>La norma prevede essenzialmente tre tipologie di trattamento:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) riscaldamento + umidificazione adiabatica 2) pre-riscaldamento + umidificazione adiabatica + post-riscaldamento 3) riscaldamento + umidificazione con immissione di vapore

Figura 2.14: Tab.1.9-Norma UNI TS 11300-1, parametri per i calcoli

Tra le norme UNI è importante citare la **UNI EN 15251:2008** *“Criteri per la progettazione dell’ambiente interno e per la valutazione della prestazione energetica degli edifici in relazione alla qualità dell’aria interna, all’ambiente termico, all’illuminazione e all’acustica”*. La norma mette in correlazione gli elementi che riguardano la qualità dell’aria e le esigenze relative al fabbisogno energetico, considerando i parametri che influenzano la prestazione energetica dell’edificio, i metodi per la valutazione dell’ambiente interno ottenuta da calcoli o da misurazioni. Per gli edifici residenziali la norma definisce i parametri e le fonti da cui dipende la qualità dell’aria, quali ad esempio il numero di occupanti, il periodo di occupazione, il tipo di attività svolta, le sostanze rilasciate dai materiali costituenti gli arredi, i tessuti, i prodotti per la pulizia. Si pone molta attenzione alla presenza di umidità che, oltre a influire sulla salubrità dell’aria, può provocare danni all’edificio dovuti alla formazione di condensa e di muffe, con aggravio dei costi energetici. Per il settore terziario la norma prevede il calcolo della portata totale di ventilazione in base a due contributi: la presenza di persone con relativo indice di ricambio espresso in litri/secondo per persona e le emissioni di inquinanti indoor nell’edificio il cui coefficiente è riferito all’area del volume trattato ed è espresso in litri/secondo per metro quadrato.

2.3.3 Controllo e regolazione

In materia di controllo e regolazione si può trovare un riferimento piuttosto recente nella norma EN 15232 che stabilisce l’impatto della building automation sul rendimento energetico degli edifici ed è valida sia per gli edifici esistenti che per quelli in via di progettazione o ristrutturazione. La norma definisce:

- una lista strutturata di controllo, funzioni di building automation e gestione tecnica degli edifici con un impatto sul rendimento energetico;
- un metodo per la definizione dei requisiti minimi da implementare in edifici di diversa complessità;
- metodi per la definizione dell’impatto delle funzioni di automazione su un dato edificio, consentendo pertanto di valutarne l’impatto mediante calcolo di ratings ed indicatori secondo la prEN-15203 e la prEN-15217;

- metodo semplificato per dare una prima stima dell'impatto dell'automazione su un dato tipo di edificio.

Si assumono le seguenti definizioni:

1. **Building automation and control (BAC)**: prodotti, software e servizi di ingegneria per controlli automatici, monitoraggio e ottimizzazione, intervento umano e gestione per raggiungere un funzionamento energeticamente efficiente, economico e sicuro delle apparecchiature a servizio dell'edificio.
2. **Building automation and control system (BACS)**: sistema comprensivo di tutti i prodotti, i software e i servizi di ingegneria per controlli automatici, monitoraggio e ottimizzazione, intervento umano e gestione per raggiungere un funzionamento energeticamente efficiente, economico e sicuro delle apparecchiature a servizio dell'edificio.

Vengono definite quattro classi di efficienza energetica Building Automation and Control (BAC A, B, C, D) per la valutazione delle prestazioni dell'automazione. Sono valide sia per gli edifici residenziali che per quelli non residenziali:

- **D**: BACS a bassa efficienza energetica. I vecchi sistemi andrebbero rivisti ed i nuovi non andrebbero progettati con questi sistemi;
- **C**: BACS base o standard;
- **B**: sistemi di BACS e BMS (Building Management System) avanzati;
- **A**: sistemi di BACS e BMS ad alta resa energetica.

Nella Tabella 5 della norma, per ogni tipologia di impianto e per ogni modalità di controllo o automatismo ad esso collegato, viene attribuita una classe (A, B, C e D).

2.3.4 Edilizia scolastica D.M. 18/12/75

Con riguardo specifico agli edifici a destinazione d'uso scolastico, il decreto di riferimento per gli aspetti igienico sanitari e quindi anche per la ventilazione

e aerazione dei locali è il D.M. 18/12/1975: **Norme tecniche aggiornate relative all'edilizia scolastica, ivi compresi gli indici minimi di funzionalità didattica, edilizia ed urbanistica da osservarsi nella esecuzione di opere di edilizia scolastica.** Le norme tecniche citate dal decreto indicano in particolare al punto 5.0. **Generalità:** *“Ogni edificio scolastico nel suo complesso ed in ogni suo spazio o locale deve essere tale da offrire a coloro che l'occupano condizioni di abitabilità soddisfacenti per tutto il periodo di durata e di uso, malgrado gli agenti esterni normali; queste condizioni di abitabilità debbono garantire, inoltre, l'espletamento di alcune funzioni in caso di agenti esterni anormali”.* Il decreto indica esplicitamente la necessità di garantire uno standard di qualità considerando il rapporto con l'ambiente esterno richiamando, pur implicitamente in queste righe, anche il tema della ventilazione e il ricambio dell'aria. Altro passaggio di riferimento nel decreto è il seguente: *“5.3.1. I fatti o i fenomeni presi in considerazione che influiscono sull'abitabilità e confortabilità dell'ambiente, devono rispondere ai requisiti che riguardano:*

- *l'equilibrio e la conservazione dei fattori fisici dai quali dipende il benessere termoigrometrico;*
- *la conservazione della purezza chimica e microbiologica dell'aria.”*

La purezza dell'aria rappresenta un elemento per il quale la ventilazione è determinante in termini di portate di aria e di filtrazione. Il decreto fornisce poi i valori quantitativi per le caratteristiche termoigrometriche dell'aria. In termini quantitativi il Decreto fornisce le indicazioni per la temperatura e il tasso di umidità di riferimento per la progettazione e per la gestione degli impianti: *“5.3.11. [...] Temperatura ed umidità relativa dell'aria degli ambienti - La temperatura degli ambienti adibiti ad usi scolastici dovrà essere assicurata, in condizioni invernali, da un adatto impianto di riscaldamento capace di assicurare in tutti gli ambienti, quando all'esterno si verificano le condizioni invernali di progetto, le seguenti condizioni interne: temperatura $20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$ salvo non sia diversamente prescritto per locali ad uso speciale. È consigliabile che vengano assicurati adatti valori della umidità relativa negli ambienti interni adibiti ad attività didattiche e collettive nel periodo invernale, mediante un trattamento di umidificazione dell'aria esterna effettuato dall'impianto di ventilazione idoneo a realizzare un'umidità relativa dell'aria*

ambiente del 45-55 per cento e a mantenere negli ambienti 20 °C. Per la purezza dell'aria vengono forniti i valori di ricambio d'aria: 5.3.12. Purezza dell'aria - Dovrà essere assicurata l'introduzione delle seguenti portate d'aria esterna, mediante opportuni sistemi.

<i>Tipologia ambiente</i>	<i>Tipologia di scuola</i>	<i>Coefficiente di ricambio</i>
<i>ambienti adibiti ad attività didattica collettiva o attività di gruppo</i>	<i>per scuole materne ed elementari</i>	<i>2,5</i>
	<i>per scuole medie</i>	<i>3,5</i>
	<i>scuole secondarie di secondo grado</i>	<i>5,0</i>
<i>altri ambienti di passaggio, uffici servizi igienici, palestre, refettori</i>	-	<i>1,5</i>
	-	<i>2,5</i>

Figura 2.15: Tab.1.11-D.M 18/12/75-Portate d'aria per tipologia di locale

Il decreto fornisce al punto 5.5 – “Condizioni d’uso” anche le indicazioni per la manutenzione dell’impianto, richiamando il concetto di semplicità della gestione e della manovrabilità dei sistemi oltre alla necessità che la ditta installatrice/costruttrice fornisca all’Ente una sorta di manuale di uso e manutenzione degli impianti: *Le condizioni di abitabilità debbono essere raggiunte e conservate, compatibilmente con le esigenze da assolvere, con manovre semplici per il funzionamento di apparecchi, per la apertura o chiusura di finestre, per l’inclusione o l’esclusione di impianti e di sistemi di ventilazione ecc. All’atto della consegna dell’edificio l’ente che ha provveduto alla costruzione dovrà fornire alla scuola una particolareggiata descrizione sulla gestione degli impianti, sui livelli di agibilità, sul tipo e complessità delle manovre e sull’uso dei mezzi elementari o complessi, necessari a consentire:*

- a) il raggiungimento e la conservazione delle condizioni di agibilità di cui alle presenti norme;*
- b) il funzionamento di quelle parti tecniche, o tecnologiche, destinate ad assicurare un perfetto svolgimento delle operazioni didattiche; dovranno essere consegnati in duplice copia i disegni e gli schemi della effettiva realizzazione di tutti gli impianti tecnologici: riscaldamento, idraulico, elettrico ecc.*

2.4 CAM – (Criteri Ambientali Minimi)

2.4.1 Definizione

Il termine CAM è entrato ormai da alcuni anni nell'edilizia e costruzioni. Come spiega lo stesso Ministero, i Criteri Ambientali Minimi (CAM) sono i requisiti ambientali definiti per le varie fasi del processo di acquisto, volti a individuare la soluzione progettuale, il prodotto o il servizio migliore sotto il profilo ambientale lungo il ciclo di vita, tenuto conto della disponibilità di mercato. In altre parole, quindi, i Criteri Ambientali Minimi favoriscono l'attuazione di un green public procurement (GPP), cioè di un mercato degli appalti improntato alla sostenibilità ambientale e caratterizzato da un duplice obiettivo: da un lato contribuire al raggiungimento degli obiettivi green previsti dall'UE e dal nostro Paese; dall'altro promuovere l'innovazione tecnologica, assicurando l'accesso al mercato degli appalti pubblici ad aziende sempre più qualificate, che fanno dell'innovazione e della sostenibilità i pilastri su cui investire e crescere. Essi, dunque, sono definiti nell'ambito di quanto stabilito dal Piano d'Azione per la sostenibilità ambientale (PAN GPP) dei consumi del settore della pubblica amministrazione. Ogni CAM è indirizzato verso una specifica categoria merceologica, ma esiste una struttura di base comune; per ogni categoria vengono riportate le normative di riferimento ambientale, vengono fornite tutte le indicazioni sulle procedure di esecuzione delle gare di appalto e viene descritto l'approccio da seguire per la definizione di ciascun criterio ambientale minimo.

2.4.2 PAN GPP

GPP, acronimo di Green Public Procurement (appalti pubblici verdi), è un metodo attraverso cui la PA analizza e decide di acquistare prodotti e servizi che hanno un ridotto impatto ambientale, rispetto ad altri prodotti e servizi senza caratteristiche di sostenibilità. In sostanza si tratta di preferire l'acquisto di prodotti sostenibili. Nello specifico, la commissione Europea definisce il GPP come: *“l'approccio in base al quale le Amministrazioni Pubbliche integrano i criteri ambientali in tutte le fasi del processo di acquisto, incoraggiando la diffusione di tecnologie ambientali e lo sviluppo di prodotti validi sotto il profilo ambientale, attraverso*

la ricerca e la scelta dei risultati e delle soluzioni che hanno il minore impatto possibile sull'ambiente lungo l'intero ciclo di vita". Il PAN GPP è un piano d'azione per la sostenibilità ambientale dei consumi nel settore della pubblica amministrazione e regola le modalità di aggiudicazione degli appalti secondo, appunto, i principi di sostenibilità dei criteri ambientali minimi. Esso prevede l'adozione dei criteri ambientali minimi con lo scopo di conseguire obiettivi ambientali strategici come:

- l'efficienza e il risparmio di risorse naturali;
- la riduzione dei rifiuti prodotti e della loro pericolosità;
- la riduzione dell'emissione di sostanze pericolose.

2.4.3 Struttura e procedura di definizione dei CAM

I documenti dei CAM, ognuno nella sua specificità, presentano una struttura di base simile. Nella Premessa, si riporta la normativa ambientale ed eventualmente sociale di riferimento, suggerimenti proposti alle stazioni appaltanti per l'analisi dei fabbisogni, ulteriori indicazioni relative all'espletamento della relativa gara d'appalto e, laddove non è prevista la definizione di un documento di accompagnamento tecnico, l'approccio seguito per la definizione dei CAM. L'Oggetto dell'appalto evidenzia la sostenibilità ambientale e, ove presente, la sostenibilità sociale, in modo da segnalare la presenza di requisiti ambientali ed eventualmente sociali nella procedura di gara. Le stazioni appaltanti dovrebbero indicare sempre nell'oggetto dell'appalto il decreto ministeriale di approvazione dei criteri ambientali utilizzati. I criteri ambientali minimi propriamente detti sono definiti per alcune o tutte le fasi di definizione della procedura di gara in particolare per:

- Selezione dei candidati: sono requisiti di qualificazione soggettiva atti a provare la capacità tecnica del candidato ad eseguire l'appalto in modo da recare i minori danni possibili all'ambiente.
- Specifiche tecniche: così come definite dall'art. 68 del D.lgs. 50/2016, "definiscono le caratteristiche previste per lavori, servizi o forniture. Tali caratteristiche possono inoltre riferirsi allo specifico processo o metodo di

produzione o prestazione dei lavori, delle forniture o dei servizi richiesti, o a uno specifico processo per un'altra fase del loro ciclo di vita anche se questi fattori non sono parte del loro contenuto sostanziale, purché siano collegati all'oggetto dell'appalto e proporzionati al suo valore e ai suoi obiettivi".

- Criteri premianti: ovvero requisiti volti a selezionare prodotti/servizi con prestazioni ambientali migliori di quelle garantite dalle specifiche tecniche, ai quali attribuire un punteggio tecnico ai fini dell'aggiudicazione secondo l'offerta al miglior rapporto qualità-prezzo.
- Clausole contrattuali: forniscono indicazioni per dare esecuzione all'affidamento o alla fornitura nel modo migliore dal punto di vista ambientale.

Ciascun criterio ambientale riporta inoltre, nella sezione Verifiche, i mezzi di prova per dimostrarne la conformità. Il PAN GPP specifica la procedura per la definizione dei CAM in grado di rispondere alle peculiarità del sistema produttivo nazionale, pur tenendo conto delle indicazioni della Commissione Europea. I criteri ambientali sono infatti individuati partendo da un'analisi di mercato del settore interessato e attingendo ad un'ampia gamma di requisiti, tra i quali quelli proposti dalla Commissione europea nel toolkit europeo GPP o quelli in vigore relativi alle etichette di qualità ecologica ufficiali. Per la loro definizione si attinge anche dalle normative che impongono determinati standard ambientali, nonché dalle indicazioni che provengono dalle parti interessate, sia delle imprese e delle associazioni di categoria, che dei consumatori e utenti, nonché della stessa Pubblica amministrazione. La struttura e la procedura di definizione dei CAM facilita il compito delle stazioni appaltanti nell'adozione ed implementazione di una politica GPP. La definizione dei CAM rientra fra i compiti assegnati alla *Direzione Economia Circolare* che si avvale, per la loro elaborazione, di Gruppi di lavoro tecnici composti, rappresentanti ed esperti della Pubblica amministrazione e delle centrali di committenza, di enti di ricerca, di università, nonché dei referenti delle associazioni di categoria degli operatori economici del settore di riferimento, I CAM così elaborati vengono successivamente condivisi nel Comitato di Gestione del GPP. Il documento de-

finitivo viene adottato con Decreto del Ministro della Transizione Ecologica e pubblicato in G.U.

2.4.4 Nuovo decreto CAM

Il 4 dicembre 2022 è entrato in vigore il Decreto 23 giugno 2022, conosciuto ai più come “Decreto CAM”. In questo paragrafo ci si sofferma solo sul punto 2.4.5 “Aerazione, ventilazione e qualità dell’aria” per fornire qualche indicazione operativa sul dimensionamento degli impianti di ventilazione in diversi tipi di edifici. Il decreto 23 giugno 2022 “Criteri ambientali minimi per l’affidamento del servizio di progettazione di interventi edilizi, per l’affidamento dei lavori per interventi edilizi e per l’affidamento congiunto di progettazione e lavori per interventi edilizi” è suddiviso in più sezioni. La seconda si intitola “Criteri per l’affidamento del servizio di progettazione di interventi edilizi”. Al criterio 2.4 si trovano le “Specifiche tecniche progettuali per gli edifici” ed il 2.4.5 è dedicato alla “aerazione, ventilazione e qualità dell’aria”. L’incipit declina un approccio al tema della ventilazione degli ambienti completamente diverso rispetto a quello del vecchio decreto che definiva *“necessario garantire l’aerazione naturale diretta in tutti i locali abitabili tramite superfici apribili in relazione alla superficie calpestabile con strategie allocativa e dimensionali finalizzate a garantire una buona qualità dell’aria interna”*. Si legge infatti: *“Fermo restando il rispetto dei requisiti di aerazione diretta in tutti i locali in cui sia prevista una possibile occupazione da parte di persone anche per intervalli temporali ridotti è necessario garantire l’adeguata qualità dell’aria interna in tutti i locali abitabili tramite la realizzazione di impianti di ventilazione meccanica, facendo riferimento alle norme vigenti.”* Si ritiene che questa nuova impostazione sia appropriata per vari motivi. Innanzitutto, l’aerazione non è in grado di assicurare una buona IAQ (Indoor Air Quality) in tutte le condizioni climatiche ed in tutti i contesti ambientali esterni. Pensiamo, tra i tanti esempi che si potrebbero citare, ad una giornata invernale fredda e piovosa e ad un’aula con i serramenti solo su una parete esterna: come sarebbe possibile aerare se la pioggia battesse proprio in quella direzione e, spinta dal vento, entrasse all’interno?. In secondo luogo, una aerazione prolungata (come si è svolta in moltissime aule scolastiche durante l’emergenza pandemica degli scorsi due anni) genera un grande discomfort unitamente ad un non sostenibile

impiego di energia per “tentare” di mantenere la temperatura interna al livello di progetto (ad esempio 20 °C). L’impiego di impianti di ventilazione meccanica dimensionati secondo la regola dell’arte permette di ricambiare l’aria in maniera “controllata”, di recuperare una certa percentuale di calore dell’aria esausta per cederlo a quella in ingresso e di filtrare l’aria esterna (cosa non di secondaria importanza soprattutto in certi contesti urbani molto trafficati ed inquinati): tutto ciò mantenendo i serramenti chiusi durante le ore di lezione e impedendo che i rumori esterni possano disturbare l’apprendimento. Occorre precisare che la presenza di un impianto meccanico non impedisce di aprire manualmente i serramenti nel caso in cui fosse necessario. Il criterio prosegue poi distinguendo il calcolo delle portate d’aria di rinnovo da assicurare tramite l’impianto a seconda del titolo edilizio da conseguire; ci sono modalità diverse per:

- nuova costruzione, demolizione e ricostruzione, ampliamento e sopraelevazione;
- ristrutturazioni importanti di secondo livello.

Si legge: *“Per tutte le nuove costruzioni, demolizione e ricostruzione, ampliamento e sopra elevazione e le ristrutturazioni importanti di primo livello, sono garantite le portate d’aria esterna previste dalla UNI 10339 oppure è garantita almeno la Classe II della UNI EN 16798-1, very low polluting building per gli edifici di nuova costruzione, demolizione e ricostruzione, ampliamento e sopra elevazione e low polluting building per le ristrutturazioni importanti di primo livello, in entrambi i casi devono essere rispettati i requisiti di benessere termico (previsti al paragrafo 15) e di contenimento del fabbisogno di energia termica per ventilazione”*. In merito a questi contenuti bisogna ricordare prima di tutto che in Italia al momento è ancora vigente la versione del 1995 della UNI 10339 che riporta una tabella con i valori delle portate d’aria da assicurare ai vari ambienti residenziali e terziari. Anche l’allegato europeo della UNI EN 16798-1 del 2019 (e l’allegato nazionale che dovrebbe essere di prossima pubblicazione) riporta tabelle con i valori di progetto. Per questo motivo il Decreto CAM li cita entrambi e, molto chiaramente, lascia la libertà di scelta della normativa a cui riferirsi. Il testo del requisito procede poi citando i casi di “impossibilità tecnica” così come segue: *“Per le ristrutturazioni importanti*

di secondo livello e le riqualificazioni energetiche, nel caso di impossibilità tecnica nel conseguire le portate previste dalla UNI 10339 o la Classe II della UNI EN 16798-1, è concesso il conseguimento della Classe III, oltre al rispetto dei requisiti di benessere termico previsti al criterio "2.4.6-Benessere termico" e di contenimento del fabbisogno di energia termica per ventilazione". Il criterio prosegue poi specificando che: "L'impossibilità tecnica di ottemperare, in tutto o in parte, agli obblighi previsti per la qualità dell'aria interna è evidenziata dal progettista nella relazione tecnica di cui all'allegato 1 paragrafo 2.2 del decreto interministeriale 26 giugno 2015 «Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici» , dettagliando la non fattibilità di tutte le diverse opzioni tecnologiche disponibili, le cui risultanze devono essere riportate nella relazione CAM di cui criterio "2.2.1-Relazione CAM". Ed infine: "Le strategie di ventilazione adottate dovranno limitare la dispersione termica, il rumore, il consumo di energia, l'ingresso dall'esterno di agenti inquinanti e di aria fredda e calda nei mesi invernali ed estivi. Al fine del contenimento del fabbisogno di energia termica per ventilazione, gli impianti di ventilazione meccanica prevedono anche il recupero di calore, ovvero un sistema integrato per il recupero dell'energia contenuta nell'aria estratta per trasferirla all'aria immessa (pre-trattamento per il riscaldamento e raffrescamento dell'aria, già filtrata, da immettere negli ambienti)".

Capitolo 3

Benessere Termoigrometrico

Nel presente capitolo si espongono i riferimenti principali di cui tenere conto per definire gli elementi di base della progettazione di un impianto di ventilazione. Gli aspetti principali riguardano in primo luogo le condizioni di benessere termo-fisico globale e locale percepito dalla persona all'interno di un ambiente, le condizioni di salubrità dell'aria, per poi successivamente analizzare i requisiti degli impianti in funzione della tipologia e delle caratteristiche dell'involucro edilizio.

3.1 Generalità

Per **benessere termoigrometrico** si intende la sensazione di soddisfazione che, in un ambiente, le persone provano nei riguardi della **sensazione termica** (sentire caldo/freddo). L'esperienza ha mostrato che un giudizio positivo sulla sensazione termica provata in un ambiente viene formulato da gran parte delle persone solo in corrispondenza di certi valori assunti da alcune grandezze fisico-tecniche. L'esperienza mostra che, in condizioni stazionarie, la sensazione di benessere termoigrometrico dipende da **sei grandezze**, le prime quattro riguardanti le condizioni ambientali e le ultime due caratterizzanti gli individui:

- temperatura dell'aria;
- temperatura media radiante delle superfici che delimitano l'ambiente;
- umidità relativa dell'aria;

- velocità dell'aria;
- attività fisica svolta;
- abbigliamento.

È opportuno precisare subito che “condizioni di benessere” possono essere ottenute con **molteplici** e **diverse combinazioni** di queste grandezze. Le considerazioni che saranno presentate si riferiscono ad ambienti in condizioni stazionarie e per permanenze superiori ai 15 minuti.

3.2 Il sistema termoregolatore dell'uomo

Si consideri il sistema “uomo” e il circostante sistema “ambiente”. Scriviamo il bilancio energetico del sistema “uomo” considerando positivo il flusso φ disperso e indicando con M la potenza messa in gioco dall'attività metabolica interna. A regime (temperatura corpo costante nel tempo) dovrà valere la seguente relazione:

$$M = \varphi + P + C + R + E + P \quad (3.1)$$

dove:

- M = potenza messa in gioco dall'attività metabolica all'interno del corpo [W];
- P = potenza meccanica trasmessa all'esterno [W];
- C = flusso termico fornito all'esterno per convezione [W];
- R = flusso termico all'esterno per irraggiamento corpo-oggetti esterni [W];
- E = flusso termico impegnato per evaporare acqua [W].

Nell'equazione di bilancio P è positivo se svolto dal corpo e i termini C , R ed E sono considerati positivi se ceduti all'esterno. Si può anticipare che i termini C ed R potranno risultare, a seconda dei casi, sia positivi (flussi forniti all'esterno) che negativi, mentre E è sempre positivo. L'ulteriore possibile scambio termico per conduzione attraverso la pianta dei piedi risulta assai piccolo e

viene pertanto trascurato. Se la potenza **M** non è uguale alla potenza totale scambiata con l'esterno (meccanica **P** + termica (**C** + **R** + **E**)) si avrà nel corpo un accumulo (positivo o negativo) d'energia interna, con conseguente aumento o diminuzione nel tempo della temperatura corporea.

La potenza metabolica **M**

Per tener conto delle differenti corporature degli individui si usa riferire tutti i termini dell'equazione di bilancio all'unità di superficie corporea nuda. Ad esempio, anziché alla potenza metabolica **M** [W] si farà riferimento alla potenza metabolica specifica e cioè al rapporto **M/A** [W/m²]. Una stima attendibile dell'estensione del corpo umano è fornita dalla seguente espressione (**area di Dubois**):

$$A = 0.202 \cdot (mb) \cdot 0.425 \cdot (hb) \cdot 0.725 \quad (3.2)$$

dove:

- **A** = superficie corpo umano nudo [m²];
- **mb** = massa [kg];
- **hb** = altezza [m].

La potenza metabolica specifica può essere distinta in due componenti:

- **potenza metabolica basale**: esprime la potenza messa in gioco per il solo funzionamento degli organi vitali. Si misura nel soggetto a riposo fisico e mentale; equivale a circa 43 [W/m²];
- **potenza metabolica addizionale**: funzione unicamente dell'attività svolta, dipendente cioè dalle condizioni di lavoro dell'organismo.

La potenza metabolica specifica **M/A** oltre che in unità SI [W/m²] viene anche comunemente espressa nell'unità incoerente **met**. Vale la relazione:

$$1met = 58.2 [W/m^2] \quad (3.3)$$

Indicativamente **1 met** equivale alla potenza metabolica specifica di un individuo sano in posizione seduta e a riposo (convenzionalmente **A**= 1.8 [m²], per persona alta 1.70 [m] e pesante 70 [kg]). La potenza metabolica aumenta al

crescere dell'attività fisica e/o intellettuale. Si può misurarla direttamente, valutando il consumo d'ossigeno o desumerla dalle tabelle riportate da specifiche norme tecniche. La tabella riportata di seguito ne fornisce un estratto.

Attività	Potenza metabolica	
	W/m ²	met
<i>A riposo</i>		
durante il sonno	40	0,7
sdraiato	46	0,8
seduto	58	1,0
in piedi, rilassato	70	1,2
<i>In cammino (in piano)</i>		
0,89 m/s	115	2,0
1,34 m/s	150	2,6
1,79 m/s	220	3,8
<i>Sedentaria</i>		
lettura	55	0,9
scrittura	60	1,0
in piedi, lavoro d'archivio	80	1,4
<i>Artigianale</i>		
falegname	100-175	1,7-3,0
muratore	110-160	1,9-2,8
<i>Grafica</i>		
disegnatore	115	2,0
<i>Varie</i>		
ginnastica	175-235	3,0-4,0
tennis	210-270	3,6-4,6

Posizione del corpo	Potenza metabolica [W/m ²]
seduto	10
inginocchiato	20
in piedi	25
in piedi, curvato	30

Tipo di lavoro	Potenza metabolica [W/m ²]
con le mani	30
con un braccio	55
con ambo le braccia	85
con il tronco	190

Figura 3.1: Potenza metabolica

Oltre al livello dell'attività metabolica **M** occorre tener conto dell'abbigliamento che costituisce una **resistenza termica** posta sopra la pelle. Si introduce, quindi, la **resistenza termica specifica dell'abbigliamento** R'_{ab} . La resistenza R'_{ab} [m² K/W], oltre che nelle consuete unità SI viene anche espressa attraverso un'altra unità non coerente detta "**clo**". Sussiste la relazione:

$$1clo = 0.155 m^2[K/W] \quad (3.4)$$

Nella seguente tabella si riportano valori tipici della resistenza termica di alcuni tipici abbigliamento. Tali valori in genere vengono misurati mediante l'utilizzo di opportuni manichini riscaldati.

Tipo di abbigliamento	Resistenza termica [m²K/W]	Resistenza termica [clo]
Persona nuda	0	0
Calzoncini	0.015	0.1
Vestiaro tipico tropicale	0.045	0.3
Vestiaro leggero estivo	0.08	0.5
Vestiaro leggero da lavoro	0.11	0.7
Vestiaro invernale da interno	0.16	1.0
Vestiaro invernale da esterno	0.23	1.5

Figura 3.2: Valori tipici della resistenza termica

Potenza meccanica scambiata con l'esterno P

A riguardo del termine **P** è opportuno osservare che in alcuni casi una piccola parte della **potenza metabolica** può ritrovarsi in potenza meccanica; per esempio, un individuo che solleva un oggetto in un certo tempo trasferisce all'esterno una potenza meccanica $P > 0$ [W]. Si usa definire, per le diverse attività di un individuo, un **rendimento meccanico** η dato dal rapporto tra la potenza meccanica **P** e la potenza metabolica **M**, ovvero:

$$\eta = M/P \quad (3.5)$$

L'equazione di bilancio del corpo umano potrà quindi scriversi:

$$M - P = M(1 - \eta) = C + R + E \text{ [W]} \quad (3.6)$$

ove il termine $M(1-\eta)$ rappresenta il flusso termico che, in condizioni di regime, viene ceduto all'ambiente circostante. Il rendimento meccanico del corpo umano è, ad ogni modo, molto basso, oscillando tra 0 e 0.2 ed è leggermente crescente al crescere della potenza meccanica. Ad esempio, un soggetto che, al cicloergometro, compie un lavoro cui corrisponde una potenza meccanica di 20 W, ha un metabolismo energetico di 200 W, con rendimento del 10%; passando ad una potenza di 40 W, il metabolismo sale mediamente a 260 W, con un

rendimento del 15%. Il corpo umano può essere quindi considerato come una macchina termica a basso rendimento: e cioè per ottenere una potenza meccanica P deve mettere in gioco la potenza metabolica M che è a sua volta ottenuta da una “combustione controllata” del “cibo”. La potenza metabolica M viene in piccola percentuale trasformata nella potenza meccanica P e, in gran parte, riversata nell’ambiente, nuovamente, sotto forma della potenza termica ($C + R + E$).

Flusso termico scambiato per convezione C

Il flusso termico scambiato per convezione tra la superficie esterna del corpo umano più o meno abbigliato con l’aria ambiente (termine C) può considerarsi somma di due termini: l’uno dovuto al fenomeno della respirazione C_{resp} (l’aria si riscalda per convezione termica all’interno dei polmoni), l’altro C_{conv} allo scambio per convezione tra la superficie esterna del corpo umano più o meno abbigliato. L’entità dello scambio termico C dipenderà quindi dalle seguenti variabili:

- temperatura dell’aria t_a ;
- temperatura media della superficie esterna del corpo (superficie abbigliata) t_{ab} che dipende, ovviamente dal vestiario e cioè resistenza termica R'_{ab} tra la pelle a temperatura t_s e la superficie esterna degli abiti t_{ab} ;
- velocità relativa dell’aria w_a .

In riferimento **alle sole grandezze caratteristiche** dell’ambiente risulta:

$$C = f(t_a, w_a) \quad (3.7)$$

Per una persona seduta, è importante la velocità media dell’aria attorno ad essa, se invece essa è in movimento, è essenziale la velocità relativa dell’aria rispetto al corpo. L’entità di questo flusso termico può, come già osservato, essere regolata dal sistema di termoregolazione del corpo umano, attraverso un innalzamento o un abbassamento della temperatura media cutanea t_s .

Flusso termico scambiato per irraggiamento R

Il flusso termico scambiato per irraggiamento tra la superficie esterna del corpo umano più o meno abbigliato e l'ambiente circostante può essere valutato sulla base di quanto noto dalla trasmissione del calore. In particolare, una persona in un ambiente può essere considerata come un corpo piccolo in un grande ambiente. Si ricorda che poiché le varie superfici delimitanti l'ambiente sono caratterizzate da diverse temperature, si usa introdurre la **temperatura media radiante** delle pareti t_{mr} definita come la temperatura delle pareti di un ambiente virtuale, per il quale tale temperatura sia uniforme ed in cui il soggetto scambierebbe per irraggiamento la stessa quantità di flusso termico che scambia nell'ambiente reale. La temperatura media radiante assoluta T_{mr} , dipende dalle temperature superficiali assolute elevate alla quarta potenza pesate con i relativi fattori di vista, ad esempio, per una persona (indice p) all'interno di un locale delimitato da due superfici (1 e 2) a temperature T_{s1} e T_{s2} con fattori di vista F_{p1} e F_{p2} , risulta:

$$T_{mr}^4 = \sqrt[4]{F_{p1} \cdot T_{s1}^4 + F_{p2} \cdot T_{s2}^4} \quad (3.8)$$

Con buona approssimazione risulta anche:

$$A_{mr} \cong F_{p1} \cdot A_{s1} + F_{p2} \cdot A_{s2} \quad (3.9)$$

In altre parole la temperatura media radiante consente di assimilare un qualunque ambiente ad uno equivalente con però tutte le pareti isoterme (temperatura t_{mr}). L'entità dello scambio termico R dipenderà quindi dalle seguenti variabili:

- temperatura media radiante delle pareti t_{mr} ;
- temperatura media della superficie esterna del corpo (superficie abbigliata) t_{ab} che dipende dal vestiario e cioè dalla resistenza termica R_{ab} tra la pelle a temperatura t_s e la superficie esterna degli abiti t_{ab} ;
- emissività della superficie abbigliata (in genere ~ 0.95),

In riferimento alle sole grandezze caratteristiche dell'ambiente risulta:

$$R = f(t_{mr}) \quad (3.10)$$

Flusso termico dovuto ad evaporazione, E

Il flusso termico E ceduto per evaporazione cutanea può considerarsi come somma di tre diversi contributi:

- E_r conseguente alla respirazione: l'aria entra nei polmoni relativamente secca e ne fuoriesce con umidità assoluta maggiore;
- E_d conseguente all'evaporazione di acqua dall'interno del corpo attraverso la pelle (si parla, in questo caso, di un processo di diffusione di vapore);
- E_t conseguente alla traspirazione e cioè al ricoprimento della pelle con un film d'acqua (sudore). L'emissione di sudore attraverso l'azione delle ghiandole sudoripare è regolata dal sistema di termoregolazione del corpo umano.

Per quanto riguarda la dipendenza di E dai parametri ambientali, si può osservare che E dipenderà sia dalla temperatura dell'aria t_a che dalla sua umidità relativa i_a :

$$E = f(t_a, i_a) \quad (3.11)$$

Il flusso termico $R + C$, scambiato dal corpo umano attraverso i meccanismi dell'irraggiamento e della convezione, viene detto **flusso sensibile**, in quanto ad esso può corrispondere **un'effettiva variazione** della temperatura dell'aria circostante. Il flusso termico E messo in gioco per l'evaporazione di acqua interna viene detto, invece, **flusso latente**, in quanto esso si manifesta solo attraverso **produzione di vapore** cui non corrisponde una variazione misurabile della temperatura dell'ambiente. In conclusione il flusso termico complessivo $\varphi_{TOT} = R + C + E$ (**sensibile + latente**) dipende, per ogni condizione d'attività fisica e modalità d'abbigliamento, da quattro parametri ambientali, influenzanti l'equilibrio termico dell'uomo, e cioè: la **temperatura dell'aria**, la **temperatura media radiante**, la **velocità dell'aria**, l'**umidità dell'aria**. Al fine di ridurre il numero di variabili l'influenza della temperatura dell'aria e della temperatura media radiante possono essere riassunte in una sola grandezza detta temperatura operativa t_0 . A questo fine si può scrivere:

$$R + C = \alpha_{irr} \cdot A \cdot (A_{ab} - A_{mr}) + \alpha_c \cdot (A_{ab} - A_a) \quad (3.12)$$

ove, ovviamente

$$\alpha_i = \alpha_{irr} + \alpha_c \quad (3.13)$$

Se ora si impone:

$$R + C = \alpha_i \cdot A \cdot (A_{ab} - A_0) \quad (3.14)$$

è possibile ricavare il valore cercato della temperatura operativa:

$$A_0 = \frac{\alpha_{irr} \cdot A_{mr} + \alpha_c \cdot A_a}{\alpha_i} \quad (3.15)$$

In molti casi pratici risulta che $\alpha_{irr} = \alpha_c$ per cui risulta anche:

$$A_0 = \frac{(A_{mr} + A_a)}{2} \quad (3.16)$$

3.3 Relazione di Fanger

Come già accennato, la condizione di benessere termoigrometrico di una persona corrisponde ad una condizione di “**neutralità termica**” nella quale l’individuo non avverte né sensazione di caldo né di freddo e cioè ad una condizione che veda il “**non intervento**” dei meccanismi fisiologici deputati al controllo della temperatura corporea. Ad esempio, se una persona controlla la sua temperatura corporea sudando vistosamente o rabbrivendo, difficilmente si potrà parlare di “**benessere termoigrometrico**”. Ovviamente, la parziale soggettività delle sensazioni introduce elementi di imprevedibilità per cui una valutazione sufficientemente oggettiva delle condizioni di benessere dovrà far riferimento ad indagini di tipo statistico. Se i singoli termini che compaiono nell’equazione di bilancio termico del corpo umano:

$$M(1 - \eta) = C + R + E \quad (3.17)$$

vengono espressi in forma estesa, e cioè in funzione del tipo di attività svolta, dell’abbigliamento e delle condizioni ambientali si può scrivere un’equazione del tipo:

$$f(M, \eta, R'_{ab}, A_{mr}, A_a, i_a, w_a, A_s, E_a) = 0 \quad (3.18)$$

Nell’equazione di bilancio ottenuta (non riportata in forma estesa) compaiono esplicitamente le seguenti grandezze:

- **grandezze fisico-tecniche caratterizzanti le condizioni ambientali:**

- temperatura dell'aria, t_a ;
 - umidità relativa dell'aria, i_a ;
 - velocità dell'aria, w_a ;
 - temperatura media radiante, t_{mr} ;
- **grandezze tipiche del soggetto:**
 - attività svolta: M, η ;
 - abbigliamento, R'_{ab} ;
 - **grandezze governate dal sistema di termoregolazione fisiologico:**
 - temperatura della pelle, t_s ;
 - potenza termica dispersa per traspirazione, E_t .

Si può precisare che per ogni condizione di attività, ambientale e di abbigliamento, il sistema di termoregolazione agisce variando sia t_s che E_t per evitare variazioni inaccettabili della temperatura corporea. È importante evidenziare che il soddisfacimento del bilancio energetico non implica, come già osservato, condizioni di benessere termoigrometrico. Sulla base di esperienze condotte su gran numero di soggetti, **Fanger** ha potuto stabilire che su base statistica in condizioni di dichiarato benessere le grandezze t_s ed E_t (controllate dal sistema fisiologico di termoregolazione) non sono indipendenti dall'attività svolta ma possono essere espresse in funzione di questa con relazioni del tipo:

$$A_s = f(M/A, \eta) \quad E_a = f'(M/A, \eta) \quad (3.20)$$

Se queste relazioni vengono inserite nel bilancio termico del corpo si possono eliminare dall'equazione di bilancio t_s ed E_t per ottenere la nota **equazione del benessere di Ranger**:

$$f(M/A, \eta, R'_{ab}, A_{mr}, A_a, i_a, w_a) = 0 \quad (3.21)$$

L'equazione lega tra loro sei variabili: due legate al soggetto (abbigliamento e attività), quattro ambientali (temperatura e velocità dell'aria, umidità dell'aria e temperatura media radiante). Ad esempio, fissati $M/A, \eta, R'_{ab}$, è possibile determinare quali combinazioni delle grandezze (t_a, t_{mr}, i_a, w_a) assicurino

condizioni di benessere, che, ovviamente sono infinite. In genere (almeno per umidità comprese tra il 30 ed il 70%) l'influenza dell'umidità relativa dell'aria sul benessere è ridotta. La soluzione algebrica dell'equazione si presenta laboriosa, per cui in genere si ricorre ad opportuni diagrammi. A titolo di esempio si riportano, in figura 3.3, alcuni diagrammi ove, trascurando l'effetto della i_a , sono riportate le linee di benessere, cioè linee che soddisfano la relazione di Fanger. Su ciascun diagramma le linee sono tracciate per cinque differenti velocità dell'aria.

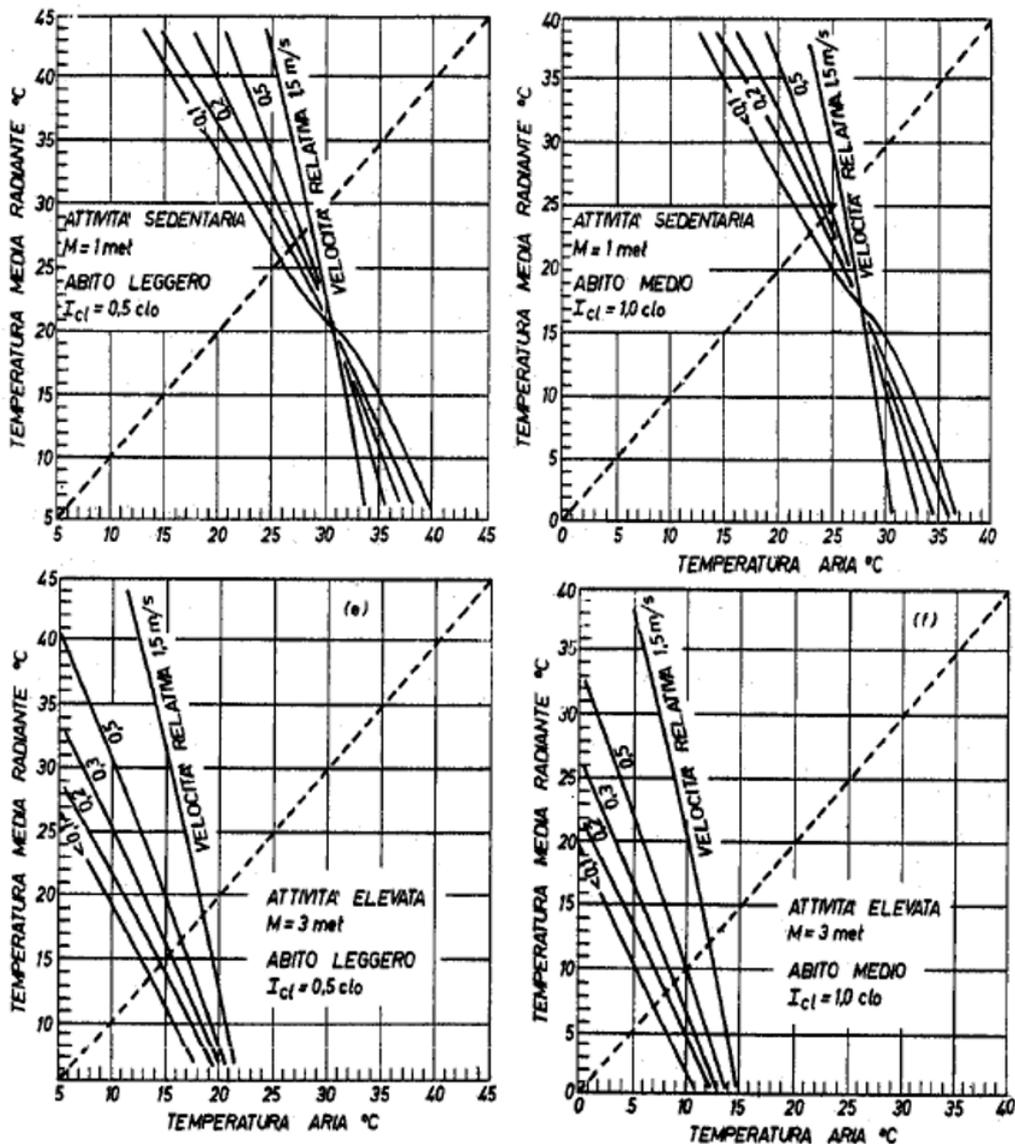


Figura 3.3: Linee di benessere

I diagrammi mettono in evidenza come la temperatura media radiante, nel caso di basse velocità dell'aria, assume quasi la stessa importanza della temperatura dell'aria ambiente. Pertanto, con riferimento alle condizioni invernali, tanto minore sarà la temperatura media delle pareti, tanto maggiore, a parità d'abbigliamento, dovrà essere la temperatura dell'aria.

3.4 Indici per la valutazione delle condizioni di benessere

Il gradimento di un ambiente da parte degli individui presenti, può essere espressa mediante un opportuno indice razionale **PMV (Predicted Mean Vote)**. Al fine di introdurre questo indice si fa riferimento al concetto di carico termico **L**:

$$L = M(1 - \eta) - M^*(1 - \eta) \quad (3.22)$$

ossia, alla differenza **L** tra la potenza termica dispersa dal corpo umano nella situazione in esame e la potenza che questo dovrebbe disperdere per trovarsi in condizioni di dichiarato benessere (grandezze con asterisco). Quando risulti **L = 0** il soggetto si trova in condizioni di **“neutralità termica”** e cioè di benessere, scostamenti crescenti di segno positivo sono indice di una sensazione di caldo via via più marcata, mentre scostamenti di segno opposto sono indice di una sensazione via via più marcata di freddo. Per quantificare una scala numerica di **sensazione termica soggettiva** si può fare riferimento all'espressione di un voto secondo la seguente tabella in fig. 3.4 (scala ASHRAE).

VOTO	Sensazione termica soggettiva
+ 3	Molto caldo
+ 2	Caldo
+ 1	Leggermente caldo
0	Confortevole – Neutralità
- 1	Leggermente freddo
- 2	Freddo
- 3	Molto freddo

Figura 3.4: Scala ASHRAE

L'indice **PMV** rappresenta il valore medio del voto relativo alla situazione ambientale considerata espresso da un campione di persone, in definite condizioni d'attività e vestiario. Si parla di voto medio poiché le singole votazioni presentano ovviamente un certo grado di dispersione. Secondo Fanger il **voto medio previsto, PMV**, può essere espresso in funzione di **L** nel seguente modo:

$$PMV = [0,303 \cdot e^{-0,036M/A} + 0,028] \cdot L \quad (3.23)$$

Le informazioni fornite dall'indice PMV sono state integrate dalla percentuale delle persone insoddisfatte (**PPD** o **Predicted Percentage of Dissatisfied**), ritenendo tali coloro che votavano valori di "sensazione" al di fuori dei valori -0.5 e $+0.5$. L'indice **PPD** può secondo Fanger essere calcolato in funzione dell'indice PMV con la seguente relazione:

$$PPD = 100 - 0,95 \cdot e^{(-0,03353 \cdot PMV^4 + 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (3.24)$$

In tal modo è stato ottenuto il diagramma riportato in figura 3.5 il quale mostra come, anche per **PMV = 0**, risulti **PPD = 5%**, cioè non esistono condizioni ambientali che possano soddisfare il 100% delle persone. Il massimo ottenibile su base statistica è, quindi, il soddisfacimento del 95% delle persone.

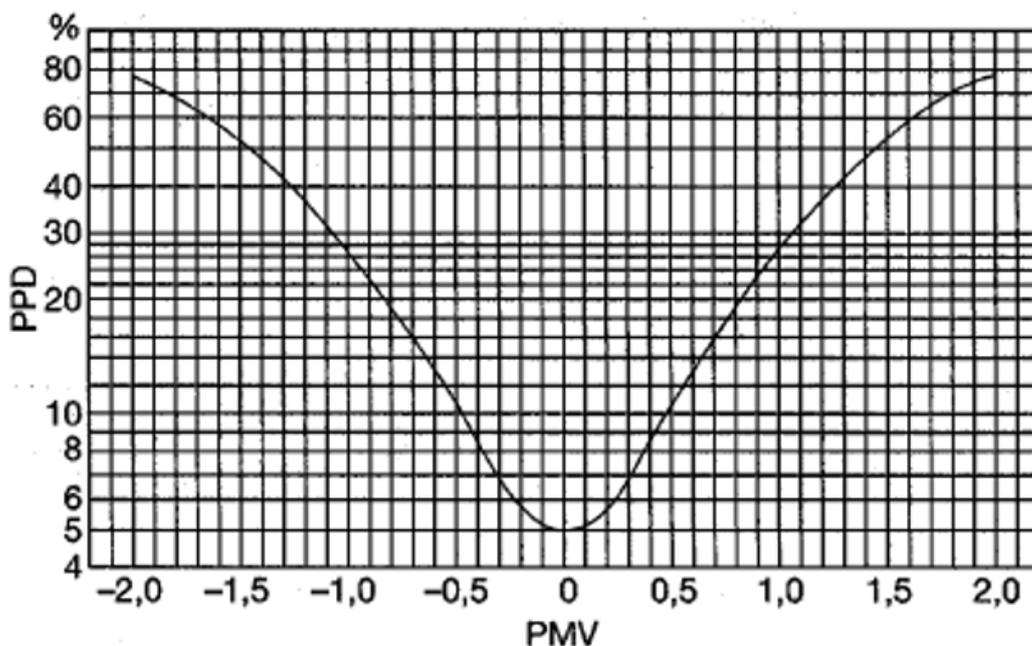


Figura 3.5: Correlazione tra PMV e PPD

Molte norme tecniche considerano condizioni ambientali accettabili per il benessere quelle che siano ritenute tali da almeno l'80% degli individui. In conseguenza risulta:

$$0,5 \leq PMV \leq +0,5 \quad (3.25)$$

Si tenga presente che le ricerche sono state eseguite su studenti universitari pertanto è da ritenere che nei normali ambienti, ove l'età degli occupanti, le condizioni psicofisiche, l'abbigliamento, ecc. degli individui sono sicuramente più vari di quanto non siano stati nelle esperienze condotte da Fanger, la percentuale di insoddisfatti possa anche essere più ampia. Le precedenti considerazioni evidenziano come sia impensabile realizzare un microclima ambientale che sia giudicato confortevole da tutti.

3.5 Disagio termico locale

L'indice PMV ed altri indicano l'impatto dell'ambiente termico sul corpo umano nel suo complesso, ma anche se il PMV prevede una neutralità termica in un ambiente, si può verificare una situazione di **"discomfort"** dovuta ad un indesiderato riscaldamento o raffreddamento localizzato in qualche parte del corpo (disagio locale). Il disagio può essere causato da eccessiva differenza di temperatura dell'aria tra la testa e i piedi, da pavimento troppo caldo/freddo, da velocità dell'aria eccessiva (corrente) o da eccessiva asimmetria della temperatura radiante. La neutralità termica espressa, pertanto, dai limiti PMV non è sufficiente ad accertare il benessere termico di un ambiente confinato. Occorre infatti soddisfare altri requisiti relativi al disagio locale che, è opportuno precisare, risulta più avvertito da persone impiegate in lavori sedentari. Alcuni dei fattori più importanti sono elencati qui di seguito.

Differenza verticale della temperatura dell'aria

Se in un ambiente la temperatura dell'aria all'altezza del capo differisce sensibilmente dalla temperatura dell'aria prossima agli arti inferiori gli occupanti l'ambiente possono provare una sensazione di disagio. Si può accennare che la differenza di temperatura tra capo e arti inferiori deve essere inferiore a 3 °C. Normalmente risulta abbastanza facile soddisfare questo limite nei comuni am-

bienti di un edificio, mentre si possono avere difficoltà in spazi ristretti, ad esempio nelle automobili.

Pavimenti caldi e freddi

Se la temperatura superficiale del pavimento è troppo bassa o troppo elevata, gli arti inferiori degli occupanti possono provare una sensazione di fastidio. Per persone con normali calzature leggere da interni, il materiale di cui è costituito il pavimento ha un'importanza soltanto marginale; mentre il parametro più importante è rappresentato dalla sua temperatura superficiale. L'intervallo di temperatura accettabile risulta compreso tra 19 – 29 °C. Si può ancora ricordare che, in ambienti ove le persone possono essere scalze (camere da letto, piscine, stanze da bagno, etc.), la sensazione di benessere può dipendere anche dalla natura del materiale. Nella seguente tabella (fig3.6, per diversi materiali, sono indicati, a titolo di esempio, gli intervalli di temperatura confortevoli per una persona a piedi nudi.

MATERIALE	INTERVALLO DI TEMPERATURA
Pietra, marmo, cemento	27 ÷ 30 [°C]
Linoleum, PVC	25 ÷ 29 [°C]
Legno	23 ÷ 28 [°C]
Tessuto (tappeti)	21 ÷ 28 [°C]

Figura 3.6: Intervalli di temperatura confortevoli per una persona a piedi nudi

Radiazione asimmetrica

Una persona esposta a radiazione asimmetrica può provare sensazione di disagio. La combinazione di soffitto riscaldato e parete fredda (in genere finestra) è quella che presenta la sensazione di maggiore disagio.

Corrente d'aria

La corrente è definita come indesiderato raffreddamento di una parte del corpo causato dal movimento dell'aria. Le fluttuazioni della velocità dell'aria nel tempo provocano un gradiente temporale ripido della temperatura della pelle;

probabilmente i corrispondenti segnali nervosi provocano una sensazione di disagio. Il disagio aumenta con il diminuire della temperatura dell'aria. Dalle ricerche svolte è emerso che le persone sono più sensibili al movimento dell'aria di quanto non si fosse previsto in passato.

Esigenze di benessere durante lavori sedentari (uffici)

Come descritto in precedenza, l'equazione di Fanger consente di valutare con precisione le condizioni di benessere ambientale. In molti casi d'interesse pratico (umidità relative dell'aria comprese tra 30 e 70%) si può ricorrere a fini progettuali a valutazioni più approssimate. A questo scopo si usa fare riferimento alla temperatura operativa t_0 , che, come già ricordato, congloba in una sola grandezza l'influenza dei parametri ambientali t_{mr} e t_a . In quest'ottica, le esigenze di benessere invernali ed estive per persone che svolgono un lavoro leggero, per la maggior parte sedentario, sono elencate nella seguente tabella. Si presume un abbigliamento pari a 1 [clo] durante l'inverno e 0.5 [clo] per l'estate. Tali valori comprendono molti casi pratici in uffici, abitazioni, industria leggera con bassa attività fisica (1.2 met).

ESIGENZE DI BENESSERE PER PERSONE IN ATTIVITÀ LEGGERA (1.2 MET)
<p><u>Inverno (1 clo)</u></p> <ul style="list-style-type: none"> a) Temperatura operativa t_0 compresa tra 20 e 24°C b) Differenza verticale della temperatura dell'aria tra 0.1 m e 1.1 m dal pavimento inferiore a 3°C c) Temperatura del pavimento compresa tra 19°C e 29°C d) Velocità media dell'aria inferiore a 0.15 m/s e) Asimmetria della temperatura radiante vicino a finestre o altre superfici verticali fredde inferiore a 10°C f) Asimmetria della temperatura radiante causata da un soffitto riscaldato inferiore a 5°C
<p><u>Estate (0.5 clo)</u></p> <ul style="list-style-type: none"> a) Temperatura operativa compresa tra 23 e 26°C b) Differenza verticale della temperatura dell'aria tra 0.1 m e 1.1 m dal pavimento inferiore a 3°C c) Velocità media dell'aria inferiore a 0.25 m/s

Figura 3.7: Esigenze di benessere per persone in attività leggera

3.6 Salubrità dell'aria

Oltre agli aspetti termo-fisici che si riflettono sulla sensazione di benessere termoigrometrico all'interno degli ambienti, è opportuno considerare gli aspetti

che determinano la qualità "igienica" dell'aria, in termini di cattivi odori e di presenza di agenti inquinanti. Gli effetti delle sostanze inquinanti presenti nell'aria, se la permanenza all'interno degli ambienti è elevata, possono comportare effetti sulla salute degli occupanti nel medio-lungo periodo o anche permanenti. Gli effetti della qualità dell'aria sulla salute rientrano nella valutazione dei rischi (nelle casistiche previste per Legge) e i limiti di tolleranza sono definiti in base alla massima concentrazione consentita o alla massima dose assimilata dall'organismo. I più comuni inquinanti presenti nell'aria sono: monossido di carbonio, formaldeide, piombo, diossido di azoto, odori, composti organici volatili, muffe, ozono, particolato, fumo, radon, diossido di zolfo, prodotti generati da attività domestiche. Nell'ambito degli edifici scolastici i sistemi di ventilazione dotati di opportuni sistemi di filtrazione assumono un ruolo di estrema importanza. Occorre tenere conto infatti dei seguenti aspetti:

- Il numero di occupanti rispetto al volume degli ambienti (classi) richiede un apporto di ventilazione elevato in termini di metri cubi orari;
- La aerazione naturale affidata al buon senso degli occupanti non permette di regolare l'effettiva portata e non consente un ricambio omogeneo in tutti i locali;
- La ventilazione meccanica garantisce un corretto apporto di aria di ricambio (condizioni di progetto, di minima occupazione, di massimo carico ...) e può essere ottimizzata mediante controllo affidato a un sistema di regolazione retroattivo (VMC);
- La ventilazione naturale non permette né la riduzione né l'abbattimento di inquinanti;
- Con la ventilazione meccanica è possibile adottare sistemi filtranti per rimuovere la quantità e la tipologia maggiore possibile di sostanze inquinanti esterne e grazie alla corretta collocazione delle bocchette si possono rimuovere in maniera efficace gli inquinanti generati internamente;
- L'impianto di VMC è progettato ottimizzando l'efficienza di ventilazione mediante l'opportuna collocazione delle bocchette di immissione ed estrazione.

3.6.1 Agenti inquinanti esterni

L'inquinamento indotto dall'esterno è determinato, oltre alle cause da ricercare nello stato del clima, da diverse componenti in relazione all'ambito geografico e urbano della localizzazione dell'edificio e da cause di origine naturale. Gli effetti dell'inquinamento locale indotto dall'esterno sono particolarmente significativi quando l'edificio è collocato nei pressi di sorgenti esterne quali ad esempio siti industriali con sorgenti di effluenti di tipo gassoso, strade con livelli di traffico medio-alti, scarichi di impianti termici. Altre situazioni di inquinamento outdoor si verificano quando nei pressi delle superfici aeranti dell'edificio si concentrano sorgenti di emissioni inquinanti per periodi limitati. L'esempio paradigmatico per gli edifici destinati ad uso scolastico è la sosta di autoveicoli, di autobus e di scuolabus con motore acceso nei momenti di ingresso e uscita degli studenti: sulla proiezione verticale dell'edificio affacciata sulle aree di parcheggio, il livello di inquinanti diluiti all'aria esterna assume concentrazioni temporaneamente elevate e in presenza di finestre aperte l'aria di ricambio per ventilazione naturale risulta essere particolarmente inquinata. L'abitudine di chiudere le finestre una volta entrati in aula (soprattutto nel periodo invernale) determina quindi il ristagno di aria inquinata all'interno degli ambienti con conseguenti ricadute sugli occupanti. Generalmente la purificazione dell'aria esterna di rinnovo in ingresso agli ambienti confinati è di difficile realizzazione e non è efficace in assenza di ventilazione meccanica (ventilazione naturale) e in presenza di sistemi di sola estrazione dell'aria. I principali agenti inquinanti esterni sono:

- **Emissioni da siti industriali:** si tratta in particolare di ossidi di azoto e di zolfo, ozono, piombo, composti organici volatili (COV), fumi contenenti particolati e fibre. Le emissioni di gas dei siti industriali in determinate condizioni possono propagarsi per centinaia di chilometri oppure in condizioni di clima stabili possono ristagnare in aree circoscritte generando problematiche sulla qualità dell'aria. In Italia il principale riferimento normativo in materia è il D.Lgs. 152/2006, che prevede con una serie di decreti integrativi la delega al controllo delle emissioni alle Regioni e alle Provincie con specifiche attività autorizzative a seconda della tipologia e delle entità delle emissioni stesse. Per quanto riguarda l'ozono alcuni

studi risalenti ai primi anni '90 hanno dimostrato che la ricombinazione della molecola di ozono in ossigeno è favorita dal passaggio attraverso pareti in calcestruzzo o mattoni in laterizio e dipende dal materiale di costruzione delle linee di distribuzione dell'aria;

- **Emissioni da traffico veicolare:** comprendono i seguenti composti: monossido di carbonio, piombo, ossidi di azoto, additivi, incombusti. Questa tipologia di inquinamento è caratteristica delle aree altamente urbanizzate, localizzato in particolare a livello del piano stradale, in prossimità degli accessi a gallerie e/o sottopassi, aree di parcheggio. Il problema della concentrazione degli inquinanti è spesso transitorio con il verificarsi di picchi in determinati orari della giornata: la ventilazione degli edifici in queste fasce orarie comporta l'introduzione di aria ad alto contenuto di inquinanti che, in assenza di opportuni sistemi, difficilmente riescono ad essere smaltiti ed espulsi all'esterno;
- **Emissioni da camini e torri di raffreddamento:** sono determinanti in contesto urbano quando le superfici aero-illuminanti si trovano in prossimità di camini o canne fumarie di impianti termici o in prossimità di torri di raffreddamento di impianti per la climatizzazione;
- **Inquinanti nel suolo:** sono composti e sostanze (radon, metano e umidità) che possono penetrare all'interno degli edifici dai piani inferiori attraverso le fondazioni e i locali posti al seminterrato, in modo particolare se è presente un sistema di estrazione d'aria forzata che può agire anche indirettamente sui locali suddetti. Il radon è un composto radioattivo presente in natura nel sottosuolo in alcune regioni circoscritte, in funzione della stratificazione geologica, che incide sul rischio di insorgenza di tumori. Il metano è inodore e può trovarsi nel sottosuolo in forma naturale o nelle vicinanze di discariche; oltre a essere dannoso all'organismo è pericoloso se accumulato in ambienti chiusi e confinati a concentrazioni oltre il limite di infiammabilità. L'umidità proveniente dal sottosuolo non rappresenta di fatto un inquinante per le intrinseche qualità chimiche ma può incidere in modo significativo sul carico igrometrico complessivo dell'edificio con conseguenti problematiche alle strutture e agli occupanti.

3.6.2 Agenti inquinanti interni

Le sostanze inquinanti endogene sono generate principalmente dal metabolismo degli occupanti e quindi sono determinate in funzione della destinazione d'uso dell'edificio e dal numero di persone presenti rispetto al volume occupato, ma occorre considerare anche le sostanze rilasciate dai materiali utilizzati nella costruzione dell'edificio, dagli arredi interni e da eventuali macchinari. Tra i principali agenti inquinanti interni si possono citare i seguenti:

- **Biossido di carbonio (CO₂):** è generato dal metabolismo delle persone come prodotto di scarto ma può anche essere prodotto dalla combustione in caso di cucine o generatori a combustione in locali non correttamente ventilati. La CO₂ è un gas non tossico e non dannoso se non ad alte concentrazioni;
- **Monossido di carbonio (CO):** si tratta di un gas altamente tossico, inodore e incolore, generato nei processi di combustione incompleta, caratteristici di apparecchi a biomassa utilizzati all'interno di ambienti in carenza di ossigeno o limitata adduzione di aria comburente;
- **Formaldeide (CH₂O):** si presenta come gas incolore e altamente tossico, probabile causa di formazione di tumori, negli ambienti interni si trova come composto chimico utilizzato nella fabbricazione di laminati (fibre di legno) e nelle schiume termo-isolanti. In molti Paesi l'impiego di formaldeide e il conseguente rischio di emissioni sono oggetto di severi controlli;
- **Vapore acqueo (H₂O):** la produzione di vapore d'acqua internamente agli ambienti confinati è dovuta principalmente dalle persone e, in ambito domestico, dalle attività quali ad esempio la preparazione dei cibi, il lavaggio e l'asciugatura del bucato. Essendo un prodotto di combustione si manifesta anche in presenza di cucine a gas o impianti termici (tipo A) in ambienti non correttamente ventilati. Il vapore d'acqua, condensando sulle superfici più fredde dell'involucro, crea problematiche legate alla formazione di muffe e conseguenti danni al fabbricato;

- **Odori:** Gli odori sono generati dal metabolismo delle persone ma anche dagli oggetti (arredi, tessuti) presenti all'interno degli ambienti. La percezione di odore genera negli occupanti un'immediata sensazione di disagio e induce spesso al ricorso alla ventilazione. Atteggiamento caratteristico nei confronti degli odori è l'assuefazione da parte degli occupanti un determinato volume (aula ad uso scolastico): generalmente solo un soggetto esterno che entra nell'ambiente avverte la presenza di odore. Trattandosi di un elemento soggettivo il metodo per la misurazione degli odori (Fanger, primi anni '90) prevede l'adozione di unità di misura basate sul giudizio da parte delle persone che si quantifica con due unità di misura: "olf" per l'emissione di odore da parte di un individuo, "decipol" per la percezione di odore. La stima della quantità di odore per la definizione del progetto di impianti rappresenta un problema per definire il corretto dimensionamento delle portate d'aria di rinnovo;
- **Ozono:** l'ozono (oltre alla quota parte proveniente dall'esterno dell'involucro) viene rilasciato da macchine per stampa, fotocopiatori, stampanti laser, soprattutto quando la manutenzione non è eseguita regolarmente e nei modi corretti come previsto dal costruttore;
- **Particolati:** includono polvere, frammenti organici fibre e particelle di fumo, sono generalmente tossici a vari livelli a seconda della tipologia e delle dimensioni;
- **Composti organici volatili (COV):** sono generati come rilascio da arredi e tessuti e da prodotti chimici utilizzati all'interno degli ambienti. La varietà di COV è piuttosto elevata e non si conoscono le caratteristiche tossicologiche di tutti i composti rilevati.

3.6.3 Azioni per la riduzione degli agenti inquinanti

I metodi per il controllo degli agenti inquinanti negli spazi climatizzati devono consentire la riduzione dei contaminanti all'interno grazie all'immissione e diluizione con aria di rinnovo, e d'altro canto devono tenere in considerazione la qualità dell'aria esterna. Il sistema ottimale prevede quindi il trattamento

dell'aria esterna di rinnovo e dell'aria interna. Negli edifici in cui la ventilazione avviene solo in modo naturale per mezzo di superfici aeranti che vengono aperte e chiuse manualmente o automaticamente con una certa periodicità durante la giornata non è possibile evitare l'ingresso di inquinanti dall'esterno: in queste situazioni le sorgenti inquinanti di tipo urbano ed in particolare derivanti da traffico veicolare rappresentano una problematica di grave entità, soprattutto per edifici situati in zone ad alta intensità veicolare. Per ridurre la concentrazione degli inquinanti provenienti da sorgenti esterne all'edificio è necessario adottare alcuni sistemi e accorgimenti progettuali e comportamentali, da definire anche in funzione della destinazione d'uso dell'edificio. La **filtrazione** è indispensabile per rimuovere il particolato dall'aria in ingresso al sistema, quindi l'adozione di filtri deve sempre essere prevista in corrispondenza delle prese d'aria esterna che viene poi trattata dall'impianto. Per il raggiungimento di standard di purezza più elevati si utilizzano filtri a carboni attivi per fermare inquinanti di tipo gassoso oppure filtri assoluti (HEPA – High Efficiency Particulate Air System) per la rimozione di particelle finissime, adatti ad applicazioni speciali (ad esempio per sale operatorie in contesto ospedaliero). Il **posizionamento delle prese d'aria** è determinante per la purezza dell'aria e per ridurre i costi e gli oneri di manutenzione dei sistemi di filtrazione. È indispensabile individuare punti di aspirazione distanti da aree di parcheggio e ad altezze tali da non risentire l'effetto della concentrazione degli inquinanti al piano stradale. Ad altezze elevate occorre tuttavia tenere conto della presenza eventuale di camini, bocchette di estrazione di altri edifici, torri di raffreddamento. Quando le condizioni esterne sono particolarmente severe in presenza di inquinamento da traffico veicolare e l'edificio per sua costituzione non permette alternative adeguate, si possono adottare **sistemi automatici** che chiudono fisicamente gli ingressi dell'aria più esposti per periodi brevi che corrispondono ai picchi di concentrazione di inquinanti. Si possono adottare sistemi automatici sui serramenti o, in presenza di impianti canalizzati, valvole e serrande. Sotto il profilo della gestione degli inquinanti esterni è determinante l'apporto delle **infiltrazioni** d'aria dall'esterno o da ambienti inquinati verso l'edificio: generalmente non è possibile realizzare strutture perfettamente stagne quindi le infiltrazioni sono sempre presenti in modo più o meno signifi-

cativo nel bilancio dei flussi d'aria non controllabili. Negli **ambienti interni** è preferibile individuare ed eliminare le sorgenti di sostanze inquinanti per evitare che si miscolino all'aria rendendone così più complesso il trattamento. Nel caso di produzione da parte di attività svolte internamente il controllo e la gestione degli inquinanti prodotti è tanto più efficace quanto il sistema aspirante opera nelle immediate vicinanze della sorgente, soprattutto per i composti e le sostanze nocive e potenzialmente pericolose. In numerose situazioni infatti è possibile localizzare e circoscrivere la sorgente. Per trattare gli odori e la produzione di La CO_2 prodotti necessariamente dagli individui all'interno degli ambienti confinati si utilizza la ventilazione con sistemi tali da garantire una corretta e omogenea diluizione dell'aria che corrisponde a una riduzione della concentrazione di sostanze inquinanti. Generalmente è preferibile eliminare le sorgenti inquinanti perché l'incremento del tasso di ventilazione comporta costi energetici maggiori.

3.7 La filtrazione dell'aria

Il sistema di filtrazione dell'aria è un componente essenziale degli impianti di ventilazione meccanica, soprattutto nelle situazioni che prevedono:

- elevate concentrazioni di inquinanti diluiti nell'aria esterna di rinnovo;
- elevate concentrazioni di contaminanti prodotti da sorgenti endogene e presenti nell'aria di ricircolo;
- elevate portate di aria di ricambio.

La tipologia dei sistemi filtranti deve essere adattata in funzione della destinazione d'uso dell'ambiente trattato, tenendo conto della presenza degli inquinanti presenti e del volume di aria da trattare. La scelta del meccanismo di filtrazione adatto alle singole e specifiche applicazioni deve tenere in considerazione le dimensioni delle particelle e la loro velocità nel flusso di aria trattata in relazione alla loro interazione con l'elemento filtrante. Normalmente un filtro impiega più di un principio fisico, privilegiandone uno su tutti gli altri. Tra i meccanismi si possono citare i seguenti:

- **Setaccio:** il funzionamento arresta le particelle più grosse come fibre, fibrille, filacci, parti di peli. Il mezzo filtrante ha diametro grossolano e normalmente viene impiegato come pre-filtro
- **Inerzia o collisione:** si basa sul principio per cui le particelle trascinate dal flusso dell'aria collidono per inerzia con le fibre costituenti il filtro e qui aderiscono per viscosità. L'efficacia della filtrazione aumenta con l'aumento della velocità dell'aria (entro certi limiti), del diametro delle particelle e con la riduzione degli interstizi tra le fibre.
- **Intercettazione:** le particelle di particolato più fine, trascinate dalla traiettoria del flusso dell'aria, passando in prossimità delle fibre del mezzo filtrante vengono fissate per attrazione elettrostatica (forza di Van der Waals). Questo principio è utilizzato nei filtri "fini" a medio/alto rendimento. All'interno di determinati campi di velocità, questa non ha una particolare incidenza sull'efficacia del filtro.
- **Diffusione:** si applica per trattare particelle di diametro inferiore al micron che, oltre al trascinamento del flusso d'aria assumono un moto oscillatorio generato dalla collisione con le molecole dell'aria. Le due componenti del moto inducono le particelle al contatto con le fibre del filtro. L'efficacia del filtro aumenta con il diminuire del diametro delle particelle e con la riduzione della velocità dell'aria. Su questo principio fisico si basa il funzionamento dei filtri ad alta/altissima efficienza detti anche "semiassoluti" o "assoluti" (HEPA – High Efficiency Particulate Airfilter e ULPA – Ultra Low Penetration Airfilter).
- **Attrazione elettrostatica:** consiste nell'applicazione di un campo elettrico al flusso di aria per generare una carica elettrica sulle particelle con diametri da 0,1 a 40 μ ; nella parte successiva del filtro sono disposti due elettrodi alternativamente soggetti a potenziale positivo e negativo che attraggono le particelle trattenendole grazie alla superficie viscosa.

L'efficienza di filtrazione è determinata principalmente in base a tre metodi riconosciuti dalla norma ASHRAE:

1. Metodo gravimetrico (o ponderale);

2. Metodo opacimetrico (o colorimetrico);

3. Metodo DOP (dioptilftalato).

La classificazione dei filtri viene definita da specifiche normative (EN 1822) che forniscono anche le caratteristiche di prova (EN 779) cui devono essere sottoposti i filtri per determinare la classe di efficienza.

Capitolo 4

Efficienza energetica della ventilazione

La ventilazione di un qualsiasi edificio climatizzato comporta sia per il regime invernale (riscaldamento) sia per il regime estivo (raffrescamento) un costo energetico che merita attenzione. Questo vale in particolare per edifici di nuova costruzione in cui i limiti di Legge per la progettazione riguardanti trasmittanza termica, traEfficienza energetica della ventilazione smittanza termica periodica, superfici riflettenti, ombreggiamenti sono stringenti spostando di fatto l'ago della bilancia energetica verso la ventilazione. Tuttavia anche nelle ristrutturazioni sul parco edifici esistente, con l'introduzione di coibentazioni (coperture, cappotto perimetrale, sostituzione serramenti) l'apporto della ventilazione in termini di energia primaria assume grande importanza per garantire un adeguato ricambio di aria a fronte di una crescente riduzione delle infiltrazioni.

4.1 Ventilazione nel bilancio energetico dell'edificio

L'incidenza della ventilazione sul bilancio energetico degli edifici è un fattore determinante che induce alla ricerca di sistemi e tecnologie mirate all'efficienza energetica, riducendo al minimo le portate di aria da trattare e limitando per quanto possibile le infiltrazioni. Nel bilancio energetico dell'edificio i flussi di aria svolgono un ruolo importante in quanto fluido termovettore.

Possono essere considerate due componenti:

- a. dispersioni per ventilazione dai volumi climatizzati verso l'esterno: è la componente significativa in quanto dipende dalla tipologia di ventilazione adottata per l'edificio o per i singoli locali ed è necessaria per garantire le condizioni di salubrità dell'aria. Statisticamente la ventilazione incide per una quota variabile dal 30% al 50% sul fabbisogno di energia primaria dell'edificio, quindi l'adozione di tecniche per il controllo della ventilazione comporta un risparmio energetico apprezzabile e traducibile anche in termini economici;
- b. energia termica prodotta da sorgenti interne: è una componente importante da tenere in considerazione sia nel periodo invernale in cui tali apporti rappresentano spesso un contributo positivo al bilancio complessivo, sia nel periodo estivo in cui essi rappresentano un ulteriore carico termico da sommare al bilancio energetico con il rispettivo incremento di fabbisogno energetico. La riduzione di apporti interni di calore dipende fortemente dal tipo di attività svolta, da eventuali apparecchiature utilizzate e dal loro grado di efficienza energetica (maggiore efficienza = minori dispersioni termiche). Esempi significativi sempre più diffusi nel contesto scolastico sono i laboratori di informatica, caratterizzati da un utilizzo non continuativo ma con una intensità di apporti termici endogeni elevata.

La ventilazione compare nel bilancio energetico dell'edificio espresso in forma generale nell'equazione 4.1.

$$Q_{cli} + Q_{tr} + Q_{ve} + Q_{gains} \quad (4.1)$$

in cui:

- Q_{cli} = fabbisogno energetico per la climatizzazione;
- Q_{tr} = componente energia dispersa per trasmissione attraverso l'involucro;
- Q_{ve} = componente energia dispersa per ventilazione;
- Q_{gains} = componente energia prodotta da apporti gratuiti.

L'equazione 4.1 come scritta è valida sia per il regime di funzionamento invernale sia per quello estivo, assumendo il segno dei singoli addendi in funzione del verso del flusso termico (energia entrante positiva, energia uscente positiva). La regolazione delle portate di ventilazione meccanica, nel rispetto delle condizioni di salubrità dell'aria nei limiti previsti dalle normative, contribuisce al mantenimento dell'equilibrio del sistema, che rappresenta la situazione ottimale di efficienza energetica. Una ventilazione ridotta si traduce proporzionalmente in risparmio di energia. L'impiego di tecnologie che permettono una corretta regolazione del tasso di ricircolo dell'aria è quindi uno dei principali aspetti per l'efficienza energetica. Il calcolo del fabbisogno energetico per la ventilazione dell'edificio si basa principalmente sui seguenti dati di riferimento:

- portata in massa dell'aria in ingresso e in uscita dall'edificio;
- differenza di entalpia tra l'aria entrante e uscente dal volume trattato.

Il calcolo dell'entalpia comprende la componente di calore "sensibile" legata alla differenza di temperatura di bulbo secco e la componente di calore "latente" che tiene conto del grado di umidità del flusso di aria. La portata di aria per la ventilazione è determinata in fase progettuale in modo tale da garantire i requisiti minimi previsti dalla normativa e dalla legislazione vigente applicabile al contesto specifico, secondo la tipologia di edificio e la destinazione d'uso dei locali. Generalmente si assume un valore di ricambio d'aria non inferiore a 0,5 o 1,0 *volume/ora*, con riferimento in particolare alla norma UNI 10339 già ampiamente descritta nel capitolo 1. Per una valutazione preliminare di progetto, la stima corretta della portata di aria si può calcolare secondo la teoria di Fanger mediante l'impiego di portate specifiche per persona, pari a circa 30 – 36 m^3/h per persona, a prescindere dal volume del locale. A livello generale, questo approccio consente inoltre di raggiungere con buona approssimazione una valutazione del fabbisogno di ricambio d'aria per settori (residenziale, uffici, scuole, servizi) su un territorio specifico, assumendo condizioni al contorno omogenee e comuni. In alcune situazioni è invece possibile adottare un metodo diretto basato su misurazioni effettuate direttamente nel locale nelle diverse condizioni di utilizzo, in funzione delle caratteristiche del clima esterno, del clima indoor, del numero e delle attività svolte dagli occupanti utilizzando ad esempio tecniche di misura con gas traccianti. Il calcolo

della variazione di entalpia nella stagione invernale si riconduce con buona approssimazione alla variazione di temperatura dell'aria in quanto non vi sono trasformazioni termodinamiche sullo stato del vapore d'acqua. Nelle condizioni estive invece è fondamentale per tenere conto dell'energia richiesta sotto forma di calore latente nella variazione del tasso di umidità dell'aria. Il diagramma psicrometrico come quello rappresentato in figura 4.1, consente di calcolare il fabbisogno energetico nelle trasformazioni dell'aria umida (riscaldamento, raffreddamento, deumidificazione, miscela di portate).

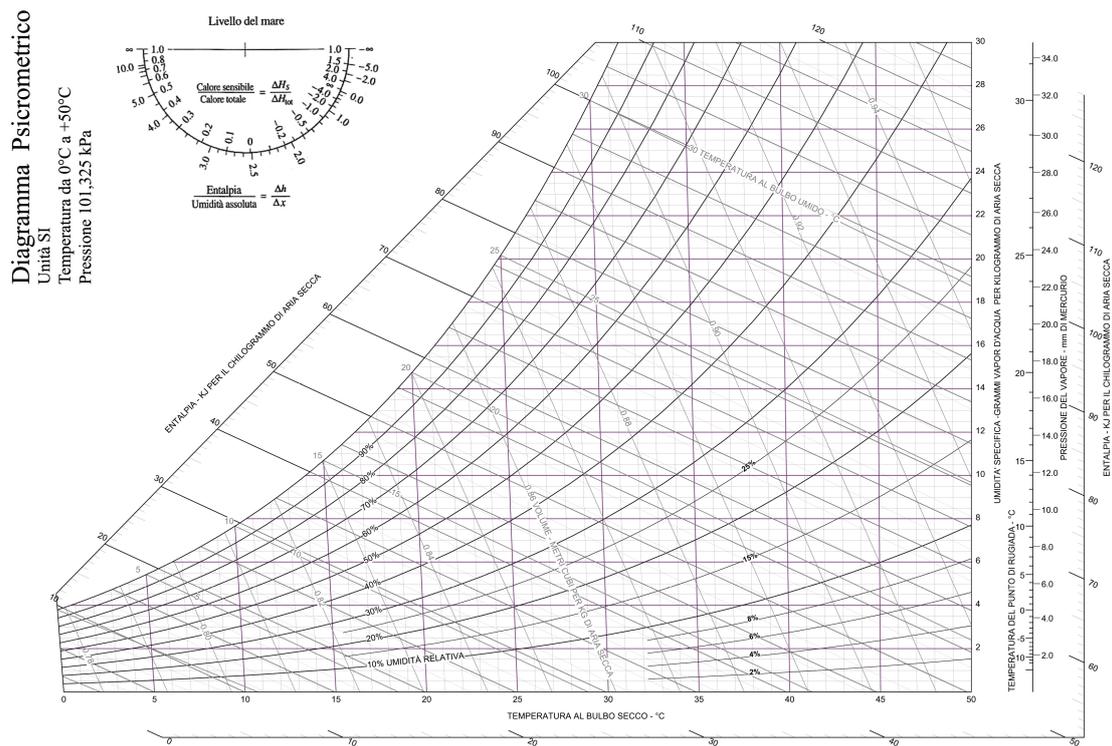


Figura 4.1: Diagramma psicrometrico

Ai fini progettuali o per il calcolo del fabbisogno energetico, in contesti specifici si possono effettuare misurazioni ambientali interne ed esterne dirette. Tuttavia un metodo indiretto ed efficace consiste nella analisi dei Gradi-Giorno, parametro definito come la sommatoria delle differenze di temperatura interna ed esterna per ogni giorno nel periodo di funzionamento degli impianti (in particolare per la stagione di riscaldamento). Nel periodo estivo questo metodo prende in considerazione oltre alle temperature i valori medi di umidità esterna (classificati in base all'area geografica e al clima) e interna, a seconda della

tipologia e della destinazione d'uso dell'edificio. Per poter raggiungere risultati più precisi si può utilizzare il metodo cosiddetto dei "bin". Si tratta dell'impiego di tabelle in cui vengono messe in correlazione le caratteristiche climatiche in funzione del numero di ore nell'anno in cui esse si sono verificate. Grazie a una quantità di informazioni molto più ampia rispetto ai gradi-giorno il calcolo del fabbisogno energetico avviene puntualmente su base oraria, con la possibilità di simulare orari e periodi di funzionamento effettivo dell'impianto e di valutare condizioni nominali (di progetto), medie o limite. È possibile inoltre stimare i consumi in relazione ad una maggiore o minore flessibilità dell'impianto rispetto ai parametri ambientali e quindi alla regolazione. Se nel caso di ventilazione naturale avviene una semplice diluizione (e non rimozione) degli inquinanti in ambiente, senza di fatto avere la possibilità di controllo sui flussi dell'aria, nel caso di ventilazione meccanica occorre definire le tipologie di impianto in base alle funzioni. Una prima distinzione è basata sui flussi di aria:

- impianto a semplice flusso (sola estrazione o sola immissione);
- impianto a doppio flusso (immissione ed estrazione).

Nel primo caso è possibile controllare la portata e la velocità dell'aria ma non si può agire sulla dispersione termica corrispondente all'immissione di aria di rinnovo (fredda in estate e calda in inverno) il cui effetto sull'ambiente deve essere compensato dall'impianto. Nel secondo caso i flussi di immissione ed estrazione sono convogliati in due circuiti indipendenti e separati, ognuno dei quali è equipaggiato con proprio ventilatore e sistema di filtrazione. Rispetto al primo caso è possibile quindi:

1. regolare la direzione dei flussi di aria ottimizzando il "lavaggio" dei locali in termini spaziali (efficienza di ventilazione);
2. adottare sistemi di filtrazione per limitare l'apporto di inquinanti dall'ambiente esterno verso l'ambiente interno.

Gli impianti a doppio flusso possono essere dotati di scambiatore termico del tipo aria/aria per il recupero del calore del flusso in uscita in modo da rendere il sistema più efficiente e ridurre i costi energetici ed economici nella gestione

dell'impianto. Una funzione ulteriormente migliorativa è il controllo del funzionamento dell'impianto nel tempo, che ottimizza la portata di aria a seconda delle effettive esigenze del locale utilizzando sensori di tipo retroattivo per il monitoraggio costante della qualità dell'aria in ambiente (concentrazione di CO₂). In questo caso si definisce "ventilazione meccanica controllata" (VMC).

4.2 Efficienza di ventilazione

Il ricambio dell'aria è un aspetto di grande importanza nella progettazione e gestione degli edifici e può essere analizzato in modo oggettivo da una serie piuttosto ampia di fattori e parametri anche complessi. Infatti nella maggior parte delle situazioni, pur conoscendo i valori previsti dalle norme per il corretto ricambio dell'aria, per una efficace ventilazione e per le soglie di tolleranza degli inquinanti diluiti nell'aria, non sono noti i corrispondenti valori reali quali ad esempio: la portata effettiva di ricircolo, la qualità del "lavaggio" degli ambienti trattati (efficienza di ventilazione), i quantitativi reali di contaminanti presenti e i loro effetti. L'efficienza di ventilazione rappresenta l'efficienza con cui l'aria immessa riesce a rimuovere l'inquinante dall'ambiente e diminuisce quando l'aria in uscita ha una concentrazione di contaminanti inferiore a quella dell'aria ambiente, situazione che denota il fatto che l'aria immessa ha by-passato la zona inquinata. L'efficienza di ventilazione è un parametro determinante per verificare quanto il sistema sia in grado di effettuare un buon ricambio dell'aria ed esprime la correlazione tra la concentrazione degli inquinanti nell'aria immessa, quella espulsa e quella nella zona occupata, in particolare nel volume in prossimità del quale avviene la respirazione da parte degli occupanti. La normativa che definisce l'efficienza di ventilazione è la già citata UNI EN 15251:2008. Con riferimento alla configurazione illustrata in figura 4.2 l'efficienza di ventilazione (ε_v) si calcola come:

$$\varepsilon_v = \frac{C_{exh} - C_b}{(C) - C_b} \quad (4.2)$$

Dove:

- C_{exh} : concentrazione di inquinanti in estrazione;
- C_b : concentrazione inquinanti in back-ground (esterno);

- (C): concentrazione media nello spazio interno.

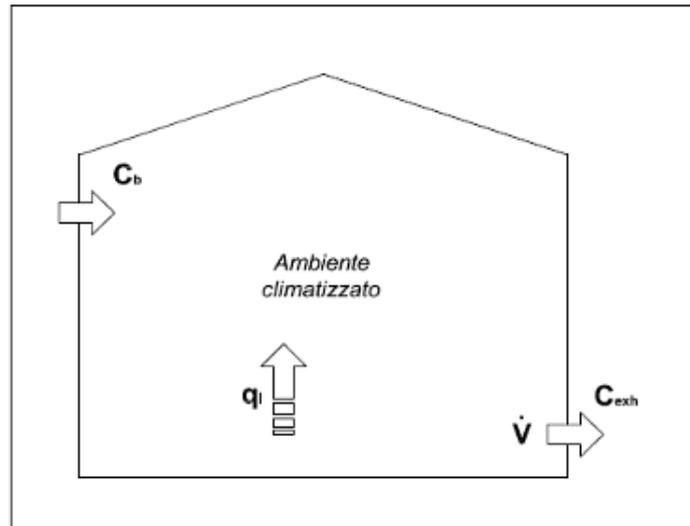


Figura 4.2: Schema per calcolo del bilancio di un contaminante in ambiente confinato

Si assume un valore di efficienza pari a 1 per definizione quando si ha una completa miscelazione dei contaminanti. Si assume un valore di efficienza pari a 2 per definizione quando si ha una completa rimozione dei contaminanti. L'efficienza di ventilazione comprende due aspetti che vengono quantificati mediante appositi indici che servono per identificare la qualità dell'impianto:

1. Efficienza nel ricambio dell'aria all'interno dell'ambiente, basato sul concetto di "età dell'aria";
2. Efficacia nella rimozione degli inquinanti, basata invece sul concetto di distribuzione della concentrazione di inquinante in ambiente.

L'efficienza media del ricambio dell'aria (ϵ^a) si calcola come il rapporto tra l'età media dell'aria nel punto di espulsione (τ_n) e il tempo medio reale di ricambio dell'aria (τ_r), come indicato nella 4.3. Il primo parametro dipende dal volume dell'ambiente (V) e dalla portata di ventilazione (q_v), mentre il secondo dipende, oltre che dal volume e dalla portata d'aria, anche dalle caratteristiche geometriche del locale, dalla disposizione di ostacoli interni al flusso, dalla temperatura, dalla disposizione delle bocchette, dalla posizione delle sorgenti di calore. Il tempo medio reale è determinato per via sperimentale con

misurazioni in campo.

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{\tau_r} \text{ con } \tau_n = \frac{V}{q_v} \quad (4.3)$$

Nella tabella 3.2 (fig. 4.3 sono indicati alcuni valori indicativi di efficienza media del ricambio dell'aria in relazione alla tipologia del sistema di distribuzione.

Tipologia distribuzione	Efficienza media (ε^a)
Completa e perfetta miscelazione	50%
Flusso a pistone (unidirezionale)	100%
Dislocamento	50% - 100%
Corto circuito	< 50%

Figura 4.3: Efficienza media ricambio aria

L'efficacia nella rimozione degli inquinanti (ε^c) si calcola come rapporto tra la concentrazione di inquinante nell'aria espulsa (C_e) e la concentrazione media nell'aria ambiente (C), come indicato nella formula 4.4.

$$\varepsilon^c = \frac{C_e}{C} \quad (4.4)$$

I fattori che influenzano questo parametro sono: tasso di produzione e distribuzione in ambiente dei contaminanti, portata di aria di ricambio, movimentazione dell'aria in ambiente, temperatura dell'aria di rinnovo e posizione dei diffusori, densità della sostanza inquinante diluita, posizione di corpi scaldanti nel locale. La presenza di zone di stagnazione determina localmente una maggiore concentrazione di inquinanti e come conseguenza una riduzione dell'efficienza di ventilazione. Il valore dell'efficienza di ventilazione può essere determinato in base a misurazioni reali sul caso particolare generalmente basate sul metodo dei gas traccianti oppure, soprattutto per le esigenze di progettazione, viene calcolato mediante l'impiego di metodi computazionali applicati alla fluidodinamica sempre più diffusi. Come già più volte indicato, l'assenza di un sistema di ventilazione, o la presenza di infiltrazioni significative non consente una valutazione accurata dell'efficienza di ventilazione perché le variabili utilizzate assumono carattere di aleatorietà troppo ampio. Nella tabella seguente (fig. 4.4) sono riportati i valori indicativi dell'efficienza di ventilazione in funzione della differenza di temperatura tra aria immessa e aria ambiente in tre tipologie di configurazioni di distribuzione.

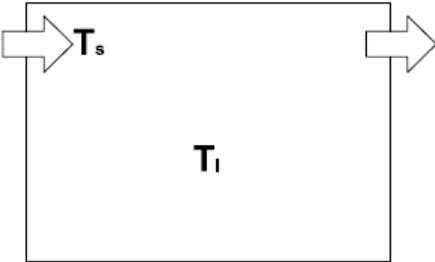
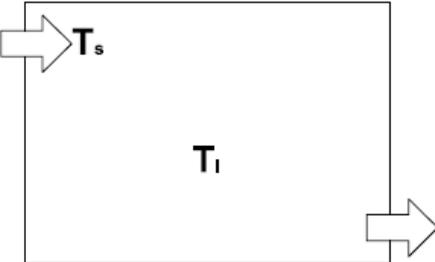
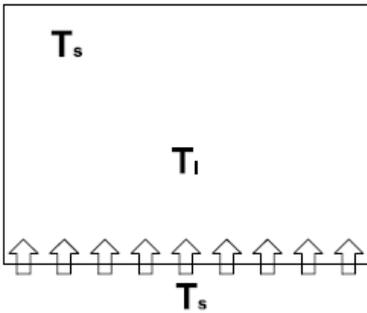
	Tipologia di immissione	$T_s - T_i$	Efficienza (ϵ_v)
MISCELAZIONE		$< 0^\circ\text{C}$ $0.0 - 2.0^\circ\text{C}$ $2.0 - 5.0^\circ\text{C}$ $> 5^\circ\text{C}$	$0.9 - 1.0$ 0.9 0.8 $0.4 - 0.7$
MISCELAZIONE		$< -5^\circ\text{C}$ $-5 - 0^\circ\text{C}$ $> 0^\circ\text{C}$	0.9 $0.8 - 1.0$ 1.0
DISCLOCAMENTO		$< 0^\circ\text{C}$ $0 - 2^\circ\text{C}$ $> 2^\circ\text{C}$	$1.2 - 1.4$ $0.7 - 0.9$ $0.2 - 0.7$

Figura 4.4: Efficienza di ventilazione rispetto a temperature e distribuzione aria

La correlazione tra la concentrazione di inquinanti e l'efficienza di ventilazione può essere determinata introducendo l'efficienza di ventilazione dalla 4.2 nell'equazione per il calcolo del bilancio di massa degli inquinanti indicata nella 4.5 ottenendo un'equazione per il calcolo della concentrazione a regime stazionario, indicata nella formula 4.6.

$$q_i + V \cdot C_b - V \cdot C_{exh} = V \cdot \frac{d(C)}{dt} \quad (4.5)$$

$$(C) = C_b + \frac{q_i}{\epsilon_v \cdot n \cdot V} \quad (4.6)$$

Dove:

- n è il numero di ricambi d'aria;
- V è il volume dell'ambiente.

A partire dalla formulazione differenziale della 4.3, si ricava l'espressione valida per il calcolo della concentrazione in regime transitorio (funzione del tempo t), indicata nella 4.7.

$$(C) = C_b + \frac{q_i}{\varepsilon_v \cdot n \cdot V} + \left((C_0) - C_b - \frac{q_i}{\varepsilon_v \cdot n \cdot V} \right) \cdot e^{-\varepsilon_v n t} \quad (4.7)$$

Grazie a questa formulazione è possibile determinare l'andamento della concentrazione media sul volume nel tempo al variare del numero dei ricambi d'aria, assumendo un valore predeterminato dell'efficienza di ventilazione o viceversa. Di seguito si riporta un esempio di calcolo per la simulazione della variazione di concentrazione di CO_2 in un ambiente con caratteristiche simili a quelle di una tipica classe di scuola. I dati di riferimento sono:

- Volume del locale: 200 m^3
- Numero persone: 20
- Produzione pro-capite di CO_2 : 20 l/h
- Concentrazione di back-ground: 400 ppm
- Concentrazione iniziale: 400 ppm

La simulazione prevede l'ingresso in classe delle persone al tempo $t = 0$, con un tasso di ventilazione medio di 1 vol/h ($10 \text{ m}^3/\text{h}$ pro-capite). Questa condizione viene mantenuta per 1 ora fino al raggiungimento di un valore massimo. Successivamente si prevede l'uscita dalla classe con azzeramento della componente dovuta delle sorgenti endogene e un ricambio di aria che viene impostato a $2,5 \text{ volumi/ora}$ per 20 minuti. È stato ricavato il grafico illustrato in figura 4.5. Dai risultati ottenuti è evidente l'incidenza dell'efficienza di ventilazione: nel caso specifico solo nel caso di efficienza superiore a 1 il volume trattato viene ricondotto a un livello di concentrazione di CO_2 inferiore al limite di soglia.

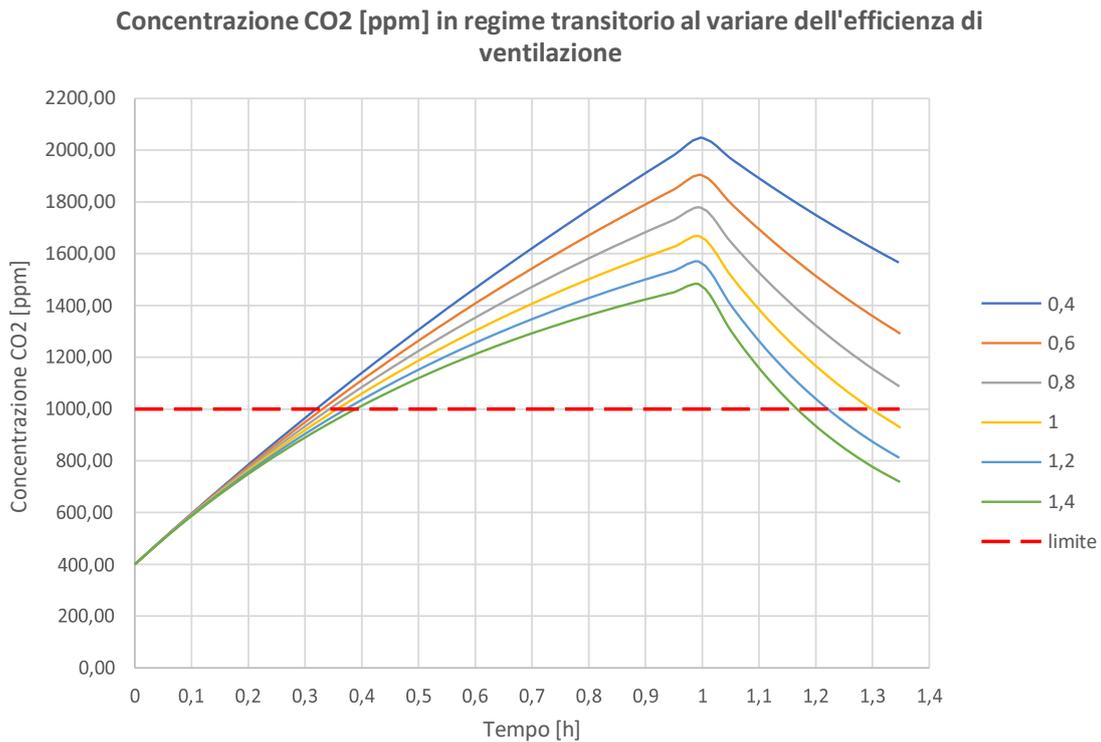


Figura 4.5: Andamento concentrazione in regime transitorio

A conclusione di questa parte di trattazione sull'efficienza energetica nella ventilazione si possono riassumere gli aspetti principali che concorrono a una ventilazione sostenibile:

- Ridurre la portata di aria utilizzando materiali, dispositivi e prodotti che abbiano un impatto minimo sul carico di inquinamento indoor;
- Limitare il consumo di energia elettrica per la movimentazione dell'aria, diretta conseguenza della riduzione della portata ma anche dell'impiego di sistemi ad elevata efficienza e con buon livello di regolazione;
- Garantire il ricambio d'aria necessario per raggiungere una buona qualità dell'aria interna, in funzione della domanda;
- Individuare i parametri progettuali per conseguire una elevata efficienza di ventilazione;

- Utilizzare prevalentemente il ricambio di aria (free-cooling) per il controllo dei carichi termici estivi, limitando il tempo di funzionamento di impianti di climatizzazione.

4.3 Recupero termico nella ventilazione

Per migliorare l'efficienza energetica del sistema, oltre alla corretta regolazione degli impianti per variare la portata nominale secondo effettivo fabbisogno, è possibile adottare sistemi di recupero termico del calore. Il recupero termico nella ventilazione consiste nei sistemi che permettono di estrarre energia dall'aria del flusso in estrazione cedendola direttamente o indirettamente al flusso d'aria entrante (di rinnovo). Nelle applicazioni tradizionali si adottano scambiatori aria/aria o pompe di calore mentre possono esserci altre soluzioni più avanzate e architettonicamente integrate che contemplano l'utilizzo dell'involucro o di parti di esso come scambiatore e/o recuperatore di energia. L'efficienza di uno scambiatore di calore è definita come rapporto tra l'energia trasmessa dal fluido primario al fluido secondario e il valore massimo dell'energia trasmissibile. Considerando la configurazione indicata in figura 4.6, si possono dare le seguenti definizioni:

$$\varepsilon = \frac{W_{in} \cdot (x_2 - x_1)}{W_{min} \cdot (x_3 - x_1)} = \frac{W_{ext} \cdot (x_4 - x_3)}{W_{min} \cdot (x_3 - x_1)} \quad (4.8)$$

Dove:

- W indica la portata (aria immessa, aria estratta, minima tra immessa ed estratta);
- X indica il contenuto entalpico, tenendo conto delle componenti sensibile e latente del calore trasmesso.

L'efficienza dei sistemi di recupero termico è piuttosto elevata, a partire da un valore minimo di circa 70% quindi, considerando la quantità di energia dispersa per ventilazione, i benefici attesi dalle azioni per il recupero termico dalla ventilazione in termini di costi energetici ed economici è piuttosto interessante. Per l'analisi tecnico-economica occorre tenere conto dell'energia primaria

richiesta per l'alimentazione del sistema, dei costi di installazione e di manutenzione e l'incidenza delle infiltrazioni. I fattori principali dai quali dipende la corretta implementazione del sistema sono:

- integrazione del sistema di recupero nell'impianto di ventilazione (ove esistente);
- scelta accurata delle apparecchiature e del dimensionamento;
- corretta manutenzione ordinaria (inclusa pulizia) e straordinaria;
- bassa permeabilità all'aria dell'edificio.

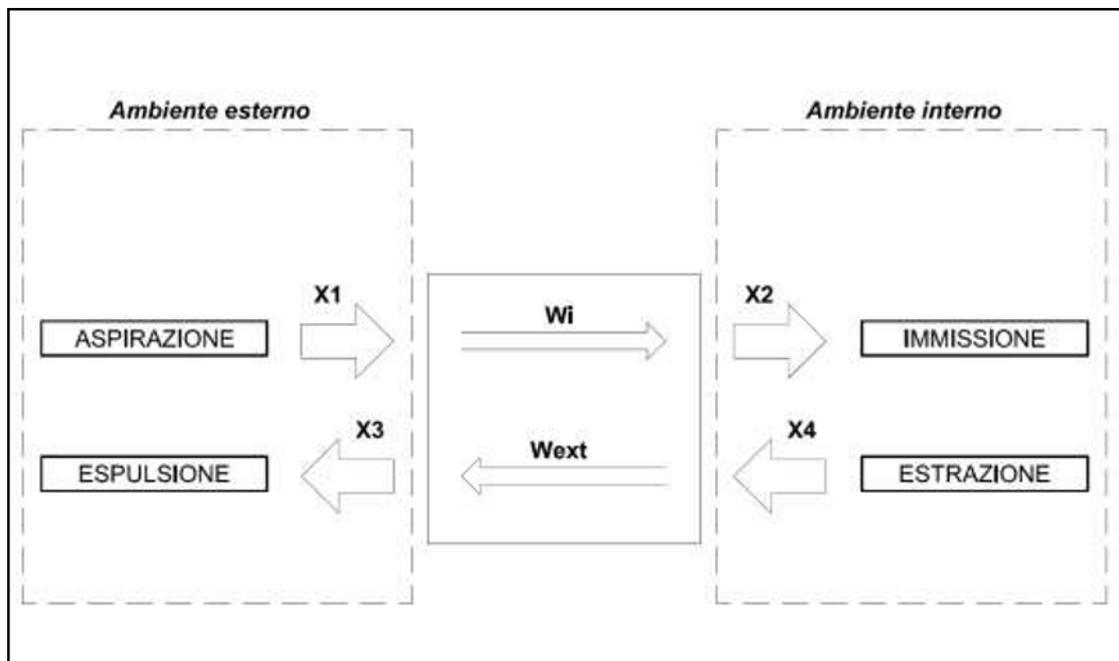


Figura 4.6: Schema esemplificativo flussi in scambiatore aria/aria)

Le condizioni di funzionamento di uno scambiatore sono soggette a una riduzione delle prestazioni in relazione ai seguenti aspetti:

- **Sporcamento:** è determinato dall'accumulo di particelle di polveri unitamente a condensa sulle superfici; comporta una riduzione del coefficiente di scambio termico e maggiori perdite di carico con conseguente incremento del fabbisogno di potenza al ventilatore;

- **Trafilamento:** il passaggio (con miscelazione) di aria tra i due lati dello scambiatore comporta una riduzione del rendimento e in alcune situazioni può compromettere la qualità dell'aria in ingresso che viene contaminata da quella in espulsione;
- **Manutenzione:** prevede la rimozione periodica di polveri e fibre accumulate sulle superfici di scambio one evitare riduzioni del rendimento e perdite di carico aggiuntive. Un buon sistema di filtrazione riduce gli interventi e i costi di manutenzione. Nei sistemi complessi occorre considerare anche le parti in movimento (motori, pulegge, cinghie) ed eventuali sistemi e circuiti ausiliari.

Nei paragrafi e nella seguente tabella (fig.4.7), sono illustrate alcune macchine adottate per il recupero termico tra flussi di aria.

	Recupero sensibile	Recupero entalpico
Scambiatori aria - aria recuperativi	A piastre (flussi incrociati)	A piastre (flussi incrociati)
	A tubi di calore	
	A batterie coniugate	
Scambiatori aria - aria rigenerativi	Rotativi sensibili	Rotativi entalpici
		Torri entalpiche accoppiate <i>(non trattate nel seguito)</i>
Recuperatori termodinamici	A espansione diretta	
	Idronici	Pompe di calore a compressione Pompe di calore ad assorbimento
	Da sottoraffreddamento delle pompe di calore a compressione	
Recuperatori geotermici	Aria terreno	
	Aria - acqua - terreno	
Recuperatori per il postriscaldamento estivo	Recupero dall'aria espulsa	
	Recupero rigenerativo (run around the coil)	
Sistemi alternativi di deumidificazione dell'aria	Deumidificatori chimici <i>(non trattati nel seguito)</i>	

Figura 4.7: Schema esemplificativo di macchine adottate per il recupero termico tra flussi di aria

4.3.1 Il Recupero sensibile

Il recuperatore a piastre (a flussi incrociati)

Sono formati da un pacco di piastre parallele, opportunamente distanziate l'una dall'altra. Ogni coppia di piastre è sigillata su due telai opposti, in modo da realizzare le condotte in cui scorrono i fluidi. Le piastre sono lamiere metalliche in alluminio o in acciaio inox. I più comuni sono quelli a "flussi incrociati". Ne esistono altri di più piccole dimensioni, soprattutto per usi residenziali, con flussi in perfetta controcorrente per massimizzare lo scambio termico.

Il recuperatore a tubi di calore

Sono formati da contenitori cilindrici sigillati, riempiti da un fluido bifase, con funzioni simili a quelle del refrigerante in un circuito frigorifero. Nel tubo di calore si distinguono due sezioni, una evaporante e una condensante. Nella sezione evaporante il fluido passa dalla fase liquida a quella di vapore sottraendo calore all'aria da raffreddare, mentre in quella condensante il fluido passa dalla fase liquida a quella vapore cedendo calore all'aria da riscaldare. Il moto del fluido avviene per differenza di temperatura e per gravità, senza bisogno di organi meccanici, come invece avviene nei circuiti frigoriferi.

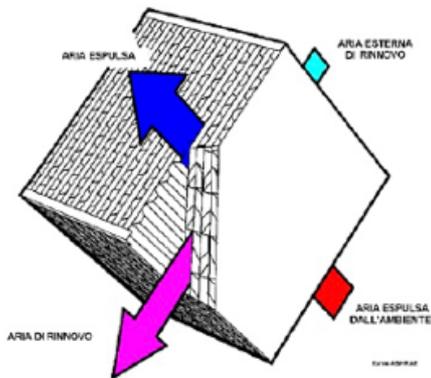
Il recuperatore a batterie coniugate

Il liquido viene fatto circolare da una pompa e una valvola a tre vie provvede alla regolazione della potenza e al controllo dell'eventuale formazione di brina sulla batteria posta sull'aria di espulsione. Se la temperatura del liquido in uscita dalla batteria posta sull'aria di rinnovo dovesse scendere sotto al valore di 0°C , la valvola aprirebbe la terza via, in modo che la batteria dell'aria in espulsione sia attraversata da una miscela che si trova sempre a valori di temperatura superiori a 0°C . per escludere il recupero basta disattivare la pompa.

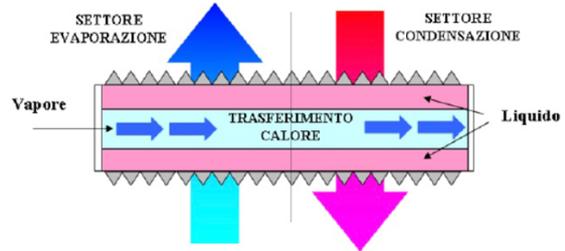
Il recuperatore rotativo sensibile

Sono scambiatori rotativi, tipicamente costituiti da un cilindro riempito con una matrice di alluminio. Una metà del rotore è attraversata dall'aria di espulsione,

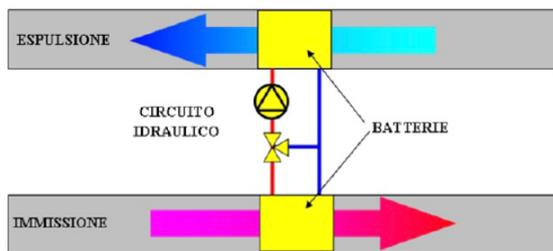
l'altra metà dall'aria esterna, in controcorrente. La rotazione avviene ad alta velocità: circa 700-2400 *giri/h*.



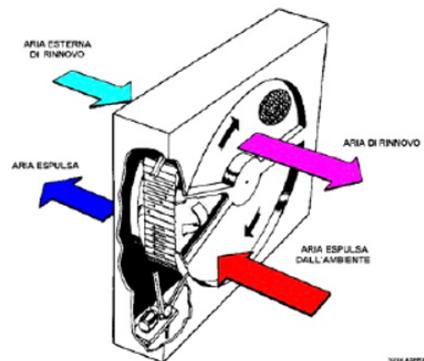
(a) Recuperatore a piastre



(b) Recuperatore a tubi di calore



(c) Recuperatore a batterie coniugate



(d) Recuperatore rotativo sensibile

Figura 4.8: Schemi esemplificativi di recuperatori sensibili

4.3.2 Il Recupero entalpico

I recuperatori entalpici sono caratterizzati da scambio sia sensibile che latente. Le versioni più utilizzate sono gli scambiatori a flussi incrociati, usati per basse portate di aria, e le ruote entalpiche. Entrambi sono simili, per costru-

zioni e caratteristiche, ai rispettivi modelli solo sensibili descritti nei paragrafi precedenti, dai quali si distinguono solo per i materiali con cui sono costituiti. Gli scambiatori a flusso incrociato hanno il pacco di scambio formato da una speciale carta igroscopica, in grado di permettere il movimento delle molecole d'acqua dal flusso di aria a maggiore umidità specifica a quello minore. Le ruote entalpiche sono costruite con una matrice di alluminio rivestito di materiale essiccante, in grado di trattenere le molecole di acqua dal flusso di aria caratterizzato da valori maggiori di umidità specifica e trasferirle all'altro. Nei recuperatori entalpici descritti qui di seguito c'è sempre trasporto di massa e quindi contaminazione tra il flusso di aria e quello dell'aria di rinnovo, quindi vanno evitati dove venga richiesta un'assoluta purezza dell'aria di rinnovo.

4.3.3 I Recuperatori termodinamici

I recuperatori termodinamici sfruttano un ciclo frigorifero per scambiare energia termica tra due flussi di aria. Da questo punto di vista non si tratta di recuperatori veri e propri, perché per lo scambio termico è sempre necessario il contributo di un ciclo frigorifero il cui consumo energetico si somma a quello di ventilazione per la movimentazione dell'aria attraverso gli scambiatori. Per questo motivo, i recuperatori termodinamici non possono essere caratterizzati dall'efficienza energetica, ma solo dal COP. I recuperatori termodinamici più diffusi sono quelli:

- A espansione diretta (ciclo frigorifero a compressione);
- Idronici (ciclo frigorifero a compressione);
- Idronici (ciclo frigorifero ad assorbimento);
- A sfruttamento del sottoraffreddamento (ciclo frigorifero a compressione e funzionamento solo in riscaldamento).

I recuperatori termodinamici a espansione diretta

Nei recuperatori di calore a espansione diretta il trasferimento di energia termica dal flusso di aria più calda a quello di aria più fredda viene effettuato mediante un circuito frigorifero a espansione diretta in pompa di calore. Nel

funzionamento in raffreddamento lo scambiatore posto nella condotta di espulsione lavora come condensatore, mentre quello posto sulla condotta di presa d'aria esterna (rinnovo) lavora come evaporatore. In questo modo l'aria espulsa alle condizioni in ambiente si riscalda, mentre quella di rinnovo si raffredda. Nel funzionamento in riscaldamento, il ciclo frigorifero si inverte: lo scambiatore-

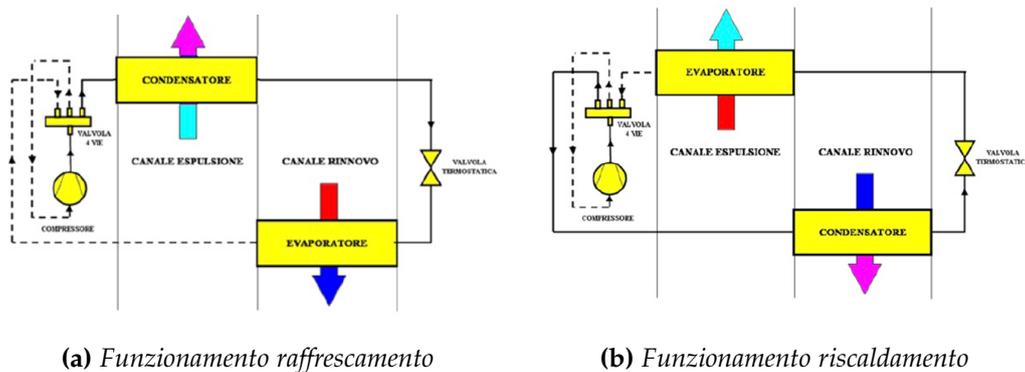


Figura 4.9: Schemi esemplificativi del funzionamento in raffreddamento e riscaldamento

re sull'aria di espulsione lavora da evaporatore, mentre quello sulla condotta di rinnovo lavora da condensatore. In questo modo l'aria espulsa alle condizioni in ambiente si raffredda, mentre quella di rinnovo si riscalda.

I recuperatori termodinamici idronici

Una funzione simile a quella del recuperatore termodinamico a espansione diretta può essere realizzata con gruppi frigoriferi acqua-acqua. Il recupero di calore avviene attraverso due batterie di scambio termico collegate con due distinti circuiti idraulici, uno di acqua refrigerata collegato all'evaporatore, l'altro di acqua calda collegato al condensatore.

Funzionamento in riscaldamento:

Il circuito idraulico del condensatore alimenta la batteria di scambio posta sulla condotta dell'aria di rinnovo, mentre quello dell'evaporatore è collegato alla batteria posta sulla condotta di espulsione. Il recuperatore idronico presenta quattro vantaggi:

- il primo è dato dal fatto che la regolazione della potenza termica erogata è molto più semplice rispetto a quella dei sistemi a espansione diretta, grazie alla possibilità di regolare direttamente variando la portata di acqua sulle batterie di scambio e non quella refrigerante;
- il secondo è quello di avere a disposizione energia termica da sfruttare per altre utenze calde;
- il terzo vantaggio è quello di poter servire con un unico circuito idraulico e un'unica pompa di calore più centrali di trattamento aria, mentre con i recuperatori termodinamici a espansione diretta ogni singola CTA deve essere dotata di un proprio circuito frigorifero;
- il quarto vantaggio deriva dal terzo, infatti per ridurre le perdite di carico sul lato aria delle CTA, sempre meno energivore, conviene inserire solo una batteria sull'aria di espulsione e togliere quelle di immissione, lasciando il compito di riscaldare l'aria esterna alle sole batterie di pre e post riscaldamento.

Funzionamento in raffrescamento:

Rispetto a un recuperatore termodinamico ad espansione diretta, quello idronico ha il vantaggio di poter cedere il calore di condensazione ad altre utenze calde, come le batterie di post riscaldamento estivo e il preriscaldamento dell'acqua sanitaria. Le batterie di scambio poste sulla condotta di espulsione vengono disattivate. Il circuito idraulico dell'evaporatore lavora in parallelo con il gruppo frigorifero principale a servizio delle batterie fredde delle CTA, mentre il circuito idraulico del condensatore è collegato alle batterie di post riscaldamento delle CTA e alla produzione di ACS (preriscaldamento). Utilizzando un sistema termodinamico idronico, l'efficienza globale del sistema migliora e i costi si abbassano.

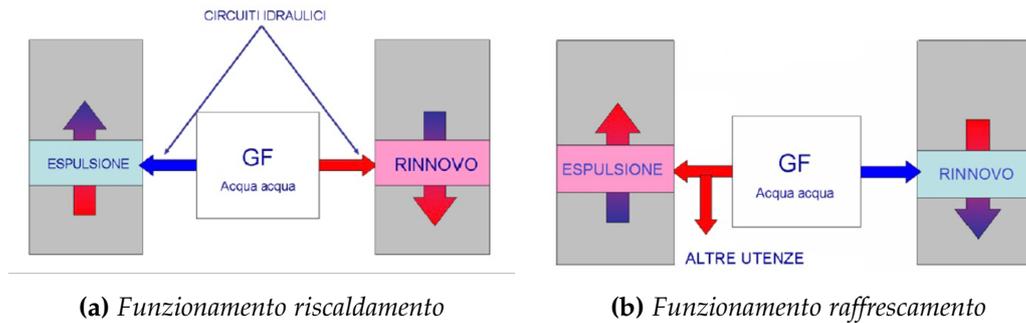
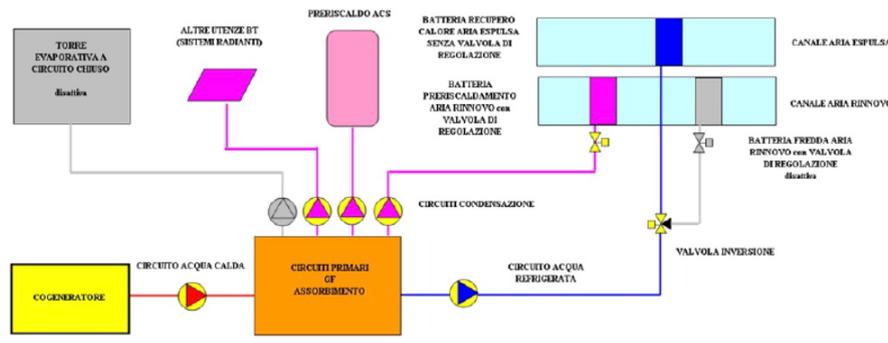


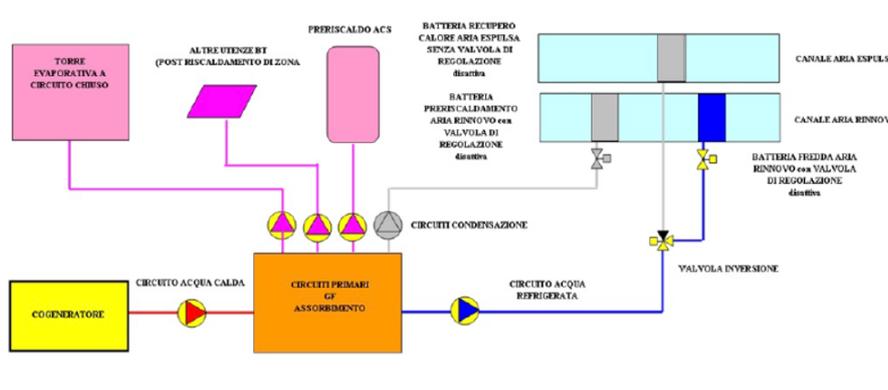
Figura 4.10: Schemi esemplificativi del funzionamento in raffrescamento e riscaldamento

I recuperatori termodinamici idronici con pompe di calore ad assorbimento

I recuperatori di calore termodinamici idronici possono anche utilizzare gruppi frigoriferi ad assorbimento. Questo sistema è da adottare solamente quando si abbia un impianto di trigenerazione nel quale la macchina ad assorbimento è attiva in raffrescamento e spenta nel periodo di riscaldamento, per cui dispone di un componente molto costoso che non funziona per gran parte del tempo, mentre potrebbe essere impiegato per recuperare energia termica dall'aria espulsa. L'evaporatore del gruppo frigorifero ad assorbimento in riscaldamento è collegato a una batteria fredda senza alcuna regolazione, inserita nella condotta di espulsione dell'aria, mentre il condensatore è collegato alle utenze a bassa temperatura. Rispetto alla soluzione con macchine a compressione, i valori della temperatura di produzione dell'acqua dal condensatore sono inferiori, con un massimo pari a 35 °C. In raffrescamento, la batteria posta sulla condotta di espulsione viene esclusa e il gruppo frigorifero ad assorbimento produce acqua refrigerata per le batterie fredde, mentre l'acqua calda di condensazione può essere utilizzata per il post riscaldamento, per il preriscaldamento della ACS, oppure smaltita attraverso una torre evaporativa.



(a) Funzionamento riscaldamento



(b) Funzionamento raffrescamento

Figura 4.11: Schemi esemplificativi del funzionamento in raffrescamento e riscaldamento

I recuperatori termodinamici idronici con pompe di calore ad assorbimento

Tutti i sistemi di recupero del calore fin qui individuati richiedono che vi sia necessariamente una linea di espulsione dell'aria, vicina o meno a quella di presa di aria di rinnovo. Nella realtà, però, non sempre è prevista una linea di espulsione dell'aria. Un esempio è quello di un albergo in cui si debba garantire una sovrappressione pari a 1 vol/h, per cui è difficile che vi sia una linea di espulsione comune, visto che la maggior parte dell'aria viene espulsa dai bagni e un'altra parte esce naturalmente attraverso le aperture. In questi casi, in riscaldamento, si può sfruttare l'incremento di sottoraffreddamento di un ciclo frigorifero a pompa di calore. Vi sono diversi vantaggi:

- non c'è alcun consumo elettrico aggiuntivo dei compressori, perché il recupero è totale e completamente gratuito;

- basta un'unica batteria;
- i costi di installazione sono limitati;
- è sufficiente che la pompa di calore sia dotata di un sottoraffreddatore sulla linea del liquido.

Per contro, è necessario che l'evaporatore abbia una superficie di scambio maggiorata.

4.3.4 I Recuperatori geotermici

Una sorgente geotermica ha il vantaggio di trovarsi a temperature basse e generalmente costanti nell'anno. Ad esempio, al di sotto dei 10 metri di profondità l'acqua di mare si trova generalmente a temperatura costante, con valori compresi tra 10 e 12 °C. Il terreno utilizzato per la geotermia grazie a sonde verticali si trova alla temperatura media annuale della località, in Italia tra 12 e 16 °C. Temperature simili hanno anche le acque di falde più profonde, mentre le acque superficiali hanno temperature più variabili nel corso dell'anno, ma in alcuni casi ancora vantaggiose per il free-cooling indiretto. Queste temperature sono mediamente troppo elevate per poter sfruttare la sorgente accoppiandola a un terminale tradizionale e soprattutto impediscono una buona deumidificazione. La sorgente geotermica può però essere utilizzata per preraffreddare l'aria in estate (free-cooling indiretto) e preriscaldare in inverno (free-heating). I recuperatori geotermici sono di due tipi:

- a scambio diretto con terreno, che viene utilizzato in impianti residenziali di piccole dimensioni abbinati a scambiatori ad alta efficienza con temperatura di ingresso oltre lo 0 °C per evitare la formazione di brina. Le condotte sono annegate nel terreno ad oltre 2 mt di profondità ma il rendimento è generalmente basso e le perdite di carico abbastanza elevate. L'aspetto critico è data dalla pulizia delle condotte dell'aria poste sotto terra.
- lo scambio intermedio avviene mediante due circuiti idraulici collegati tra loro attraverso uno scambiatore. Nel circuito primario circola l'acqua della sorgente termica, in quello secondario circola l'acqua collegata a una

batteria di scambio termico posta sulla condotta dell'aria di rinnovo. L'acqua della sorgente raffredda quella del circuito, che a sua volta raffredda l'aria di rinnovo attraverso la batteria di scambio termico. Ovviamente, in inverno si verifica la situazione opposta.

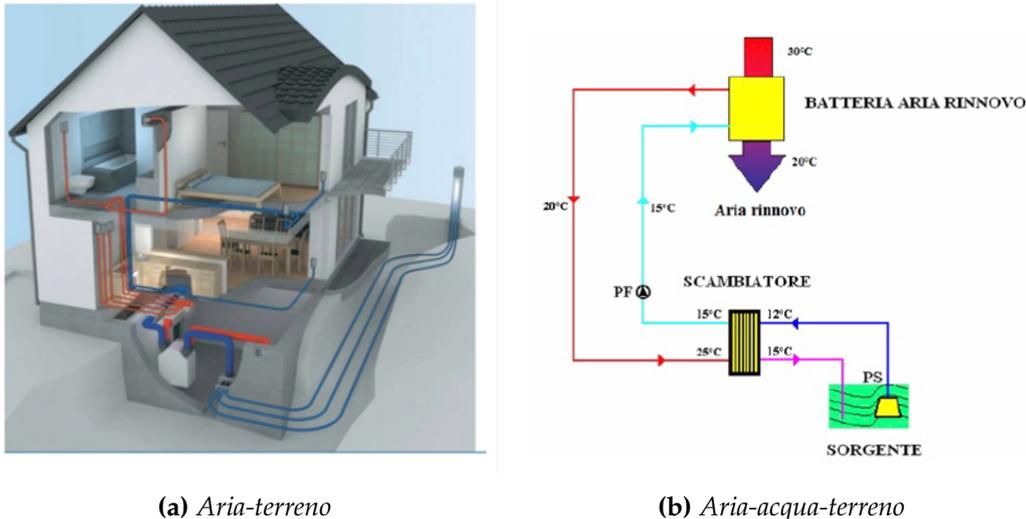


Figura 4.12: Schemi esemplificativi del funzionamento dei due tipi di recuperatori geotermici

4.3.5 I recuperatori per il post-riscaldamento estivo

Quando viene effettuato un raffrescamento con post-riscaldamento, la spesa di energia aumenta per l'intera quota parte riguardante il post-riscaldamento, perché l'aria viene portata dalla batteria fredda a un valore di entalpia più bassa di quella richiesto (punto B anziché punto I). La potenza frigorifera richiesta per il trattamento è direttamente proporzionale alla differenza di entalpia ($h_e \sim h_b$) tra ambiente e batteria fredda, mentre l'energia frigorifera richiesta dall'ambiente è proporzionale alla differenza di entalpia ($h_b \sim h_i$) tra inizio trattamento e punto di immissione. Quindi la differenza di entalpia ($h_i \sim h_b$) tra il punto di immissione e il punto B a valle della batteria fredda rappresenta una perdita energetica secca che è sempre presente e che è dovuta al fatto che l'aria viene portata in condizioni caratterizzate da un valore di entalpia minore per poi essere riscaldata. Se l'energia termica fosse prodotta con un generatore invece di essere recuperata dal calore di recupero dei gruppi frigoriferi, la perdita

di energia sarebbe doppia. L'energia totale richiesta dal trattamento sarebbe proporzionale a $(h_e \sim h_b) + (h_e \sim h_i)$ e la perdita sarebbe pari a $2 \cdot (h_i \sim h_b)$.

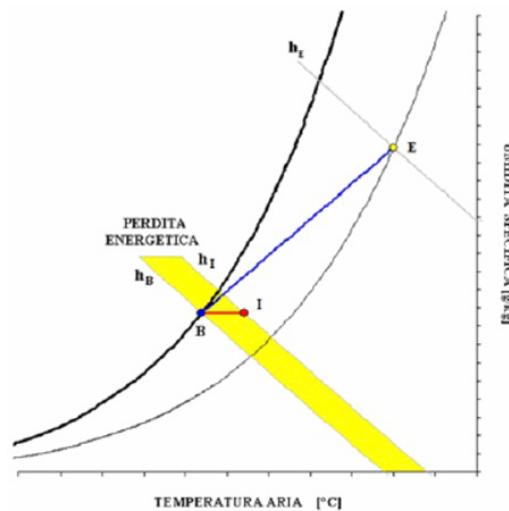


Figura 4.13: Andamento perdita energetica in funzione della temperatura e umidità specifica

I recuperatori rigenerativi (run around coil)

Sono costituiti da una batteria di preriscaldamento e una di postriscaldamento ed il recupero rigenerativo si ottiene mettendo in serie le due batterie durante il funzionamento in raffrescamento. Vi sono due flussi di aria: uno caldo da raffreddare e uno freddo da riscaldare, quindi è necessario utilizzare uno scambiatore a batterie coniugate. L'utilizzo delle batterie di pre e post riscaldamento per effettuare il recupero rigenerativo, comunque presenti, fa sì che non vi sia alcun aumento di potenza elettrica per i ventilatori. Di conseguenza il COP di questo sistema di recupero è infinito. Tra i vantaggi abbiamo sicuramente risparmi energetici molto elevati e perdite di carico lato aria nulle in quanto si usano le batterie di scambio già esistenti.

I recuperatori di calore dall'aria di espulsione

Quando non si ha a disposizione energia di recupero dai gruppi frigoriferi, si può recuperare calore dall'aria di espulsione mediante uno scambiatore

aria-aria solo sensibile. Rispetto al recupero rigenerativo, il sistema presenta i seguenti svantaggi:

- la potenza frigorifera rimane inalterata, proporzionale alla differenza $(h_e \sim h_b)$, quindi questo sistema è solo un'alternativa al recupero di recupero dai gruppi frigoriferi;
- deve permettere la regolazione della potenza, quindi il recuperatore deve essere a batterie coniugate o rotativo;
- può essere usato solamente in impianti che servono un unico ambiente;
- lo scambiatore deve essere aggiunto alle altre apparecchiature della CTA;
- le perdite di carico e l'energia di pompaggio richiesta ai ventilatori aumentano a causa della presenza di un ulteriore recuperatore, con un danno energetico non indifferente.

Di contro, i recuperatori di calore dall'aria di espulsione presentano un vantaggio interessante per il quale non serve un generatore per il post-riscaldamento.

Capitolo 5

Il Progetto dell'impianto

La realizzazione di un progetto per l'installazione di un sistema di ventilazione meccanica controllata in un edificio deve tenere conto di alcuni elementi di base che sono determinanti al fine di scegliere la corretta impostazione impiantistica e per effettuare un corretto dimensionamento dell'impianto. In questa trattazione si considera in modo specifico la situazione di un edificio scolastico di nuova costruzione, caratterizzato da corpi scaldanti del tipo a radiatori, in cui si vuole inserire un sistema di VMC per il controllo dell'aria. La maggior parte degli edifici scolastici non è provvista di sistemi di ventilazione meccanizzata mentre il contesto richiederebbe comunque di prestarvi grande attenzione per i seguenti motivi:

- Le aule in cui generalmente si svolgono le lezioni hanno una concentrazione elevata di persone per unità di volume, con un carico di contaminanti indoor piuttosto elevato;
- Come conseguenza del punto precedente, il fabbisogno di portate d'aria di ricambio per garantire condizioni soddisfacenti di qualità dell'aria interna è elevato;
- Il flusso importante di aria dall'esterno determina oltre ai carichi indoor un incremento della concentrazione di contaminanti provenienti dall'ambiente esterno, effetto che si può contrastare mediante opportuni sistemi di filtrazione;
- Il flusso di aria di ricambio comporta un apporto significativo sul bilancio energetico dell'edificio, quindi si rende necessaria l'introduzione di

recuperatore di calore ai fini del conseguimento di livelli accettabili di efficienza energetica.

5.1 Impostazione del progetto

I dati fondamentali per la progettazione dell'impianto si riferiscono ai requisiti per conseguire le corrette portate di ricambio dell'aria a seconda della tipologia d'uso e della dimensione dei locali. Occorre infatti considerare che in un ambiente scolastico vi sono diverse tipologie di ambienti, ciascuna con esigenze di ventilazione differenti, per la circolazione dell'aria, per il sistema di immissione ed estrazione, per le tempistiche di utilizzo e di funzionamento degli impianti. Si possono distinguere i seguenti casi:

- Aule per lezione frontale: sono caratterizzate da una densità occupazionale elevata e hanno un utilizzo continuativo da 4 fino a 7 ore con intervalli intermedi di assenza;
- Aule per attività specifiche (laboratori): sono caratterizzati da un utilizzo non continuativo ma possono avere un maggiore carico di contaminanti endogeni rispetto ad aule tradizionali per la presenza di dispositivi in funzione (computer);
- Piccole aule o sale riunioni: generalmente caratterizzate da volumi ridotti sono utilizzate saltuariamente e possono subire una stagnazione degli agenti inquinanti, soprattutto se rimangono per lungo tempo con porte chiuse senza comunicare con gli altri ambienti;
- Servizi: richiedono un tasso di ventilazione elevato ma generalmente riguardano volumi minimi rispetto all'edificio complessivo;
- Corridoi, atri, pianerottoli: sono caratterizzati da una concentrazione elevata di presenza per brevi periodi nella giornata, possono essere soggetti a frequenti aperture verso l'esterno che limitano in termini di prestazioni e di efficacia gli effetti della ventilazione meccanica controllata;
- Mensa: è solitamente caratterizzata da volumi importanti in cui la densità di occupanti è elevata e concentrata in determinati orari. Oltre al carico di

contaminanti generato dalle persone occorre tenere conto della presenza di vapore d'acqua e di odori;

- Cucine: l'ambiente dedicato alla preparazione dei pasti non viene preso in esame in questa trattazione in quanto la presenza di cappe aspiranti e prese d'aria esterna dirette necessarie per l'adempimento dei parametri imposti dalle norme di settore crea un micro-clima specifico. È comunque importante garantire una separazione fisica tra le cucine e gli altri ambienti (porte a tenuta con meccanismo di auto-chiusura).

Il conseguimento di una buona efficienza del sistema richiede una corretta valutazione degli aspetti sopra indicati per la scelta delle macchine, per il dimensionamento delle linee di distribuzione e per il sistema di regolazione. Il calcolo delle portate di aria per il semplice ricambio tiene conto dei valori minimi di portate indicati nella norma UNI 10339 e delle valutazioni secondo la teoria sviluppata da Fanger, basate ad esempio sulla valutazione della concentrazione di CO₂. È determinante la disposizione delle bocchette di immissione ed estrazione all'interno degli ambienti, onde evitare velocità dell'aria troppo elevate che inciderebbero negativamente sull'efficienza di ventilazione. Il sistema di immissione ed estrazione, così come le canalizzazioni di distribuzione, deve essere opportunamente progettato per potersi integrare in modo adeguato nell'architettura dell'edificio, senza compromettere l'accessibilità e la funzionalità per le ispezioni e la manutenzione. La regolazione dell'impianto è un aspetto di grande importanza e deve poter tenere conto di alcuni requisiti fondamentali per consentire il conseguimento di buoni risultati nella gestione:

- un buon livello di programmabilità da parte del personale tecnico incaricato della gestione dell'edificio;
- una interfaccia semplice e comprensibile basata su centraline elettroniche con display contenenti i dati e le impostazioni fondamentali, tralasciando parametri di fine regolazione che spesso sono fonte di errori e impostazioni sbagliate;
- presenza di sensori e attuatori per una adeguata regolazione automatica finalizzata all'ottimizzazione dei consumi energetici e della qualità dell'aria.

5.2 Calcolo delle portate d'aria

La portata di aria nominale di progetto deve essere valutata secondo la destinazione d'uso di ciascun ambiente adottando i criteri descritti ai paragrafi precedenti ed in particolare:

- Rispetto del valore minimo imposto dalla normativa (cfr. UNI 10339);
- Valutazione di una corretta ventilazione per la rimozione dei contaminanti prodotti in ambiente (teoria di Fanger), assumendo come criterio la produzione di CO₂, fattore peraltro facilmente misurabile ai fini di verifiche di collaudo;
- Valutazione della efficienza di ventilazione.

Nel caso specifico, ipotizzando tipologie omogenee di locali caratteristici di un edificio scolastico, con le relative dimensioni indicative di riferimento, i requisiti minimi di ricambio dell'aria secondo la norma UNI 10339 sono indicati nella tabella 5.1 (fig.5.1).

	Tipologia locale	Superficie	Volume	Portata aria ricambio unitaria	Indice di affollamento	Portata aria su volume	Portata aria totale
		[m ²]	[m ³]	[l/s/pers.]	[pers/m ²]	[1/h]	[m ³ /h]
1	AULA	60	210	5	0,45	2,3	486
2	LABORATORIO	80	280	7	0,3	2,2	605
3	SALA INSEGNANTI	40	140	6	0,3	1,9	259
4	SERVIZI	15	52,5			8	420
5	MENSA	150	525	10	0,6	6,2	3240

Figura 5.1: Tab 5.1 – Ricambi d'aria in locali uso scolastico (UNI 10339)

Secondo la teoria sviluppata da Fanger il calcolo del ricambio dell'aria è determinato sulla base della qualità dell'aria; a tal proposito, ipotizzando trascurabile l'apporto di altre sorgenti indoor di CO₂, si considera una produzione pro-capite di CO₂ pari a circa 20 l/h e dal relativo diagramma, per il soddisfacimento delle condizioni limite indoor ($\Delta C = 600$ ppm), si ricava una portata d'aria di 10 l/s a persona. Si ottengono così i risultati illustrati nella tabella 5.2 (fig.5.2):

	Tipologia locale	Superficie	Volume	Portata aria ricambio unitaria	Indice di affollamento stimato	Portata aria su volume	Portata aria totale
		[m ²]	[m ³]	[l/s/pers.]	[pers]	[1/h]	[m ³ /h]
1	AULA	60	210	10	25	4,3	900
2	LABORATORIO	80	280	10	25	3,2	900
3	SALA INSEGNANTI	40	140	10	10	2,6	360
4	SERVIZI	15	52,5	10	5	3,4	180
5	MENSA	150	525	10	90	6,2	3240

Figura 5.2: Tab 5.2 – Ricambi d’aria in locali uso scolastico (Fanger)

Il valore dell’efficienza di ventilazione si può stimare pari a 1 considerando i seguenti fattori:

- immissione aria a parete verticale in posizione alta, in prossimità dello spigolo tra parete e soffitto;
- estrazione aria a parete verticale, in posizione bassa a circa 15-20 cm dal pavimento, nel lato opposto a quello di immissione;
- differenza di temperatura di immissione e temperatura ambiente di circa $-3\text{ °C}(\pm 1\text{ °C})$.

Per definire le condizioni di progetto occorre tenere conto per ciascuna tipologia di locale del valore più cautelativo tra quelli indicati nella tabella 5.1 e nella tabella 5.2, ed in particolare quello con il numero di ricambi d’aria più elevato.

5.3 Verifica del carico termico

L’applicazione dei sistemi di ventilazione meccanica negli edifici che per destinazione d’uso richiedono un tasso elevato di ricambio d’aria, comporta una variazione significativa del bilancio termico nei singoli locali rispetto alla situazione con ventilazione naturale. Occorre quindi calcolare i parametri di temperatura e potenza termica per verificare se l’impianto esistente è sufficiente a garantire le condizioni di progetto. Considerando edifici scolastici questo aspetto assume importanza in particolare nella stagione invernale. Con riferimento all’equazione di bilancio termico già descritta nei capitoli precedenti, e riportata nella (5.1), la componente relativa alla ventilazione può essere scritta dettagliatamente nella forma indicata dalla (5.2), mentre il bilancio delle portate di aria è

indicato nella (5.3).

$$Q_{cli} + Q_{tr} + Q_{ve} + Q_{gains} = 0 \quad (5.1)$$

$$Q_{ve} = W_{a,f} \cdot c \cdot t_e + W_{a,0} \cdot c \cdot t'_i + W_{a,v} \cdot c \cdot t_m - W_a \cdot c \cdot t^*_i \quad (5.2)$$

$$W_a = W_{a,f} + W_{a,0} + W_{a,v} \quad (5.3)$$

dove:

- $W_{a,f}$: portata di aria dovuta alle infiltrazioni dall'esterno;
- $W_{a,0}$: portata di aria dovuta alle infiltrazioni da ambienti limitrofi;
- $W_{a,v}$: portata di aria dovuta ventilazione meccanica;
- W_a : portata di aria uscente;
- t_e : temperatura esterna;
- t'_i : temperatura ambienti limitrofi;
- t_m : temperatura di mandata impianto di ventilazione;
- t^*_i : temperatura ambiente interno;
- c : calore specifico dell'aria.

Considerando un approccio semplificato che tiene conto delle seguenti ipotesi:

- Apporto delle infiltrazioni d'aria trascurabile per la presenza in particolare di serramenti con minima permeabilità all'aria;
- Apporto delle infiltrazioni da locali limitrofi trascurabile in quanto la ventilazione meccanica prevista è a doppio flusso sui singoli locali;

la (5.2) si può scrivere nella forma della (5.4) da cui, assumendo in prima approssimazione $W_a = W_{a,v}$ e considerando costante il valore di capacità termica dell'aria (c) si ottiene l'equazione (5.5).

$$Q_{ve} = W_{a,v} \cdot c \cdot t_m - W_a \cdot c \cdot t^*_i \quad (5.4)$$

$$Q_{ve} = W_a \cdot c \cdot (t_m - t^*_i) \quad (5.5)$$

Ai fini del calcolo occorre stimare la temperatura di mandata del sistema di ventilazione. Con l'utilizzo di scambiatori a recupero termico e in assenza di post-riscaldamento, la temperatura t_m è determinata dall'efficienza dello scambiatore e dalla differenza di temperatura tra l'ambiente esterno (variabile) e quella interna, generalmente costante, fissata a un determinato valore di *set-point* in condizioni estive o invernali. A partire dall'equazione che caratterizza il rendimento dello scambiatore indicata in (5.6) e tenendo conto delle seguenti ipotesi:

- effetto dello scambio termico del calore latente trascurabile;
- uguale valore di portata in massa dell'aria in ingresso e in uscita ($G_{in} = G_{out}$);
- capacità termica dell'aria $c_{p,a}$ costante nel campo di temperatura interessato;

si ricava la temperatura di immissione del sistema di ventilazione t_m come indicato nella (5.7).

$$\eta = \frac{G_{in} \cdot \Delta h_{in}}{G_{out} \cdot \Delta h_{out}} = \frac{G_{in} \cdot c_{p,a} \cdot (t_m - t_e)}{G_{out} \cdot c_{p,a} \cdot (t^*_i - t_e)} = \frac{(t_m - t_e)}{(t^*_i - t_e)} \quad (5.6)$$

$$t_m = t_e + \eta \cdot (t^*_i - t_e) \quad (5.7)$$

La temperatura di immissione (t_m) si può quindi esprimere in funzione della temperatura esterna (t_e) al variare del rendimento dello scambiatore di calore. In alcune situazioni è preferibile ridurre la portata di estrazione per garantire una certa sovrappressione all'interno dei locali, per limitare il fenomeno delle infiltrazioni: la differenza tra le portate non deve superare indicativamente il valore del 10%, onde evitare effetti negativi sull'efficienza di ventilazione in quanto entrerebbero in gioco fattori quali le esfiltrazioni che non partecipano allo scambio termico. Ai fini progettuali occorre definire una condizione nominale per la verifica del bilancio termico, fissando ad esempio il valore di

temperatura esterna di progetto come previsto dal D.P.R. 412/93. Si procede quindi alla verifica del corretto dimensionamento dell'impianto termico di progetto analizzando in particolare la potenza utile resa dalla sommatoria dei corpi scaldanti presenti e le dispersioni termiche considerando la ventilazione meccanica. In caso di verifica negativa occorre effettuare una scelta progettuale tra diverse soluzioni:

- Integrare i corpi scaldanti nel locale, se le condizioni al contorno lo consentono;
- Ridurre la portata di aria di ricambio con una incidenza sulla qualità dell'aria entro certi intervalli di tolleranza e di accettabilità;
- Ridurre la componente di trasmissione termica attraverso l'involucro a favore della ventilazione mediante interventi di coibentazione.

In fase di progettazione sono disponibili programmi dedicati per consentire la valutazione delle condizioni nominali e per calcolare il fabbisogno energetico medio annuale simulando l'andamento del clima esterno sulla base dei dati previsti dalla normativa (metodo dei gradi-giorno).

5.4 Il sistema di immissione ed estrazione dell'aria

Il sistema di immissione ed estrazione dell'aria in ambiente deve essere progettato tenendo conto principalmente dei seguenti aspetti:

- Caratteristiche geometriche del locale: dimensioni in pianta, altezza interna, presenza di volumi, morfologia;
- Posizione di porte di ingresso e serramenti;
- Disposizione delle bocchette per massimizzare efficienza di ventilazione;
- Presenza di sorgenti di calore e relativo orientamento dei flussi d'aria;
- Velocità dell'aria.

Le aule di tipo scolastico, i laboratori, i locali destinati ad uso ufficio o a riunioni sono generalmente caratterizzate da una geometria regolare a base rettangolare o quadrata con altezze che variano intorno a una media tra i 3 e i 4 metri.

Spesso vi sono serramenti che si sviluppano su dimensioni piuttosto ampie collocati su uno o due lati e generalmente nelle nicchie ricavate in corrispondenza dei sottofinestra sono posizionati i corpi scaldanti. I limiti massimi per la velocità dell'aria in ambiente sono definiti dalla citata norma UNI 10339 oltre a prescrizioni che provengono da dati presenti in letteratura. Si considera un limite massimo di $0,10 \text{ m/s}$ (UNI 10339 prospetto X), che trova riscontro con i parametri definiti secondo la teoria di Fanger per una resistenza termica di abbigliamento di $0,5\text{--}0,7 \text{ CLO}$ e una attività fisica corrispondente a $1,2\text{--}1,5 \text{ MET}$. Nelle aule, la soluzione prescelta per l'immissione dell'aria è la collocazione di bocchette alte a parete verticale (sfruttando l'effetto Coanda) con ripresa dell'aria di estrazione sempre a parete verticale, possibilmente in basso e sul lato opposto all'immissione. Questa impostazione consente una buona efficienza di ventilazione (pari a 1) e non crea moti convettivi contrastanti con quelli generati dall'impianto di riscaldamento caratterizzato da radiatori in posizione sottofinestra. Nel caso dei servizi e dei bagni è preferibile adottare bocchette per sola estrazione, onde evitare che via siano situazioni in cui gli odori possano fluire verso altri locali adiacenti a causa di temporanei sbilanciamenti dell'impianto (apertura o chiusura di porte verso l'esterno) che incidono sulle portate di aria. Quindi, essendo i bagni in comunicazione con i corridoi, si preferisce adottare un sistema per cui l'immissione dell'aria avvenga nei corridoi e l'estrazione nei bagni, adottando accorgimenti tali per garantire la corretta circolazione. Nei corridoi, per una migliore distribuzione del flusso dell'aria sulla lunghezza possono essere adottati canali microforati in lamiera zincata al posto delle tradizionali bocchette.

5.5 Le macchine del trattamento dell'aria

La scelta della macchina per il trattamento dell'aria può essere definita in base ad alcune alternative possibili:

1. **Installazione di una macchina per grandi portate a servizio di tutto l'edificio (centralizzato):** permette di ridurre i costi di gestione e di manutenzione ma richiede un sistema di distribuzione articolato con sezioni dei canali il cui ingombro non è facilmente compatibile con gli spazi dispo-

nibili, soprattutto in applicazioni su edifici esistenti che non prevedono importanti interventi sulla struttura dell'edificio. Presupponendo che i ventilatori a bordo dell'unità ventilante centrale siano azionati da motori con inverter, la regolazione dell'impianto in funzione del fabbisogno nei singoli locali è demandata interamente al sistema di distribuzione, agendo su serrande con servomotore installate lungo le principali derivazioni. La macchina, completa della prima parte delle canalizzazioni, dei plenum ed eventuali accessori, in questo caso ha un ingombro significativo e deve essere posizionata in un apposito locale, generalmente al piano terreno o seminterrato, nel vano sottotetto o, dove possibile, all'esterno in copertura, tenendo conto di garantire un agevole accesso per gli interventi di manutenzione.

2. **Installazione di macchine per portate medio/grandi con una ripartizione dell'edificio a macro-zone (semi-centralizzato):** questa soluzione prevede una ripartizione dei volumi da trattare scegliendo una configurazione orizzontale (per piano) o verticale (per blocco), con una maggiore flessibilità nell'applicazione a edifici esistenti. Infatti la distribuzione su più circuiti di andata e ripresa consente di ridurre gli ingombri rispetto ad un unico impianto centralizzato e quindi di ovviare ai problemi di integrazione architettonica. Per quanto riguarda la regolazione valgono considerazioni analoghe a quelle di cui al punto precedente. Pur riducendo le dimensioni, anche in questo caso le macchine devono trovare un alloggiamento in locali dedicati, o all'esterno, per esempio su coperture piane, se presenti.
3. **Installazione di più macchine per portate ridotte distribuite (localizzati):** in questo caso si installano più unità di recupero a servizio di singoli locali o di piccoli raggruppamenti di locali con destinazione d'uso e tipologia di impiego omogenee. Se da un lato la presenza di più unità richiede oneri di manutenzione maggiori, questa soluzione consente di gestire volumi climatizzati in modo più puntuale, con una migliore flessibilità anche nella regolazione dei carichi. Considerate le dimensioni ridotte delle unità si possono trovare nell'edificio zone per la collocazione in vani e locali accessori o anche in posizione intradosso soffitto con

opportune rifiniture estetiche, rispettando in ogni caso la semplicità di accesso per la manutenzione. E' possibile raggruppare una o più aule con utilizzo continuativo oppure rendere indipendenti i laboratori, le sale riunioni, o aule ad utilizzo saltuario (sala musica, sala proiezioni). Considerata la possibilità di azionare le macchine con regolazioni individuali, anche in questo caso è necessario adottare ventilatori azionati da motori con inverter.

La scelta delle macchine incide fortemente sulla progettazione del sistema di distribuzione dell'aria che dovrà essere dimensionato di conseguenza.

5.6 Il sistema di distribuzione

Il sistema di distribuzione è articolato in base alla scelta della configurazione del numero e delle dimensioni delle unità di ventilazione adottate:

1. **Impianti centralizzati:** occorre individuare lo spazio per le dorsali principali in senso verticale (dalla copertura a scendere verso i locali o viceversa dal piano terreno o seminterrato a salire) e in senso orizzontale per raggiungere i punti di derivazione per la distribuzione nei locali. Si possono quindi ricavare o sfruttare cavedi verticali con dimensioni piuttosto generose, e installazioni a vista dei canali per esempio a intradosso solaio nei corridoi. Tutti gli ingombri generati dall'impianto devono essere compatibili con l'architettura interna dell'edificio e in particolare con le dimensioni e distanze minime richieste ai fini urbanistici e per la sicurezza (in particolare nelle zone di transito e nelle vie di esodo)
2. **Impianti semi-centralizzati:** in questo caso valgono analoghe considerazioni di cui al punto precedente ma la ripartizione del carico su più unità consente di ridurre la sezione dei canali principali. Occorre sempre tenere in considerazione e valutare attentamente in sede progettuale le problematiche legate agli ingombri e alla formazione di opportuni fori di passaggio nella struttura
3. **Impianti locali:** le unità possono essere collocate in prossimità dei punti di immissione ed estrazione dell'aria nei locali serviti, riducendo notevol-

mente le sezioni e la lunghezza dei canali d'aria, elementi che incidono anche a favore di un minore impatto acustico e una minore prevalenza richiesta ai ventilatori.

I canali d'aria sono realizzati in lamiera zincata, preferibilmente con sezione circolare, utilizzando sezioni quadrate o rettangolari esclusivamente nei tratti in cui sia necessario adeguare gli ingombri agli spazi disponibili. I canali sono installati prevalentemente all'interno dei locali riscaldati, a vista o parzialmente protetti da strutture in cartongesso o laterizio quindi non è prevista coibentazione. Si prevede un rivestimento termo-isolante solo per le canalizzazioni collocate all'esterno o in locali non riscaldati. È opportuno adottare accorgimenti per l'attenuazione passiva delle emissioni acustiche dell'impianto mediante l'installazione di silenziatori e setti fonoassorbenti in corrispondenza dei componenti dell'impianto che determinano sorgente di rumore (ventilatori, griglie, serrande, diffusori) tenendo conto che curve, plenum, condotti hanno una funzione fonoassorbente naturale. L'attenzione alle problematiche connesse al rumore è determinante in un ambiente di tipo scolastico e le possibili soluzioni sono da ricercare innanzitutto nel corretto posizionamento dell'unità di trattamento aria e nella geometria dei canali. Altro problema analogo alla propagazione del rumore è generato dalle vibrazioni, dovute alla presenza di macchine e fluidi all'interno di condotti vincolati rigidamente alle strutture. Per attenuare l'effetto generato dalle vibrazioni possono essere utilizzati i seguenti sistemi:

1. Opportuni isolatori costituiti da materiali resilienti tra l'involucro delle unità ventilanti e l'elemento di ancoraggio a parete, basamento o soffitto (per macchine appese);
2. Eventuale adozione di zavorre (per unità di grandi dimensioni installate a terra) per limitare lo spostamento provocato dalle vibrazioni;
3. Inserimento di giunti flessibili nei canali d'aria in corrispondenza del collegamento tra la macchina e i condotti principali;
4. Impiego di tasselli, ganci e supporti antivibranti per l'ancoraggio dei canali alle strutture dell'edificio;

5. Accorgimenti specifici in corrispondenza degli attraversamenti di pareti e solai.

Nel caso di impianti con necessità di regolazione lungo il sistema di distribuzione le serrande manuali o automatiche devono essere collocate in posizione tale da poter garantire un agevole accesso in caso di ispezione visiva e di manutenzione. La presenza di guasti o errato funzionamento della regolazione può generare condizioni ambientali insalubri o un incremento dei costi di gestione. I canali di aspirazione ed emissione all'esterno devono essere posizionati in modo tale che gli effluenti estratti non vengano ricircolati nella bocchetta di aspirazione, pertanto è prevista una distanza minima tra le due bocchette, sia negli impianti localizzati sia negli impianti di tipo centralizzato o semi-centralizzato.

5.7 La regolazione e il controllo dell'impianto

L'impianto di ventilazione meccanica deve essere equipaggiato con un sistema di regolazione e di controllo che ne ottimizza il funzionamento secondo l'effettivo fabbisogno. Nel caso specifico l'unità non svolge funzioni di climatizzazione in riscaldamento o raffrescamento, quindi l'obiettivo principale è quello di garantire all'interno dei locali le corrette portate di aria di ricambio per contenere la concentrazione di inquinanti. Il grado di risparmio e di efficienza energetica dell'impianto dipende in modo significativo dalla capacità del sistema di regolazione di inseguire la variazione delle condizioni ambientali. Nell'installazione in un edificio destinato ad uso scolastico occorre tenere conto di tre tipologie di regolazione e controllo, a seconda della tipologia di ambiente trattato.

- **Concentrazione inquinanti (CO₂):** per consentire la modulazione delle portate di aria secondo il numero di persone presenti e secondo l'attività svolta si utilizza un sensore di presenza di CO₂ agente in banda proporzionale sulla portata dell'aria di ricambio modulando la velocità del ventilatore o la parziale apertura della serranda di regolazione sul canale a servizio del singolo ambiente. Allo stato attuale la regolazione in funzione della CO₂ è uno dei metodi più efficienti per limitare i consumi energetici

- **Tempo di funzionamento:** in alcuni casi è possibile determinare a priori il periodo di occupazione di determinati ambienti, in modo da impostare il funzionamento della ventilazione (con o senza regolatore di portata) nelle fasce orarie richieste. Può essere applicato ad esempio alla ventilazione dei corridoi e dei vani di transito.
- **Temperatura ambiente:** la sonda di temperatura ambiente può essere utilizzata come sistema di controllo di secondo livello a valle del sistema a CO₂ o dell'orologio per verificare che le temperature interne non raggiungano livelli troppo bassi (inverno) o troppo elevati (estate). In questo caso il sistema deve essere in grado di fermare l'unità o commutarne il funzionamento.

5.8 La manutenzione

La manutenzione degli impianti di ventilazione è un aspetto fondamentale non solo per garantire la vita utile e l'efficienza del sistema, ma anche per evitare che le condizioni ambientali siano mantenute nei limiti previsti dalla normativa e per evitare in particolare che l'impianto possa generare e immettere negli ambienti serviti agenti inquinanti o batteri, e diventare esso stesso causa del problema per cui dovrebbe essere la soluzione. Generalmente la ditta installatrice è contrattualmente tenuta a consegnare al Committente il "Piano di Manutenzione dell'Opera", che descrive le operazioni e le relative scadenze temporali necessarie a perseguire i seguenti obiettivi:

- il mantenimento dei livelli prestazionali dei prodotti e dei beni d'uso;
- il mantenimento in stato di efficienza dei prodotti e dei beni d'uso;
- la riparazione dei prodotti e dei beni d'uso in avaria.

La manutenzione può essere classificata secondo la tipologia e la programmazione degli interventi:

- **A guasto:** intervento a rilevamento di guasto per ripristinare la funzione originaria del sistema;

- **Ciclica (o periodica):** serie di verifiche e interventi periodici, preventivi e programmati per garantire al sistema la corretta operatività funzionale e limitare il rischio di guasto o di fermo accidentale;
- **Migliorativa:** azioni di implementazione e miglioramento del sistema per la prevenzione di guasti, da svolgersi anche in base al rilevamento dati, monitoraggio di parametri e diagnostica del sistema;
- **Ordinaria (rif. D.P.R. 412/93):** interventi previsti nei libretti di uso e manutenzione degli apparecchi che richiedono l'impiego di materiali di consumo ordinari, ad esempio: lubrificazione di parti meccaniche, pulizia di condotti e scambiatori, verifica di serraggi di viti e bulloni.
- **Straordinaria (rif. D.P.R. 412/93):** in caso di anomalie o di guasto prevede interventi di riparazione, sostituzione e revisione di componenti o di parti dell'impianto affinché il sistema sia ricondotto al funzionamento previsto dal progetto. Sono interventi di manutenzione straordinaria anche quelli necessari per l'adeguamento normativo degli impianti.

Generalmente viene stipulato un contratto di manutenzione tra il Committente e la ditta che può assumere il ruolo di Terzo Responsabile, Gestore o Manutentore dell'impianto, in cui vengono specificate le operazioni da svolgere sull'impianto, le tempistiche per interventi programmati e per le urgenze, i costi ordinari e i costi straordinari. La definizione di un buon contratto di manutenzione è sempre una garanzia per il corretto funzionamento dell'impianto con il conseguimento di un livello di efficienza elevato. Il Piano di Manutenzione prevede inoltre le tempistiche per le suddette verifiche a seconda delle macchine e degli impianti installati, della destinazione d'uso, della tipologia di dispositivo (elettrico, meccanico, elettronico, attivo, passivo) o di componente (scambiatori, filtri) e della funzione svolta.

Capitolo 6

Il caso studio

In questo capitolo viene illustrato un caso studio per la progettazione in via preliminare di un sistema di ventilazione meccanica con recuperatore di calore per un edificio di tipo scolastico.

6.1 Caratteristiche dell'edificio

La nuova scuola dell'Infanzia prevista in progetto andrà ad ospitare la popolazione scolastica presente allo stato attuale nella scuola materna ubicata in Via Aldo Moro facente parte del Comprensorio dell'Istituto S. Pertini. L'esigenza della realizzazione di un nuovo plesso scolastico in sostituzione dell'esistente plesso di Via A. Moro è stata ravvisata dal medesimo Istituto Comprensorio che l'Ente comunale ha coinvolto, attraverso un processo di informazione preventiva della proposta, al fine di consentire che, in caso di finanziamento, il successivo percorso attuativo sia condiviso e partecipato. L'Amministrazione Comunale ha provveduto ad individuare un'area all'interno del territorio del capoluogo presso cui far sorgere il nuovo plesso scolastico, come da atto di indirizzo Delibera di Giunta Comunale. L'area in esame di proprietà comunale, e pertanto nella piena disponibilità dell'Ente medesimo, è identificata al Catasto Terreni al Foglio 12 Particelle 2864-2867; ad oggi si presenta ineditata ed è inserita nella parte centrale del quadrilatero prevalentemente residenziale nella zona ad ovest della principale arteria di Via Roma definito in particolare dalla Via Venezia, Via Firenze, Via Gorizia e il percorso pedonale. La zona in argomento è limitrofa al centro città, tra la linea di costa e la zona collinare, ben

connessa ai servizi di zona. Si riporta, sotto, la ripresa aerea con indicazione dell'area in argomento (fig. 6.1).

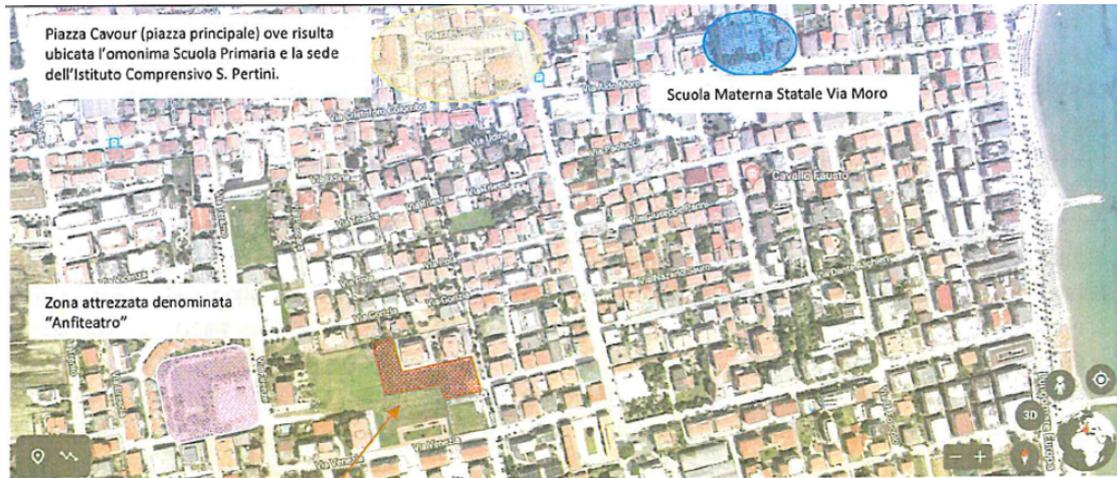


Figura 6.1: Area di interesse scuola di progetto (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)

L'area è totalmente urbanizzata, completa di fognature per acque bianche e nere, reti d'alimentazione idrica ed elettrica nonché di viabilità stradale. Dal punto di vista urbanistico l'area oggetto di intervento è inclusa all'interno del Piano di Recupero Urbano (P.R.U.) del Capoluogo del Comune di Martinsicuro (TE). Le zone che caratterizzano l'area del suddetto comparto sono di seguito riportate (fig. 6.2):

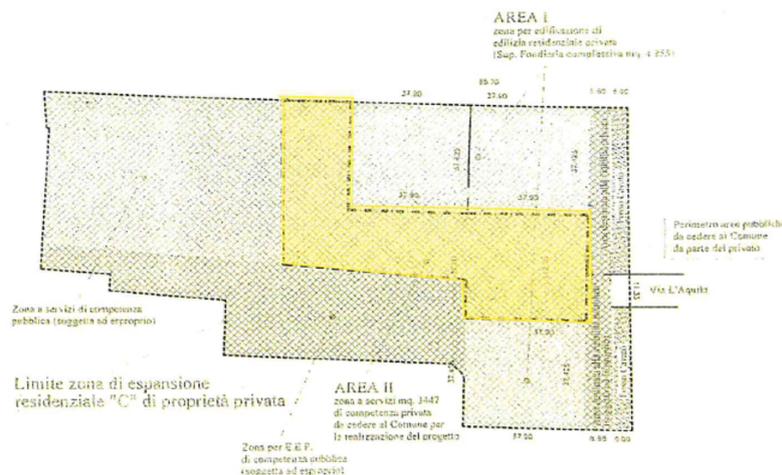


Figura 6.2: Zone comparto area di interesse (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)

In merito alla nuova previsione del plesso scolastico, il medesimo dovrà essere dimensionato al fine di ospitare la popolazione scolastica della Scuola Materna Statale di Via Aldo Moro consistente in n.9 sezioni con n.215 alunni iscritti che svolgono 40 h settimanali di attività didattica, prevedendo altresì un aumento di n.10 posti (ovvero del 5% circa rispetto ai posti esistenti). La proposta ha 'obiettivo di incidere positivamente sull'insegnamento e l'apprendimento degli studenti provvedendo a creare una struttura più sicura, sia dal punto di vista sismico che dal punto di vista della fruibilità degli spazi di progetto e dell'impiego dei materiali più innovativi per migliorare l'efficienza energetica dell'edificio riducendo consumi ed emissioni inquinanti. La costruzione dell'edificio conseguirà un consumo di energia primaria inferiore di almeno il 20% rispetto al requisito NZEB, previsto dalla normativa italiana. Il progetto prevede di realizzare il nuovo fabbricato in classe energetica A. Gli interventi principali previsti a riguardo sono:

- Realizzazione di involucro esterno con paramenti murari recanti adeguata stratigrafia di materiali e sistema di posa in opera;
- Copertura piana opportunamente isolata e impermeabilizzata;
- Posa in opera di infissi a taglio termico, ed opportuno isolamento acustico;
- Impianti tecnologici prestanti.

Si prevede, inoltre, l'installazione di sistemi di monitoraggio per il conteggio di consumi energetici al fine di monitorare le prestazioni energetiche dell'edificio. Di seguito (fig.6.3) si riporta un elenco esaustivo di tutti gli spazi con relative caratteristiche dimensionali, numero di alunni interessati e mq utili complessivi da realizzare con riferimento agli Indici previsti dal DM 18 Dicembre 1975.

RIFERIMENTO D.M. 18/12/1975	PARAMETRO	INDICE MINIMO mq PER ALUNNO	N. ALUNNI MAX	DATI PROGETTUALI (mq)	NOTE	
TABELLA 3/B	SUPERFICI LORDE PER ALUNNO	6,63	225	1492		
TABELLA 5	SPAZI PER ATTIVITA' ORDINATE					
	Attività A TAVOLINO	1,80	225	405	Riferimento art. 3.1.1 del D.M. 18/12/1975.	
	Attività SPECIALI	0,40	225	90		
	SPAZI PER ATTIVITA' LIBERE	0,90	225	202,5		
	SPAZIO PER ATTIVITA' PRATICHE					
	spogliatoio	0,50	225	112,50	Riferimento art. 3.9 del D.M. 18/12/1975.	
	locali lavabi e servizi igienici	0,67	225	150,75		
	deposito	0,13	225	29,25		
	A) SUB TOTALE SPAZI PER LA DIDATTICA				990,00	
	SPAZI PER LA MENSA					
	mensa (con ipotesi doppio turno di refezione)	0,40	225	90,00	Riferimento art. 3.6 del D.M. 18/12/1975.	
	cucina, anti-cucina (30mq fissi per ogni scuola)	0,35	225	78,75	30mq fissi per ogni scuola e non maggiore di 375 mq	
	B) SUB TOTALE SPAZI MENSA				168,75	
	ASSISTENZA					
	stanza per l'assistente	0,17	225	38,25	15mq fissi per ogni scuola	
	spogliatoi e servizi igienici insegnate	0,07	225	15,75	6mq fissi per ogni scuola	
	piccola lavanderia	0,04	225	9,00	4mq fissi per ogni scuola	
	CONNETTIVO E SERVIZI	1,24	225	279,00	Riferimento art. 3.8 del D.M. 18/12/1975.	
	c) SUB TOTALE SPAZI DI SERVIZIO				342,00	
	TOTALE SPAZI (A + B + C)				1500,75	Sup. Lorda pari alla Sup. netta aumentata del 15%
						1725,86
	INDICE DI SUPERFICIE NETTA GLOBALE	6,65	225	1496,25		
	SOMMA INDICI PARZIALI	5,43	225	1221,75		
connettivo e servizi/superficie totale netta per cento			0,19			

Figura 6.3: Elenco degli spazi con relative caratteristiche dimensionali della scuola di progetto (Fonte: Allegato 1 - Delibera della Giunta Comunale n.187 del 17/11/22)

6.2 Caratteristiche del software utilizzato

Il progetto dell'impianto, preso in considerazione, è stato sviluppato con il Software CADvent7. CADvent 7 è l'applicativo AutoCAD per il dimensionamento ed il calcolo di impianti di ventilazione che semplifica e velocizza il lavoro. CADvent 7 è un software che consente la progettazione e il disegno 2D/3D di impianti aeraulici, contenendo non solo le semplici informazioni geometriche degli elementi, ma anche tutti i dati tecnici necessari per la realizzazione dell'impianto, a partire dal suo dimensionamento fino alla produzione di liste

materiali per facilitare la stesura di capitolati. Attraverso questo applicativo, si può disegnare un impianto attraverso comandi immediati che si aggiungono a quelli standard di AutoCAD, come mostrato nelle figure sottostanti:

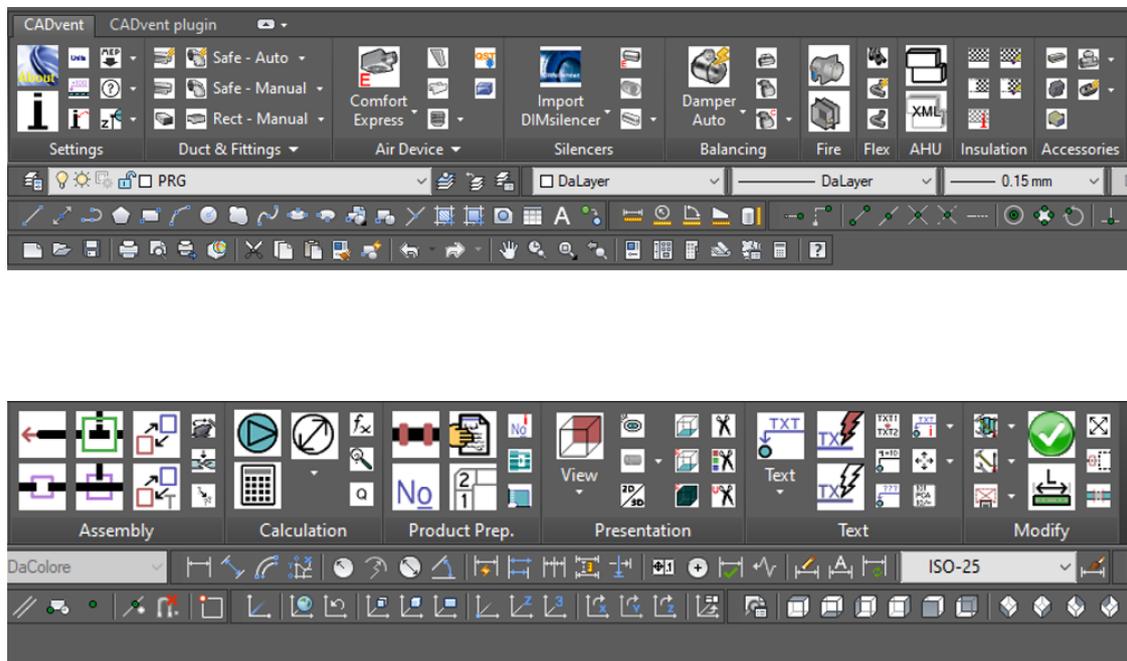
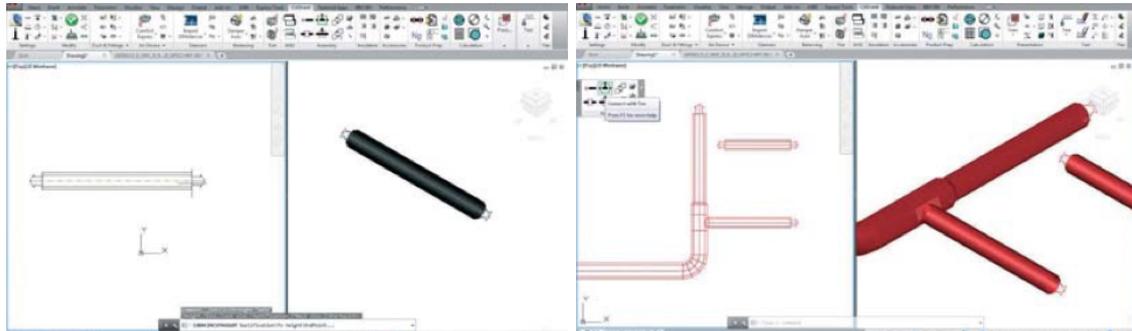


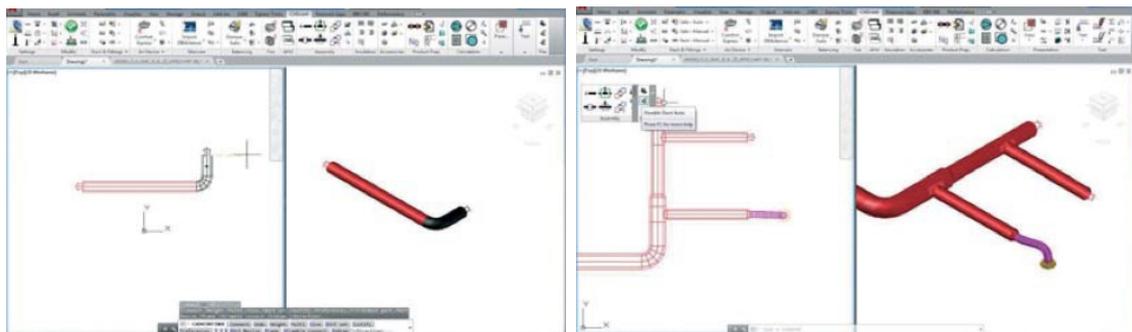
Figura 6.4: Comandi CADvent7

Con CADvent si hanno a disposizione tutti gli strumenti necessari per disegnare un impianto così come richiesto dal progetto. L'utilizzo di comandi semplici permette il disegno di canali circolari o rettangolari, curve, raccordi, e tutti i componenti del sistema di distribuzione *Lindab* (azienda commerciale multinazionale con sede italiana amministrativa e operativa in provincia di Padova e filiali in provincia di Milano, Torino e Napoli). Le funzioni costruttive di CADvent si basano su comandi semplici e immediati che producono curve o stacchi, connessioni a sella/tee, connessioni rigide/con flessibile, distribuzione a piano e a multipiano dei canali.



(a) Canali rettangolari e circolari

(b) Raccordi (tee, selle, riduzioni. . .)



(c) Curve

(d) Collegamento con flessibile

Figura 6.5: Finestre di dialogo per i prodotti

Per poter inserire nel progetto i prodotti desiderati a seconda delle misure e delle caratteristiche progettuali, questo software si basa sull'utilizzo di un database di prodotti *Lindab* o generici che possiamo inserire codificandoli per nome e ai quali si possono corredare dati tecnici completi. Per semplificare l'utilizzo dei database e la scelta dei prodotti da inserire, *Lindab* ha diviso i database in famiglie di prodotti.

Diffusori

La famiglia dei diffusori contiene le categorie di prodotti da diffusione, suddivisi per design, dimensione, applicazione (mandata e ripresa) e tipologia di installazione (a parete, a soffitto). Per ogni diffusore selezionato è possibile visualizzare i diagrammi interattivi di portata- perdita di carico-livello sonoro e impostare i dati di portata richiesta e posizione di installazione.

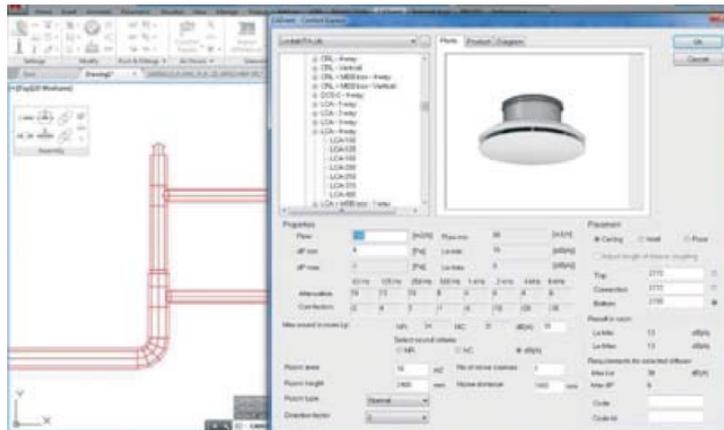


Figura 6.6: Finestre di dialogo per i diffusori

Regolazione

La regolazione contiene tutta la serie di serrande manuali e motorizzate *Lindab*. Per ogni serranda è possibile impostare portata e perdita di carico. È possibile inoltre impostare la regolazione dell'impianto a portata variabile o a pressione variabile.

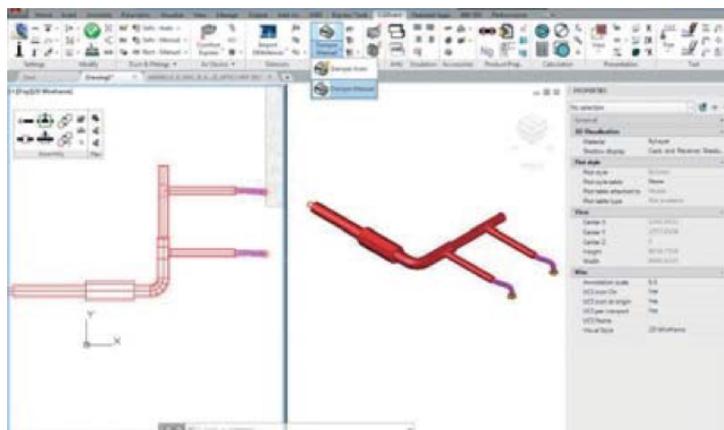


Figura 6.7: Finestre di dialogo per le serrande

Silenziatori

CADvent contiene un'ampia gamma di silenziatori circolari o rettangolari, rettilinei o curvi. Per ogni prodotto da inserire nell'impianto è possibile visualizzare la banda di attenuazione sonora.

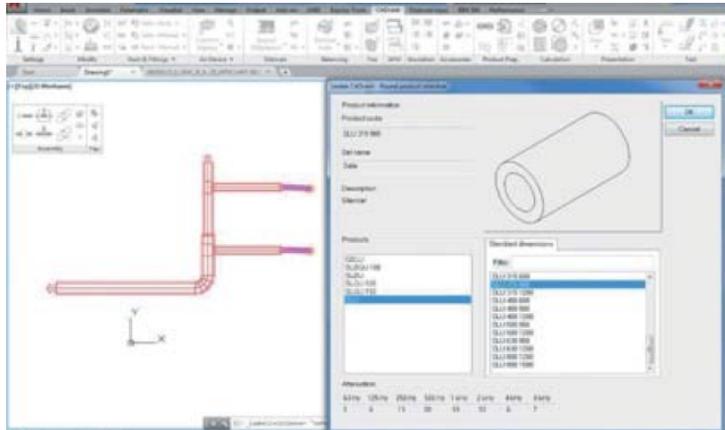


Figura 6.8: Finestre di dialogo per i silenziatori

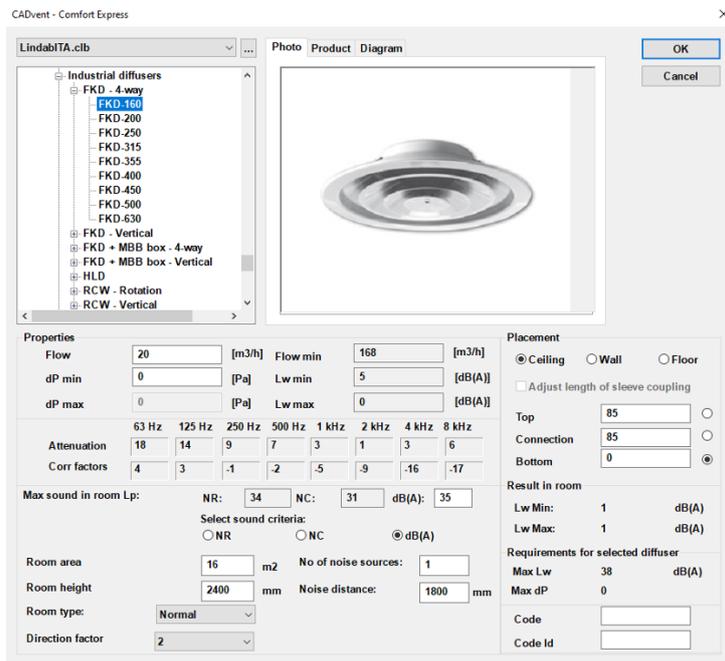


Figura 6.9: Finestre di dialogo con dati tecnici di un diffusore tipo

Verifica e bilanciamento impianto

Il dimensionamento dell'impianto avviene tramite l'impostazione di semplici parametri quali la scelta del metodo di dimensionamento, adottando ad esem-

pio il metodo di velocità massima. I parametri possono essere impostati sia per i sistemi distributivi, sia per sistemi e componenti VAV. Grazie alla funzione di autodimensionamento, CADvent ottimizza automaticamente i diametri dei canali di distribuzione, rispettando i parametri precedentemente selezionati. Con un semplice strumento di calcolo, CADvent inserisce i dispositivi di regolazione per il bilanciamento, come richiesto dal progetto, i valori di portata e pressione. Il progettista potrà accettare le modifiche apportate da CADvent oppure modificare l'impianto manualmente se necessario. In ultimo step è possibile inserire i dati di rumorosità dell'impianto e ottenere i risultati di potenza sonora generati dall'impianto. CADvent svolge un dettagliato calcolo acustico che considera i dati di rumorosità e attenuazione sonora di ciascun componente. Il progettista può quindi effettuare le opportune modifiche al fine di ottenere il miglior risultato in termini di abbattimento acustico. I risultati del calcolo di CADvent (portata d'aria, perdita di carico, potenza sonora) possono essere visualizzati all'interno del progetto grazie allo strumento di quotatura automatica. Con un semplice click viene visualizzata sull'elemento in questione un'etichetta, personalizzabile, riportante tutte le informazioni richieste (codice di prodotto e dati tecnici).

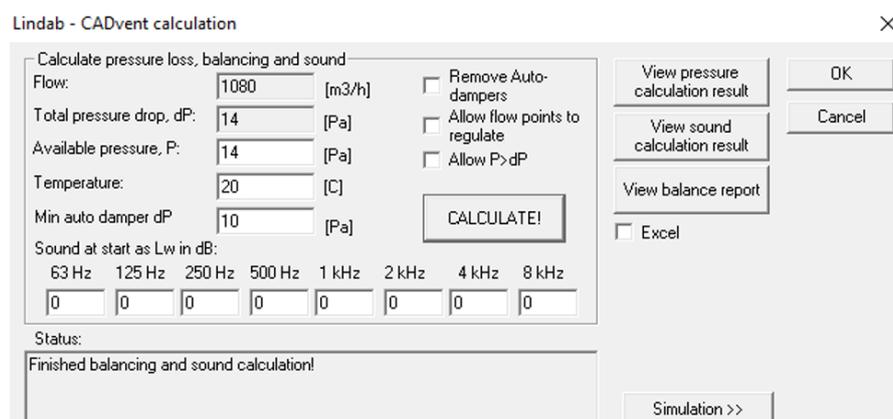


Figura 6.10: Finestre di dialogo con verifica portata e prevalenza

Report tecnici e liste materiali per capitolati

Al termine del disegno e dimensionamento dell'impianto è possibile ottenere la lista dei materiali di CADvent. Il Software produce diverse tipologie di report tecnici, quali report di portata, di perdite di carico, e livello sonoro. È possibile

ottenere la lista dei materiali presenti nel progetto, suddivisi per tipologia e quantità. La lista può essere utilizzata in modo semplice nei capitolati di progetto. L'impostazione delle tavole di progetto è resa semplice dai comandi di disegno automatico di sezioni e planimetrie. CADvent è un programma parametrico e come tale ogni prodotto disegnato è rappresentato in viste di pianta, sezione e assonometria.

6.3 Calcolo delle portate d'aria

Come spiegato nei capitoli precedenti, per il calcolo delle portate d'aria da destinare ai vari ambienti, si è proceduto secondo la normativa UNI 10339. Abbiamo considerato, innanzitutto, il coefficiente Q_{op} per persona espresso in mc/s che varia a seconda degli ambienti e che, moltiplicato per 3,6, ci fornisce la portata di aria espressa in mc/h per singola persona. Per le aule la normativa ci fornisce il valore di 4 mc/s, per le sale assistenti e sale maestre 6 mc/s e per la mensa/sale da pranzo 10 mc/s. Questi valori, moltiplicati per il numero di alunni di ciascuna aula, ci forniscono la portata di aria complessiva che servirà per soddisfare i requisiti preposti. Una nota particolare si ha per la mensa. Vi sono considerati, come da nota del progettista, 216 posti a sedere; ma calcolare la portata d'aria per ogni singolo posto vorrebbe dire prevedere la piena presenza in contemporanea, cosa che raramente potrebbe accadere. A tal proposito, dunque, abbiamo calcolato la portata andando a moltiplicare i mq dello spazio per l'indice di affollamento fornito dalla norma. L'indice di affollamento previsto per la mensa/sala da pranzo in genere è di 0.60. Il valore trovato è minore rispetto a quello che vien fuori dal Q_{op} e, generalmente, si va a considerare il valore che non tiene conto della piena contemporaneità. Si riportano, nella tabella seguente, i valori trovati per il caso studio.

<i>LOCALI</i>	<i>Q_{OP} mc/s</i>	<i>PARAMETRO</i>	<i>TOTALE mc/h</i>
Aule 4-5	4	3,6	14,4
Aule 6-7	4	3,6	14,4
Aule 9-10	4	3,6	14,4
Aula 8	4	3,6	14,4
Sala Assistenti	6	3,6	21,6
Aule 1-2-3	4	3,6	14,4
Sala Maestre	6	3,6	21,6
Mensa	10	3,6	36

Figura 6.11: Tabella Q_{op}

<i>LOCALI</i>	<i>TOTALE mc/h</i>	<i>N° di alunni</i>	<i>TOT.mc/h per pers.</i>
Aule 4-5	14,4	50	720
Aule 6-7	14,4	50	720
Aule 9-10	14,4	50	720
Aula 8	14,4	25	360
Sala Assistenti	21,6	5	108
Aule 1-2-3	14,4	75	1080
Sala Maestre	21,6	5	108
Mensa	36	216	7776

Figura 6.12: Tabella mc/h

<i>LOCALE</i>	<i>Mq</i>	<i>Ind.di affollam.</i>	<i>TOT. Persone</i>	<i>TOTALE mc/h</i>	<i>TOT.mc/h per pers.</i>
Mensa	225	0,6	135	36	4860

Figura 6.13: Tabella indice di affollamento

6.4 Determinazione dei recuperatori

Per migliorare le condizioni di qualità dell'aria e per consentire un incremento dell'efficienza energetica si prevede l'installazione di un impianto di ventila-

zione meccanica con recuperatore di calore, con caratteristiche tali da:

- Fornire la corretta portata di aria in tutti i locali, in particolare per le aule in cui si svolgono le attività didattiche;
- Migliorare il comfort degli ambienti sia in termini di qualità dell'aria, sia in termini di benessere termo-igrometrico;
- Ottimizzare i consumi energetici mediante l'introduzione di recupero termico.

La configurazione adottata per la progettazione dell'impianto è di tipo locale e prevede l'installazione di macchine di ventilazione distribuite in prossimità delle zone servite, sfruttando i disimpegni o le zone comuni del medesimo piano il tutto reso possibile grazie alla realizzazione di appositi cartongessi e relative botole di ispezione. Mentre i recuperatori a servizio della mensa verranno installati in copertura e di conseguenza le relative canalizzazioni scenderanno attraverso apposite dorsali verticali e cavedi. La scelta delle macchine è determinata in base alle portate d'aria da trattare. In questo caso sono state utilizzate macchine del modello "DUO-EC H" della marca Utek. Si riporta l'immagine del recuperatore (fig. 6.14):



Figura 6.14: Recuperatore DUO-EC-Utek

Equipaggiato con scambiatore di calore controcorrente a media efficienza *ErP-2018* (certificato Eurovent) e ventilatori elettronici EC. Il dispositivo di bypass termico consente di sfruttare condizioni favorevoli esterne all'edificio per il free cooling (o free heating). DUO-EC è realizzato con struttura portante in profilati

d'alluminio estruso e pannelli sandwich in zinco magnesio di spessore 25 mm, isolati in schiuma poliuretana di densità 42 kg/m^3 . La posizione delle connessioni circolari per la connessione alla canalizzazione è facilmente configurabile cambiando la posizione del relativo pannello, in fase d'ordine oppure in cantiere. Sono disponibili 6 taglie in configurazione orizzontale, per installazione a soffitto, a pavimento oppure all'esterno prevedendo copertura / tettuccio. I dispositivi di post riscaldamento (elettrico, ad acqua calda o temperata), la batteria ad acqua di post raffreddamento/riscaldamento, la batteria ad espansione diretta e il pre-riscaldamento elettrico sono disponibili come moduli esterni all'unità, per installazione a canale. Le sezioni filtranti sono: filtri ePM1 70% (F7) per il flusso d'aria d'immissione e filtri ePM10 50% (M5) per il flusso d'aria d'estrazione. Si riporta nell'immagine seguente (fig.6.15) la configurazione standard del recuperatore con indicazione dei flussi:

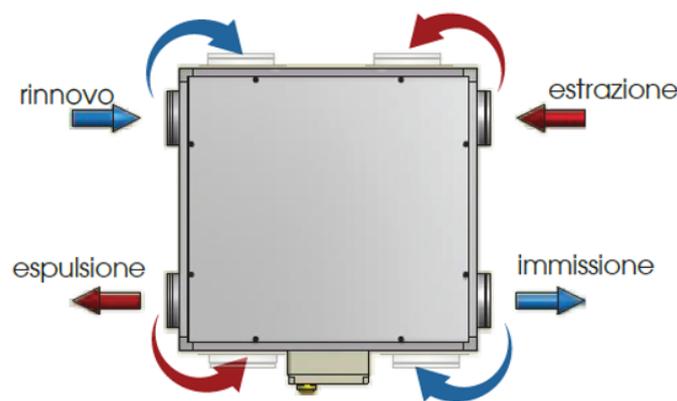


Figura 6.15: Configurazione standard recuperatore

Come definito nel paragrafo precedente, si considera una portata di aria ripartita per zone e quindi si prevede l'impiego di diversi recuperatori. In particolare:

- Per la coppia di Aule 4-5, 6-7, 9-10 si ha una portata necessaria di 1000 mc/h cad. e la macchina selezionata sarà un DUO-EC 3 posizionata, per tutte e tre le situazioni, nella zona corridoio antistante il corpo bagni; si riporta, di seguito, il grafico con portata, prevalenza e potenza.

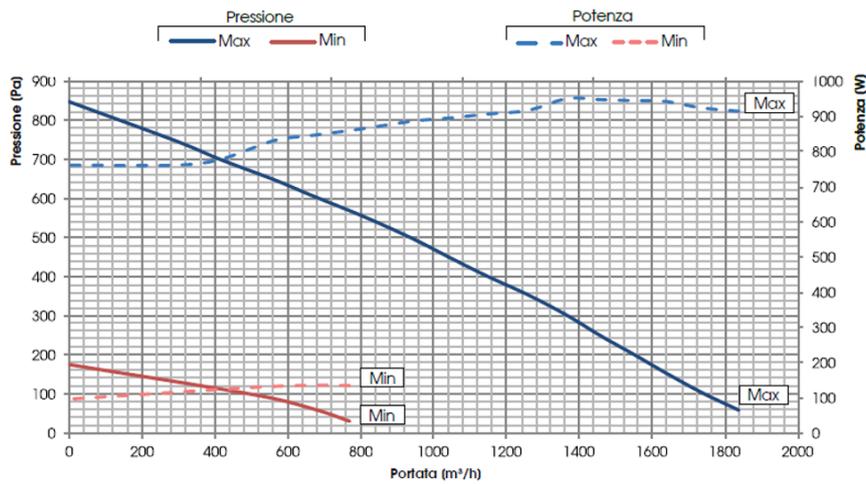


Figura 6.16: Caratteristiche DUO-EC 3

- Per l'aula 8 e la sala assistenti si prevede una portata di aria pari a 600 mc/h e, di conseguenza, abbiamo selezionato una macchina di taglia più piccola, il DUO-EC 2, posizionato sempre nella zona corridoio antistante i bagni e avente le seguenti caratteristiche:

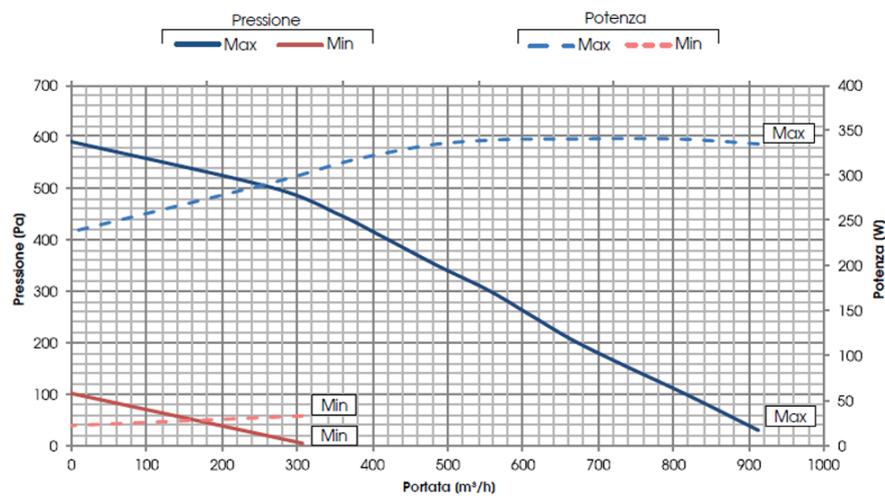


Figura 6.17: Caratteristiche DUO-EC 2

- Per le aule 1-2-3 e la sala maestre si ha una portata di aria complessiva di 1650 mc/h e, in questo caso, bisogna selezionare un recuperatore di taglia maggiore, il DUO-EC 4, il cui posizionamento è all'interno del corpo bagni:

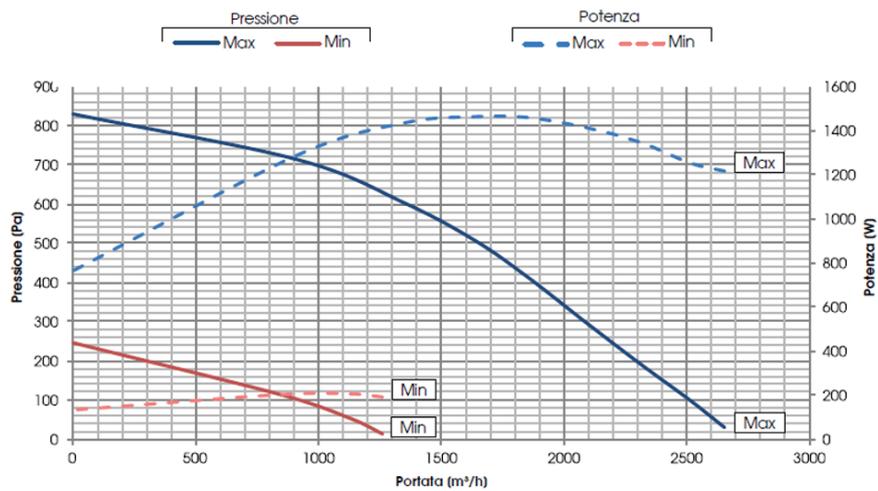


Figura 6.18: Caratteristiche DUO-EC 4

- Infine, per la mensa, non prevedendo la presenza piena di tutti gli alunni, abbiamo selezionato una portata complessiva di 3000 mc/h, andando dunque a sfruttare l'utilizzo di n.2 DUO-EC 4 le cui caratteristiche tecniche sono riportate nel grafico sopra inserito. In questo caso, i recuperatori verranno posizionati in copertura con appositi piedini e tettucci parapioggia.

Si riporta, anche il grafico dell'efficienza di recupero del calore sensibile di tutte le macchine utilizzate a progetto:

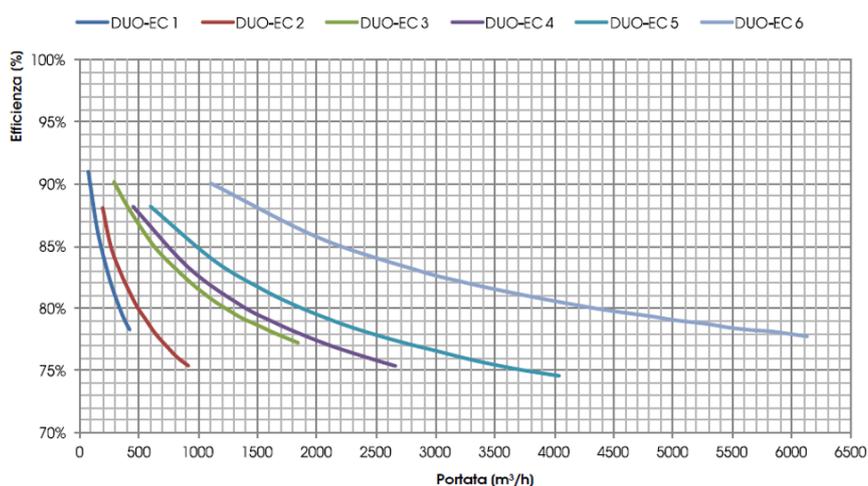


Figura 6.19: Efficienza dei DUO-EC

6.5 Determinazione del sistema di distribuzione

Per quanto riguarda il sistema di distribuzione e, quindi, la canalizzazione dell'impianto la scelta dei canali d'aria è stata eseguita tenendo conto dei parametri da rispettare. In questo caso, gioca un ruolo di rilevante importanza la velocità dell'aria. La velocità negli impianti aeraulici riguardanti edifici scolastici, terziari e industriali deve aggirarsi intorno ai 3.4-3.5 m/s, per non avere problemi acustici dovuti alla spinta impulsiva dell'aria. Applicando la seguente formula mi ricavo la velocità in determinati punti, in base al diametro del canale utilizzato:

$$V = (Q/A)/3600 \quad (6.1)$$

dove:

- V: velocità dell'aria;
- Q: portata dell'aria;
- A: area della tubazione considerata.

In questo caso specifico, la distribuzione dell'aria prevede dorsali orizzontali distribuite principalmente lungo il piano dei corridoi, sfruttando il cartongesso di circa 40-50 cm che andrà a nascondere le canalizzazioni e le macchine. Si è previsto l'utilizzo di canali d'aria in lamiera zincata di sezione circolare, nel diametro indicativo di 315-250 mm per le condotte principali, e poi a diminuire per le diramazioni secondarie. Il canale in acciaio zincato di riferimento è il prodotto *Lindab* designato dal codice SR:



Figura 6.20: Canali circolari in acciaio zincato

Dalla diramazione secondaria, in prossimità dell'attacco con il relativo plenum di distribuzione che andrà poi a convogliare nella bocchetta, è possibile adottare una canalizzazione distribuita con tubazioni flessibili realizzate con film di resine poliolefiniche additivate e spirale in filo di acciaio armonico del diametro corrispondente. Questo perché le condotte flessibili si prestano meglio a curve e deviazioni pur garantendo perdite di carico limitate. Nel nostro caso si è fatto riferimento al condotto flessibile F10 isolato della *Tecnica* :



Figura 6.21: Condotti flessibili

6.6 Determinazione del sistema di immissione ed estrazione

La progettazione del sistema di immissione ed estrazione dell'aria in ogni singolo locale deve considerare la disposizione delle bocchette nei locali per massimizzare l'efficienza di ventilazione, cercando di coinvolgere con il ricambio dell'aria tutto il volume. Le bocchette di immissione vengono posizionate a parete, in prossimità del soffitto, sfruttando l'effetto Coanda, e le bocchette di estrazione vengono posizionate sulla parte opposta, con una distanza di interesse tale da garantire la corretta distribuzione in ambiente. Nel momento in cui devo selezionare le bocchette di mandata e ripresa dell'aria, conosco la portata che andrà a servire ciascun ambiente. Per non imbattere in problemi acustici e per rispettare i parametri di prevalenza di ciascun prodotto che verrà utilizzato, determino la media delle portate minime e massime della bocchetta e seleziono quella desiderata. Nel nostro edificio, per ciascuna aula, per la sala assistenti e per la sala maestre abbiamo utilizzato per la mandata il prodotto

BMA-VO della *Brofer* ossia delle bocchette ad alette orientabili passo 20 mm.
In particolar modo:

- Per le aule, BMA-VO 500X200;
- Per la sala assistenti e maestre le BMA-VO 400X100.

Modello - Model	A _v [m ²]	Q [m ³ /h]		L _{min} [dB(A)]		X _{0,25} [m]		D _{p1} [Pa]	
		min	max	min	max	min	max	min	max
BMA 200x100	0,0088	110	220	22	41	2,4	4,8	5	20
BMA 300x100-200x150	0,0144	180	350	25	42	3,1	6,0	5	20
BMA 400x100-200x200	0,0200	240	490	25	44	3,5	7,2	5	20
BMA 300x150	0,0228	280	550	26	45	3,8	7,5	5	20
BMA 500x100	0,0256	310	620	27	45	4,0	8,0	5	20
BMA 600x100-400x150-300x200	0,0311	380	760	28	46	4,5	8,9	5	20
BMA 700x100	0,0367	450	890	29	47	4,9	9,6	5	20
BMA 500x150	0,0395	480	960	29	47	5,0	10,0	5	20
BMA 400x200-800x100	0,0423	510	1030	29	48	5,1	10,4	5	20
BMA 600x150-300x300	0,0479	580	1160	30	48	5,5	11,0	5	20
BMA 500x200	0,0534	650	1300	30	49	5,8	11,6	5	20
BMA 700x150	0,0562	680	1360	30	49	5,9	11,9	5	20
BMA 800x150-600x200-400x300	0,0646	780	1570	31	50	6,3	12,8	5	20
BMA 700x200	0,0757	920	1830	32	50	6,9	13,8	5	20
BMA 500x300-1000x150	0,0813	990	1970	32	51	7,2	14,3	5	20
BMA 800x200-400x400	0,0869	1050	2100	33	51	7,4	14,7	5	20
BMA 600x300	0,0980	1190	2370	33	52	7,9	15,7	5	20
BMA 1000x200-500x400	0,1092	1320	2640	34	52	8,3	16,5	5	20
BMA 700x300	0,1147	1390	2780	34	53	8,5	17,0	5	20

Figura 6.22: Bocchette di mandata con portate e prevalenze

Per le griglie di ripresa delle aule, invece, sono state utilizzate le GRA della *Brofer* con alette fisse inclinate di 45° passo 25mm. La dimensione utilizzata è sempre la 500x200, pensata per mantenere il giusto gioco di proporzioni impattante a livello estetico.

Modello - Model	A _v [m ²]	Q [m ³ /h]		L _{min} [dB(A)]		D _{p1} [Pa]	
		min	max	min	max	min	max
GRA 200x100	0,0101	50	120	-	25	5	30
GRA 300x100	0,0157	70	180	-	27	5	30
GRA 400x100	0,0213	100	240	-	28	5	30
GRA 500x100	0,0269	120	310	-	30	5	30
GRA 600x100	0,0325	150	370	-	31	5	30
GRA 800x100	0,0437	200	500	-	33	5	30
GRA 1000x100	0,0548	250	620	-	34	5	30
GRA 1200x100	0,0660	310	750	-	35	5	30
GRA 200x150	0,0164	80	190	-	27	5	30
GRA 300x150	0,0255	120	290	-	30	5	30
GRA 400x150	0,0346	160	390	-	31	5	30
GRA 500x150	0,0437	200	500	-	33	5	30
GRA 600x150	0,0528	250	600	-	34	5	30
GRA 800x150	0,0709	330	810	-	35	5	30
GRA 1000x150	0,0891	410	1010	-	36	5	30
GRA 1200x150	0,1073	500	1220	20	38	5	30
GRA 200x200	0,0227	110	260	-	29	5	30
GRA 300x200	0,0353	160	400	-	31	5	30
GRA 400x200	0,0478	220	540	-	33	5	30
GRA 500x200	0,0604	280	690	-	34	5	30
GRA 600x200	0,0730	340	830	-	35	5	30
GRA 800x200	0,0982	460	1120	-	37	5	30
GRA 1000x200	0,1234	570	1400	21	38	5	30
GRA 1200x200	0,1486	690	1690	22	39	5	30

Figura 6.23: Griglie di ripresa con portate e prevalenze

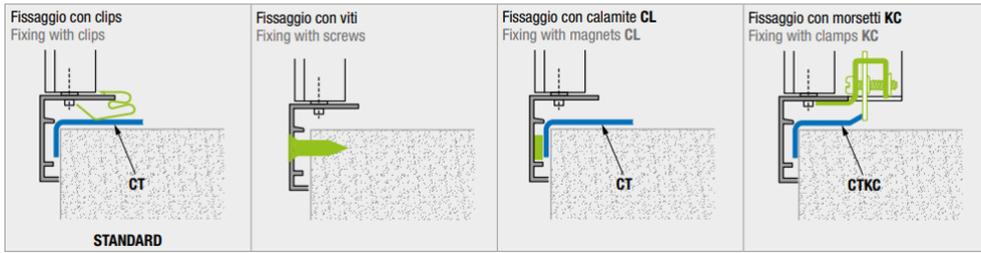
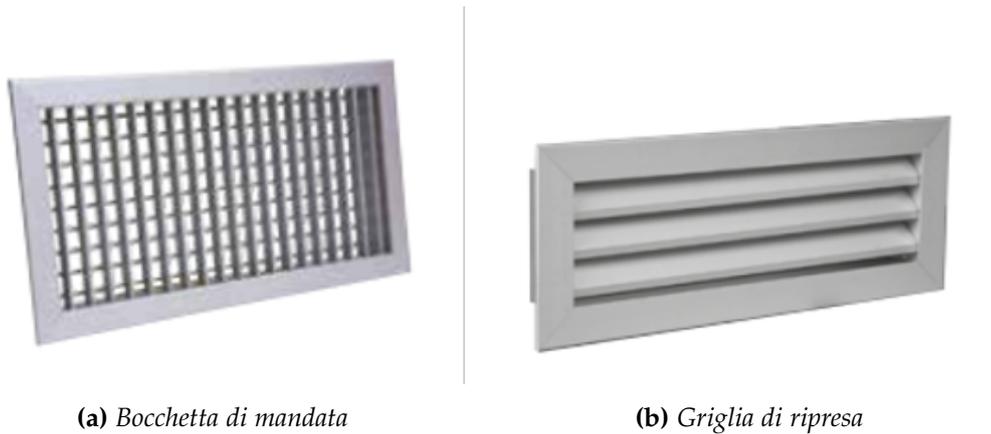


Figura 6.24: Esempio montaggio delle griglie con diverse soluzioni



(a) Bocchetta di mandata

(b) Griglia di ripresa

Figura 6.25: Esempi di bocchetta di mandata e griglia di ripresa

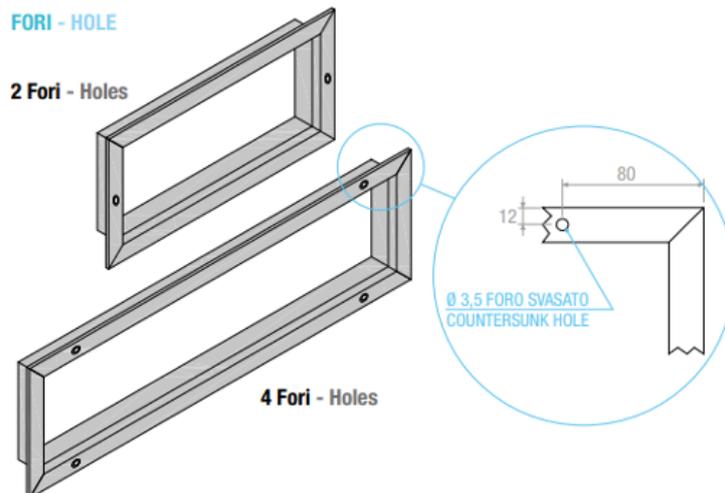


Figura 6.26: Ipotesi di applicazione con 2 o 4 fori

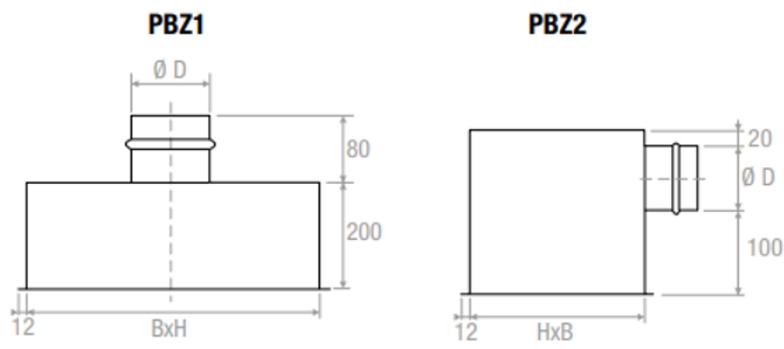
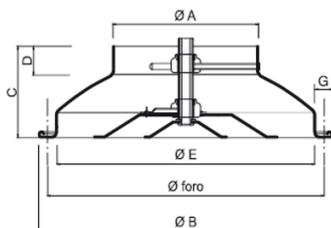


Figura 6.27: Plenum con stacco in asse su cui applicare griglie

Per la mensa, sono stati utilizzati diffusori circolari, selezionati in base al diametro della tubazione corrispondente e alla portata; in questo caso il prodotto preso in considerazione è il diffusore DCMC con diametro 250 mm della *Tecnica*:



MODELLO	DESCRIZIONE	U.M.	V (m³/sec)									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
100 Ak: 0,0059m²	Portata	m³/h	21	42	63	84	105	127	148	169	190	211
	Perdita di Carico	Pa	1,9	7,6	17,2	30,6	47,7	68,7	93,6	122,2	154,7	191,0
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
150 Ak: 0,0149m²	Portata	m³/h	54	107	161	215	268	322	376	429	483	537
	Perdita di Carico	Pa	1,6	6,3	14,2	25,2	39,4	56,8	77,3	101,0	127,8	157,7
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	0,4	0,7	1,1	1,5	1,9	2,2	2,6	3,0	3,3	3,7
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
160 Ak: 0,0167m²	Portata	m³/h	60	120	181	241	301	361	421	482	542	602
	Perdita di Carico	Pa	1,5	6,1	13,8	24,5	38,3	55,1	75,0	98,0	124,0	153,1
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	0,4	0,8	1,2	1,7	2,1	2,5	2,9	3,3	3,7	4,1
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
200 Ak: 0,0279m²	Portata	m³/h	100	201	301	402	502	602	703	803	904	1004
	Perdita di Carico	Pa	1,4	5,5	12,5	22,2	34,7	49,9	68,0	88,8	112,3	138,7
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	0,6	1,2	1,7	2,3	2,9	3,5	4,0	4,6	5,2	5,8
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
250 Ak: 0,0448m²	Portata	m³/h	181	323	484	645	806	968	1129	1290	1451	1613
	Perdita di Carico	Pa	1,3	5,0	11,3	20,1	31,5	45,3	61,7	80,5	101,9	125,8
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	0,8	1,6	2,4	3,2	4,1	4,9	5,7	6,5	7,3	8,1
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
300 Ak: 0,0656m²	Portata	m³/h	236	473	709	945	1181	1418	1654	1890	2127	2363
	Perdita di Carico	Pa	1,2	4,6	10,5	18,6	29,1	41,8	57,0	74,4	94,1	116,2
	Lancio Orizzontale VI 0,25	mt	1,1	2,1	3,2	4,2	5,3	6,3	7,4	8,4	9,5	10,5
	Livello Sonoro	dB(A)	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
	H. Installazione min	mt	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4
H. Installazione max	mt	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0	4,1	

Figura 6.28: Diffusori circolari con portate e prevalenze

Infine, per le riprese dei bagni, cucine, spogliatoi sono state utilizzate le valvole di aspirazione del tipo KSU della *Lindab* che sono dotate di un basso livello di potenza sonora anche per perdite di carico relativamente elevate. Si inseriscono direttamente nel canale mediante un attacco a baionetta:

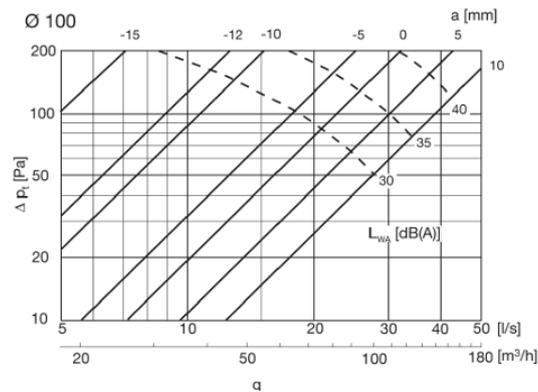
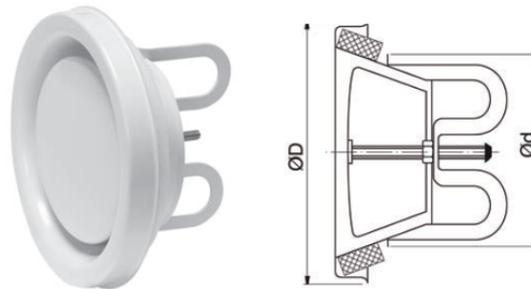


Figura 6.29: Valvolina di estrazione aria

LOCALI	BMA-VO 400X100	BMA-VO 500X200	DAV45 250 mm	KSU 100 mm	GRA 500X200	GRA-R 500X500	GRA-R 600X600
Aule 4-5		2			2	2	
Aule 6-7		2			2	2	
Aule 9-10		2			2	2	
Aula 8		1			1	2	
Sala Assistenti	1						
Aule 1-2-3		3			3		2
Sala Maestre	1						
Mensa			12				
WC				29			
Cucina				2			
TOTALE	2	10	12	31	10	8	2

Figura 6.30: Elenco diffusori usati nel progetto

6.7 Determinazione di immissione ed estrazione aria dall'esterno

L'utilizzo dei recuperatori di calore, prevede l'immissione di aria pulita prelevata dall'esterno e l'espulsione di aria sporca che defluisce verso l'esterno. Dal recuperatore, infatti, sono previste due tubazioni di inlet ed outlet. Tra la griglia di immissione e quella di espulsione vi deve essere una distanza minima in modo tale che non avvenga l'incrocio dei flussi. Nel caso specifico della mensa, in cui i due DUO-EC 4 sono posti in copertura, verranno inserite nell'imbocco del recuperatore delle apposite curve rivolte in direzione opposta che andranno a convogliare i flussi di aria. Le griglie utilizzate sono del tipo GRA-R della Brofer che sono provviste di rete antivolatile/ant insetto ed in particolare:

- GRA-R 500X500 per i DUO-EC 2-3;
- GRA-R 600X600 per i DUO-EC 4.

6.8 Sistema di regolazione

Per la regolazione degli impianti è opportuno tenere conto dell'effettivo utilizzo dei locali con azione proporzionale alla concentrazione di occupanti, pertanto è prevista l'installazione di sonde di rilevamento della concentrazione di CO₂ negli ambienti. Le sonde sono interfacciate con il sistema di modulazione che può essere costituito dal motore a giri variabili direttamente nell'unità di ventilazione o su serrande motorizzate lungo le linee di distribuzione. È prevista inoltre una programmazione oraria che può svolgere la funzione di avviamento e arresto degli impianti in orari specifici durante la giornata, può attivare funzioni di raffrescamento (mediante *by-pass* dello scambiatore nell'unità ventilante) in modalità "free-cooling" e può programmare brevi intervalli di funzionamento alla massima portata in corrispondenza degli intervalli tra le lezioni.

6.9 Verifica e bilanciamento dell'impianto

Il dimensionamento dell'impianto avviene tramite l'impostazione di semplici parametri quali la scelta del metodo di dimensionamento, adottando ad esempio il metodo di velocità massima. I risultati del calcolo di CADvent (portata d'aria, perdita di carico, potenza sonora) possono essere visualizzati all'interno del progetto grazie allo strumento di quotatura automatica. Al termine del disegno e dimensionamento dell'impianto il Software produce diverse tipologie di report tecnici, come quelli di portata, di perdite di carico, e livello sonoro. È inoltre possibile ottenere la lista dei materiali presenti nel progetto, suddivisi per tipologia e quantità. La lista può essere utilizzata in modo semplice nei capitolati di progetto. Si riporta, di seguito, a titolo di esempio il report di verifica della mandata d'aria riguardante portata e prevalenza di una coppia di aule, ad esempio aula 4 e aula 5. Tutti i report di mandata e di ripresa delle restanti aule e spazi, sono presentati come allegati.

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		m3/h q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 315	1 000	1 000	2 253	3,6	12	1	
1	SR 315	500	500	79	2,8	10		
2	PSU 315 250	500	500		2,8	10	7	
3	SRVF 250 308	500	500	308	2,8	3	1	
4	->BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3	
1	SR 315	500	500	1 731	1,8	10	2	
5	RCU 315 250	500	500		2,8	9	1	
6	SR 250	500	500	5 841	2,8	8	3	
7	NPU 250	500	500		2,8	5		
8	SRVF 250 1633	500	500	1 375	2,8	5	3	
9	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3	

Figura 6.31: Elenco diffusori usati nel progetto

6.10 Valutazione dei costi

La valutazione dei costi è stata calcolata facendo riferimento alle voci di prezzario regionale Regione Abruzzo 2023, per un totale indicativo di **Euro 80.000,00** comprensivo delle voci di fornitura alcune delle quali qui riportate e come previsto dal capitolato allegato:

- Unità di recupero termico completa di scambiatore a flusso in controcorrente, ventilatori, filtri, by-pass, quadro elettrico di bordo;
- Accessori per unità ventilante (serrande, giunti antivibranti, boccole antivibranti per basamento);
- Sistema di distribuzione, canali d'aria e bocchette, serrande manuali o motorizzate.

Per il computo e la valutazione dei costi specifici, si allega il capitolato dell'impianto.

Capitolo 7

Conclusioni

La ventilazione meccanica è una soluzione impiantistica che risponde all'esigenza di garantire un livello adeguato di benessere all'interno degli ambienti climatizzati, e si integra in modo particolare negli edifici in cui vengono effettuati interventi di coibentazione e sostituzione dei serramenti, che riducono la permeabilità all'aria e comportano una netta riduzione degli apporti dovuti alla ventilazione naturale. Con riferimento particolare alle scuole, le motivazioni essenziali per giustificare l'introduzione della ventilazione meccanica con sistemi di recupero termico sono:

- L'indice di affollamento negli ambienti chiusi per un elevato numero di ore determina una concentrazione di contaminanti tale da richiedere elevate portate di aria di ricambio;
- La ventilazione naturale non è sufficiente per garantire corretti livelli di qualità dell'aria in quanto ha un regime casuale ed è determinata da parametri variabili (condizioni meteorologiche esterne, pressione atmosferica, incidenza dei venti) e soggettivi (apertura manuale dei serramenti). Inoltre l'aria in ingresso trasporta all'interno dell'edificio polveri e inquinanti provenienti dall'esterno;
- In termini energetici la ventilazione naturale mediante aerazione può determinare riduzioni anche significative, se pur temporanee, della temperatura interna e quindi determinare una condizione di disagio termigrometrico per gli occupanti;

- La ventilazione meccanica consente di ridurre una parte importante dei contaminanti presenti nell'aria in ingresso, grazie al sistema di filtrazione;
- La ventilazione meccanica integrata con un sistema di recupero termico consente di rendere il sistema energetico più efficiente riducendo i costi di gestione;
- La ventilazione meccanica, infine, consente di modulare la portata di ventilazione in funzione del tempo o mediante un "timer", oppure attraverso un sistema di controllo basato sul rilievo della concentrazione di inquinante, e, se la geometria e la tipologia delle bocchette di immissione ed estrazione è correttamente progettata permette di ottimizzare la rimozione degli inquinanti massimizzando l'efficienza della ventilazione.

Gli ambienti scolastici sono frequentati con tempi di permanenza elevati da bambini e ragazzi in una età in cui lo sviluppo del sistema immunitario non è completamente sviluppato e l'organismo è più vulnerabile, quindi è di fondamentale importanza l'attenzione alla qualità dell'aria e al benessere termoigrometrico. Come dimostrato dagli studi su queste problematiche molte malattie di carattere respiratorio trovano origine anche nelle condizioni dell'aria negli ambienti scolastici e questo incide negativamente su costi sociali indiretti che, non essendo facilmente quantificabili, non possono essere presi in considerazione nel calcolo economico dei benefici. Sarebbe auspicabile l'attivazione a livello nazionale di meccanismi di incentivazione per l'implementazione di sistemi per il miglioramento della qualità dell'aria negli edifici scolastici, alla pari di quanto è già in corso da alcuni anni sul piano energetico con azioni e programmi strutturali per:

- Estendere le azioni di monitoraggio su un campione elevato ed eterogeneo di edifici scolastici con il coinvolgimento degli enti preposti quali ARPA, ASL ... ;
- Fornire una corretta e diffusa informazione sui vantaggi ottenibili da una maggiore attenzione alla qualità dell'aria negli ambienti scolastici, sia verso le Amministrazioni Provinciali e Comunali sia nei confronti delle famiglie;

- Premiare interventi “virtuosi” e integrati, che tengano in considerazione il miglioramento della qualità dell’aria e il miglioramento dell’efficienza energetica mediante contributi a fondo perduto o finanziamenti agevolati;
- Attivare verifiche e sistemi di monitoraggio “post-operam” per analizzare nel tempo i risultati ottenuti in termini di spese di gestione e di costi indiretti.

Come diretta conseguenza, un programma nazionale di ampia diffusione potrebbe condurre a una più diffusa maturazione delle competenze nel settore da parte dei tecnici progettisti e delle aziende, per approfondire e ricercare soluzioni sempre più efficienti e innovative, coinvolgendo le aziende nelle fasi di ricerca e sviluppo di prodotti adeguati alla tipologia specifica di applicazione.

Appendice A

Allegati



Figura A.1: Pianta dell'edificio scolastico



Figura A.2: Progetto Aeraulico dell'edificio scolastico

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 400	1 650	1 650	6 012	3,6	21	2		
1	SR 400	1 500	1 500	1 933	3,3	18	1		
2	BFU 400 90	1 500	1 500		3,3	18	2		
3	SR 400	1 500	1 500	2 399	3,3	15	1		
3	SR 400	500	500	100	2,8	15			
4	PSU 400 250	500	500		2,8	15	6		
5	SR 250	500	500	1 799	2,8	8	1		
6	NPU 250	500	500		2,8	8			
7	SRVF 250 710	500	500	710	2,8	8	1		
8	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	6	3		
3	SR 400	1 000	1 000	268	2,2	15			
9	RCU 400 315	1 000	1 000		3,6	14	1		
10	SR 315	1 000	1 000	3 028	3,6	14	2		
10	SR 315	500	500	79	2,8	12			
11	PSU 315 250	500	500		2,8	12	7		
12	SR 250	500	500	1 902	2,8	5	1		
13	NPU 250	500	500		2,8	4			
14	SRVF 250 643	500	500	643	2,8	4	1		
15	->BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3		
10	SR 315	500	500	230	1,8	12	2		
16	RCU 315 250	500	500		2,8	10	1		
17	SR 250	500	500	3 188	2,8	10	1		
18	BU 250 90	500	500		2,8	8	2		
19	SR 250	500	500	2 925	2,8	7	1		
20	NPU 250	500	500		2,8	5			
21	SRVF 250 535	500	500	535	2,8	5	1		
22	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	4	3		
1	SR 400	150	150	100	3,4	18			
23	PSU 400 125	150	150		3,4	18	8		
24	SR 125	150	150	1 542	3,4	10	2		
25	NPU 125	150	150		3,4	8			
26	SRVF 125 410	150	150	410	3,4	8	2		
27	BMA-VO 400X100 +PFU20 400X100 □12q □	150	150		3,4	6	2		

Figura A.3: Report di verifica di mandate - Aula 1-2-3-Maestre

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 315	1 000	1 000	2 253	3,6	12	1	
1	SR 315	500	500	79	2,8	10		
2	PSU 315 250	500	500		2,8	10	7	
3	SRVF 250 308	500	500	308	2,8	3	1	
4	->BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3	
1	SR 315	500	500	1 731	1,8	10	2	
5	RCU 315 250	500	500		2,8	9	1	
6	SR 250	500	500	5 841	2,8	8	3	
7	NPU 250	500	500		2,8	5		
8	SRVF 250 1633	500	500	1 375	2,8	5	3	
9	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3	

Figura A.4: Report di verifica di mandate - Aula 4-5

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 315	1 000	1 000	2 253	3,6	12	1		
1	SR 315	500	500	79	2,8	10			
2	PSU 315 250	500	500		2,8	10	7		
3	SRVF 250 308	500	500	308	2,8	3	1		
4	->BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3		
1	SR 315	500	500	1 731	1,8	10	2		
5	RCU 315 250	500	500		2,8	9	1		
6	SR 250	500	500	5 841	2,8	8	3		
7	NPU 250	500	500		2,8	5			
8	SRVF 250 1633	500	500	1 375	2,8	5	3		
9	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3		

Figura A.5: Report di verifica di mandate - Aula 6-7

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 250	600	600	1 429	3,4	18	1		
2	BU 250 90	600	600		3,4	17	2		
3	SR 250	600	600	1 936	3,4	15	1		
3	SR 250	100	100	63	2,3	13			
4	PSU 250 125	100	100		2,3	13	9		
5	SR 125	100	100	2 683	2,3	4	2		
6	NPU 125	100	100		2,3	3			
7	SRVF 125 724	100	100	619	2,3	3	2		
8	->BMA-VO 400X100 +PFU20 400X100 □12q□	100	100		2,3	1	1		
3	SR 250	500	500	3 384	2,8	13	4		
9	NPU 250	500	500		2,8	9			
10	SRVF 250 1484	500	500	1 381	2,8	9	3		
11	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	7	3		

Figura A.6: Report di verifica di mandate - Aula 8-Assistenti

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 315	1 000	1 000	2 295	3,6	12	1		
1	SR 315	500	500	79	2,8	10			
2	PSU 315 250	500	500		2,8	10	7		
3	SRVF 250 263	500	500	263	2,8	3	1		
4	->BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3		
1	SR 315	500	500	2 143	1,8	10	2		
5	RCU 315 250	500	500		2,8	8	1		
6	SR 250	500	500	5 495	2,8	8	3		
7	NPU 250	500	500		2,8	5			
8	SRVF 250 1431	500	500	1 197	2,8	5	2		
9	BMA-VO 500X200 +PFU20 500X200 D250	500	500		2,8	3	3		

Figura A.7: Report di verifica di mandate - Aula 9-10

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		m ³ /h q	m ³ /h q _{nom}	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 400	1 500	1 500	2 671	3,3	21	1	
1	SR 400	1 000	1 000	1 026	2,2	20		
5	RCU 400 315	1 000	1 000		3,6	20	1	
6	SR 315	1 000	1 000	5 675	3,6	19	3	
6	SR 315	500	500	1 251	1,8	16	2	
10	RCU 315 250	500	500		2,8	14	1	
11	SR 250	500	500	5 943	2,8	14	3	
12	NPU 250	500	500		2,8	11		
13	SRVF 250 1828	500	500	1 484	2,8	11	3	
14	FKD-250	500	500		2,8	8	7	
6	SR 315	500	500	80	2,8	16		
7	PSU 315 250	500	500		2,8	16	7	
8	SRVF 250 964	500	500	814	2,8	9	2	
9	->FKD-250	500	500		2,8	7	7	
1	SR 400	500	500	100	2,8	20		
2	PSU 400 250	500	500		2,8	20	6	
3	SRVF 250 951	500	500	803	2,8	14	2	
4	FKD-250	500	500		2,8	12	7	

Figura A.8: Report di verifica di mandate - Mensa recuperatore DX

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: SUPPLY
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 400	1 500	1 500	2 589	3,3	21	1	
1	SR 400	1 000	1 000	1 024	2,2	20		
5	RCU 400 315	1 000	1 000		3,6	20	1	
6	SR 315	1 000	1 000	5 680	3,6	19	3	
6	SR 315	500	500	1 215	1,8	16	2	
10	RCU 315 250	500	500		2,8	14	1	
11	SR 250	500	500	6 084	2,8	13	3	
12	NPU 250	500	500		2,8	11		
13	SRVF 250 1799	500	500	1 448	2,8	11	3	
14	FKD-250	500	500		2,8	8	7	
6	SR 315	500	500	79	2,8	16		
7	PSU 315 250	500	500		2,8	16	7	
8	SRVF 250 941	500	500	794	2,8	9	2	
9	->FKD-250	500	500		2,8	7	7	
1	SR 400	500	500	100	2,8	20		
2	PSU 400 250	500	500		2,8	20	6	
3	SRVF 250 979	500	500	827	2,8	14	2	
4	FKD-250	500	500		2,8	12	7	

Figura A.9: Report di verifica di mandate - Mensa recuperatore SX

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 400	1 650	1 650	1 311	3,6	102	1		
1	SR 400	50	50	100	1,8	101			
2	PSU 400 100	50	50		1,8	101			
3	SR 100	50	50	378	1,8	101			
4	NPU 100	50	50		1,8	101			
5	SRVF 100 230	50	50	195	1,8	101			
6	KSU 100	50	50		1,8	101	101		
1	SR 400	1 600	1 600	308	3,5	101	2		
1	SR 400	916	916	750	2,0	99	2		
7	DRU 400	916	916		2,0	97	76		
8	SR 400	916	916	1 041	2,0	21			
8	SR 400	866	866	5 477	1,9	21	1		
9	RCU 400 315	866	866		3,1	19	1		
10	SR 315	866	866	140	3,1	19			
11	BFU 315 90	866	866		3,1	19	2		
12	SR 315	866	866	1 868	3,1	17	1		
12	SR 315	433	433	79	2,5	16			
13	PSU 315 250	433	433		2,5	16	4		
14	SR 250	433	433	7 457	2,5	12	3		
15	NPU 250	433	433		2,5	9			
16	SRVF 250 1503	433	433	1 503	2,5	9	2		
17	GRA 500X200+PFU21 500X200 D250	433	433		2,5	7	5		
12	SR 315	433	433	230	1,5	16	2		
18	RCU 315 250	433	433		2,5	14			
19	SR 250	433	433	5 758	2,5	13	2		
20	BU 250 90	433	433		2,5	11	1		
21	SR 250	433	433	7 328	2,5	10	3		
22	NPU 250	433	433		2,5	7			
23	SRVF 250 1581	433	433	1 572	2,5	7	2		
24	GRA 500X200+PFU21 500X200 D250	433	433		2,5	5	5		
8	SR 400	50	50	100	1,8	21			
25	PSU 400 100	50	50		1,8	20	3		
26	SR 100	50	50	3 514	1,8	17	2		
27	NPU 100	50	50		1,8	15			
28	SRVF 100 393	50	50	331	1,8	15	1		
29	KSU 100	50	50		1,8	14	14		
1	SR 400	684	684	100	3,9	99			
30	PSU 400 250	684	684		3,9	99	10		
31	SR 250	684	684	2 255	3,9	89	2		
32	BU 250 90	684	684		3,9	87	3		
33	SR 250	684	684	515	3,9	84			

Figura A.10: Report di verifica di riprese - Aula 1-2-3-Maestre

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 315	1 000	1 000	439	3,6	47		
1	SR 315	250	250	79	3,5	47		
2	PSU 315 160	250	250		3,5	47	8	
3	SR 160	250	250	2 339	3,5	39	3	
4	BU 160 90	250	250		3,5	36	3	
5	SR 160	250	250	123	3,5	33		
5	SR 160	50	50	40	1,8	33		
11	PSU 160 100	50	50		1,8	33		
12	SR 100	50	50	3 627	1,8	32	2	
13	NPU 100	50	50		1,8	30		
14	SRVF 100 267	50	50	226	1,8	30		
15	KSU 100	50	50		1,8	30	30	
5	SR 160	200	200	1 007	2,8	33	2	
5	SR 160	50	50	40	1,8	30		
6	PSU 160 100	50	50		1,8	30	2	
7	SR 100	50	50	1 016	1,8	29	1	
8	NPU 100	50	50		1,8	28		
9	SRVF 100 173	50	50	150	1,8	28		
10	KSU 100	50	50		1,8	28	28	
5	SR 160	150	150	93	2,1	30	1	
16	RCU 160 125	150	150		3,4	29	1	
17	SR 125	150	150	350	3,4	28	1	
17	SR 125	50	50	31	1,8	28		
18	PSU 125 100	50	50		1,8	28		
19	SR 100	50	50	1 111	1,8	27	1	
20	NPU 100	50	50		1,8	27		
21	SRVF 100 192	50	50	167	1,8	27		
22	KSU 100	50	50		1,8	26	26	
17	SR 125	100	100	214	2,3	28	2	
23	RCU 125 100	100	100		3,5	26	2	
24	SR 100	100	100	908	3,5	24	2	
24	SR 100	50	50	25	1,8	22		
30	PSU 100 100	50	50		1,8	22		
31	SR 100	50	50	393	1,8	22		
32	NPU 100	50	50		1,8	22		
33	SRVF 100 212	50	50	179	1,8	22		
34	KSU 100	50	50		1,8	22	22	
24	SR 100	50	50	322	1,8	22	3	
24	SR 100	50	50	25	1,8	19		
25	PSU 100 100	50	50		1,8	19	4	
26	SR 100	50	50	3 586	1,8	16	2	
27	NPU 100	50	50		1,8	13		

Figura A.11: Report di verifica di riprese - Aula 4-5

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 315	1 000	1 000	439	3,6	47		
1	SR 315	250	250	79	3,5	47		
2	PSU 315 160	250	250		3,5	47	8	
3	SR 160	250	250	2 339	3,5	39	3	
4	BU 160 90	250	250		3,5	36	3	
5	SR 160	250	250	123	3,5	33		
5	SR 160	50	50	40	1,8	33		
11	PSU 160 100	50	50		1,8	33		
12	SR 100	50	50	3 627	1,8	32	2	
13	NPU 100	50	50		1,8	30		
14	SRVF 100 267	50	50	226	1,8	30		
15	KSU 100	50	50		1,8	30	30	
5	SR 160	200	200	1 007	2,8	33	2	
5	SR 160	50	50	40	1,8	30		
6	PSU 160 100	50	50		1,8	30	2	
7	SR 100	50	50	1 016	1,8	29	1	
8	NPU 100	50	50		1,8	28		
9	SRVF 100 173	50	50	150	1,8	28		
10	KSU 100	50	50		1,8	28	28	
5	SR 160	150	150	93	2,1	30	1	
16	RCU 160 125	150	150		3,4	29	1	
17	SR 125	150	150	350	3,4	28	1	
17	SR 125	50	50	31	1,8	28		
18	PSU 125 100	50	50		1,8	28		
19	SR 100	50	50	1 111	1,8	27	1	
20	NPU 100	50	50		1,8	27		
21	SRVF 100 192	50	50	167	1,8	27		
22	KSU 100	50	50		1,8	26	26	
17	SR 125	100	100	214	2,3	28	2	
23	RCU 125 100	100	100		3,5	26	2	
24	SR 100	100	100	908	3,5	24	2	
24	SR 100	50	50	25	1,8	22		
30	PSU 100 100	50	50		1,8	22		
31	SR 100	50	50	393	1,8	22		
32	NPU 100	50	50		1,8	22		
33	SRVF 100 212	50	50	179	1,8	22		
34	KSU 100	50	50		1,8	22	22	
24	SR 100	50	50	322	1,8	22	3	
24	SR 100	50	50	25	1,8	19		
25	PSU 100 100	50	50		1,8	19	4	
26	SR 100	50	50	3 586	1,8	16	2	
27	NPU 100	50	50		1,8	13		

Figura A.12: Report di verifica di riprese - Aula 6-7

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico		Notes
		q	m3/h qnom	mm	m/s	Pa	Pa		
1	SR 250	600	600	500	3,4	37			
1	SR 250	100	100	62	3,5	37			
2	PSU 250 100	100	100		3,5	37	9		
3	SR 100	100	100	1 689	3,5	28	4		
4	BU 100 90	100	100		3,5	25	3		
5	SR 100	100	100	1 745	3,5	21	4		
5	SR 100	50	50	25	1,8	17			
6	PSU 100 100	50	50		1,8	17			
7	SRVF 100 430	50	50	362	1,8	17	1		
8	KSU 100	50	50		1,8	17	17		
5	SR 100	50	50	1 447	1,8	17	4		
9	NPU 100	50	50		1,8	14			
10	SRVF 100 571	50	50	448	1,8	14	1		
11	->KSU 100	50	50		1,8	13	13		
1	SR 250	500	500	700	2,8	37	2		
12	DRU 250	500	500		2,8	35	18		
13	SR 250	500	500	1 761	2,8	17	1		
14	NPU 250	500	500		2,8	16			
15	SRVF 250 509	500	500	508	2,8	16	1		
16	GRA 500X200+PBZ1 500X200	500	500		2,8	15	15		

Figura A.13: Report di verifica di riprese - Aula 8-Assistenti

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 315	1 000	1 000	520	3,6	57		
1	SR 315	250	250	79	3,5	57		
2	PSU 315 160	250	250		3,5	57	8	
3	SR 160	250	250	2 498	3,5	49	3	
4	BU 160 90	250	250		3,5	46	3	
5	SR 160	250	250	135	3,5	43		
5	SR 160	50	50	40	2,8	43		
6	PSU 160 80	50	50		2,8	43	5	
7	SR 80	50	50	3 338	2,8	38	6	
8	NPU 80	50	50		2,8	32		
9	SRVF 80 333	50	50	276	2,8	32	2	
10	RCFU 100 80	50	50		1,8	30	1	
11	KSU 100	50	50		1,8	29	29	
5	SR 160	200	200	1 031	2,8	43	2	
5	SR 160	50	50	40	2,8	41		
12	PSU 160 80	50	50		2,8	41	6	
13	SR 80	50	50	1 148	2,8	35	2	
14	NPU 80	50	50		2,8	32		
15	SRVF 80 228	50	50	192	2,8	32	1	
16	RCFU 100 80	50	50		1,8	31	1	
17	KSU 100	50	50		1,8	30	30	
5	SR 160	150	150	133	2,1	41	1	
18	RCU 160 125	150	150		3,4	39	1	
19	SR 125	150	150	239	3,4	38		
19	SR 125	50	50	31	2,8	38		
20	PSU 125 80	50	50		2,8	38	5	
21	SR 80	50	50	872	2,8	33	2	
22	NPU 80	50	50		2,8	31		
23	SRVF 80 225	50	50	189	2,8	31	1	
24	RCFU 100 80	50	50		1,8	30	1	
25	KSU 100	50	50		1,8	29	29	
19	SR 125	100	100	76	2,3	38	2	
26	RCU 125 100	100	100		3,5	36	2	
27	SR 100	100	100	1 036	3,5	35	2	
27	SR 100	50	50	25	2,8	32		
28	PSU 100 80	50	50		2,8	32	5	
29	SR 80	50	50	317	2,8	28	1	
30	NPU 80	50	50		2,8	27		
31	SRVF 80 197	50	50	165	2,8	27	1	
32	RCFU 100 80	50	50		1,8	26	1	
33	KSU 100	50	50		1,8	25	25	
27	SR 100	50	50	309	1,8	32	3	

Figura A.14: Report di verifica di riprese - Aula 9-10

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 400	1 500	1 500	835	3,3	84		
2	BFU 400 90	1 500	1 500		3,3	84	2	
3	SR 400	1 500	1 500	1 179	3,3	82		
3	SR 400	350	350	100	3,1	81		
4	PSU 400 200	350	350		3,1	81	7	
5	SR 200	350	350	1 054	3,1	75	1	
5	SR 200	150	150	50	3,4	74		
6	PSU 200 125	150	150		3,4	74	8	
7	SR 125	150	150	325	3,4	66		
8	DRU 125	150	150		3,4	65	42	
9	SR 125	150	150	709	3,4	24	1	
9	SR 125	50	50	31	1,8	22		
10	PSU 125 100	50	50		1,8	22		
11	SR 100	50	50	408	1,8	22		
12	NPU 100	50	50		1,8	22		
13	SRVF 100 235	50	50	199	1,8	22		
14	KSU 100	50	50		1,8	21	21	
9	SR 125	100	100	86	2,3	22	2	
15	RCU 125 100	100	100		3,5	21	2	
16	SR 100	100	100	452	3,5	19	1	
16	SR 100	50	50	25	1,8	18		
17	PSU 100 100	50	50		1,8	18		
18	SR 100	50	50	154	1,8	18		
19	NPU 100	50	50		1,8	18		
20	SRVF 100 207	50	50	175	1,8	18		
21	KSU 100	50	50		1,8	18	18	
16	SR 100	50	50	896	1,8	18	3	
22	BU 100 90	50	50		1,8	15	1	
23	SR 100	50	50	249	1,8	14		
24	NPU 100	50	50		1,8	14		
25	SRVF 100 382	50	50	322	1,8	14	1	
26	KSU 100	50	50		1,8	13	13	
5	SR 200	200	200	123	1,8	74	2	
27	RCU 200 160	200	200		2,8	72	1	
28	SR 160	200	200	2 084	2,8	71	2	
28	SR 160	100	100	40	3,5	70		
29	PSU 160 100	100	100		3,5	70	10	
30	SR 100	100	100	1 461	3,5	60	3	
31	NPU 100	100	100		3,5	57		
32	SRVF 100 322	100	100	271	3,5	57	2	
33	KSU 100	100	100		3,5	55	55	
28	SR 160	100	100	102	1,4	70	2	

Figura A.15: Report di verifica di riprese - Mensa recuperatore DX

CADvent dati aerulici

Nome impianto: AHU1
 Tipo impianto: EXHAUST
 Autore:

[Nr.]	Codice prodotto	Portata		Lunghezza	Velocità	Disponibile	Perdita di carico	Notes
		q	qnom	mm	m/s	Pa	Pa	
1	SR 400	1 500	1 500	973	3,3	82		
1	SR 400	1 400	1 400	250	3,1	82	1	
7	RCLU 400 355	1 400	1 400		3,9	80	1	
8	SR 355	1 400	1 400	125	3,9	79		
9	BFU 355 90	1 400	1 400		3,9	79	5	
10	SR 355	1 400	1 400	1 862	3,9	74	1	
10	SR 355	200	200	89	2,8	73		
11	PSU 355 160	200	200		2,8	73	4	
12	SR 160	200	200	881	2,8	69	1	
12	SR 160	100	100	40	3,5	68		
13	PSU 160 100	100	100		3,5	68	10	
14	SR 100	100	100	838	3,5	59	2	
15	NPU 100	100	100		3,5	57		
16	SRVF 100 331	100	100	279	3,5	57	2	
17	KSU 100	100	100		3,5	55	55	
12	SR 160	100	100	124	1,4	68	2	
18	RCU 160 100	100	100		3,5	67	2	
19	SR 100	100	100	2 431	3,5	65	5	
20	BU 100 90	100	100		3,5	59	3	
21	SR 100	100	100	833	3,5	56	2	
22	NPU 100	100	100		3,5	54		
23	SRVF 100 320	100	100	269	3,5	54	2	
24	->KSU 100	100	100		3,5	52	52	
10	SR 355	1 200	1 200	127	3,4	73	2	
25	DRU 355	1 200	1 200		3,4	71	51	
26	SR 355	1 200	1 200	166	3,4	20		
27	BFU 355 90	1 200	1 200		3,4	20	4	
28	SR 355	1 200	1 200	606	3,4	16		
28	SR 355	400	400	89	2,3	16		
29	PSU 355 250	400	400		2,3	16	3	
30	SRVF 250 1491	400	400	1 255	2,3	13	2	
31	FKD-250	400	400		2,3	12	4	
28	SR 355	800	800	233	2,2	16	2	
32	RCU 355 315	800	800		2,9	14	1	
33	SR 315	800	800	6 245	2,9	13	2	
33	SR 315	400	400	79	2,3	11		
34	PSU 315 250	400	400		2,3	11	4	
35	SRVF 250 1340	400	400	1 130	2,3	7	1	
36	FKD-250	400	400		2,3	6	4	
33	SR 315	400	400	230	1,4	11	2	
37	RCU 315 250	400	400		2,3	9		
38	SR 250	400	400	7 400	2,3	9	2	

Figura A.16: Report di verifica di riprese - Mensa recuperatore SX

Codice	DESCRIZIONE	UNITA'	QUANTITA'	PREZZO DI LISTINO	TOT.LISTINO
IMPIANTO DI VENTILAZIONE - RETE DI DISTRIBUZIONE - SCUOLA DELL'INFANZIA					
	<p>DUO-EC H (orizzontale)</p> <p>- unita Ventilazione a doppio flusso Non Residenziale con recupero di calore a medio rendimento ($\eta > 73\%$)</p> <p>- soluzione ideale per ottenere la più alta certificazione energetica degli edifici del settore terziario, industriale e residenziale collettivo (impianti condominiali centralizzati)</p> <p>GAMMA:</p> <p>- nr. 6 modelli ORIZZONTALI con portate d'aria da 400 a 6.000 m³/h</p> <p>- nr. 3 modelli VERTICALI con portate d'aria da 400 a 1.600 m³/h</p> <p>CONSTRUZIONE:</p> <p>- telaio in profilati estrusi di alluminio</p> <p>- cassa in doppia pannellatura in lamiera Magnetis® ZM 310 (struttura esterna e parti interne) a sand-wich su isolante in schiuma poliuretanicainiettata spessore 25 mm e densità 42 kg/m³ (isolamento acustico e termico); parti interne dell'unità di ventilazione in Magnetis® ZM 310</p> <p>- vasca raccolta condensa in lamiera Magnetis® ZM 310 con scarico per l'evacuazione</p> <p>- scambiatore di calore statico in alluminio in controcorrente che garantisce altissime efficienze nel recupero del calore sensibile - certificato Eurovent</p> <p>- sbrinamento automatico dello scambiatore (tramite strategia anti-gelo)</p> <p>- by-pass 100% automatico di serie</p> <p>- ventilatori radiali a pale novevece con motori EC a controllo elettronico di velocità, a basso consumo (Erp-2015), monofase (230V-1-50/60Hz) che garantiscono elevati valori di pressione statica utile disponibile alla canalizzazione</p> <p>- imbocchi circolari per collegamento alle canalizzazioni aria</p> <p>- configurabile in cantiere: è possibile modificare la posizione dei condotti aria</p> <p>- filtri (SO 16890) classe ePM10 50% (ex M5) per aria di estrazione e classe ePM1 70% (ex F7) a bassa perdita di carico per aria di rinnovo</p>				
	DUO-EC 2 con EVO PH+BA-AF-AC 2PAA C002 0BSH	cad.	1	4648,00	4.648,00
	Piedini cod. 0V00 0000 0002	cad.	1	47,00	47,00
	Sifone cod.: 0J10 0000 0000	cad.	1	45,00	45,00
	Cuffia di protezione con griglia Ø 200 mm cod.: 0LZO 0000 0200	cad.	1	65,00	65,00
	Tettuccio parapiooggia cod.: 0CZI 79009401	cad.	1	232,00	232,00
	DUO-EC 3 con EVO PH+BA-AF-AC 2PHA C002 0BSH	cad.	3	6.901,00	20.703,00
	Piedini cod. 0V00 0000 0012	cad.	1	47,00	47,00
	Sifone cod.: 0J10 0000 0000	cad.	1	45,00	45,00
	Cuffia di protezione con griglia Ø 200 mm cod.: 0LZO 0000 0355	cad.	1	82,00	82,00
	Tettuccio parapiooggia cod.: 0CZ000000038	cad.	1	298,00	298,00
	DUO-EC 4 con EVO PH+BA-AF-AC 2PHA C002 0BSH	cad.	3	9.114,00	27.342,00
	Piedini cod. 0V00 0000 0012	cad.	1	71,00	71,00
	Sifone cod.: 0J10 0000 0000	cad.	1	45,00	45,00
	Cuffia di protezione con griglia Ø 200 mm cod.: 0LZO 0000 0355	cad.	1	117,00	117,00
	Tettuccio parapiooggia cod.: 0CZ000000038	cad.	1	435,00	435,00
	<p>Programma completo di condotti circolari spirodali e raccordi a semplice parete realizzati in lamiera di acciaio zincato (Z275). Spessori, tolleranze e caratteristiche costruttive conformi alle norme UNI EN 10142, UNI EN 10143, Eurovent 2/3 e UNI EN 1506. I raccordi sono realizzati con estremità adatte alla giunzione ad innesto provviste di guarnizione tipo LindabSafe a doppio labbro in gomma EPDM resistente all'invecchiamento e a temperature da -30°C a 100°C in continuo, e da -50°C a 120°C ad intermittenza, che garantisce una classe di tenuta C secondo le norme Eurovent 2/2 (UNI EN 12237) in campi di impiego fino a 3000 Pa in pressione e 5000 Pa in depressione</p>				
	SR 80 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	4	60,50	242,00
	SR 100 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	17	60,50	1.028,50
	SR 125 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	3	77,00	231,00
	SR 160 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	5	96,50	482,50
	SR 200 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	1	119,00	119,00
	SR 250 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	39	148,00	5.772,00
	SR 315 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	23	216,00	4.968,00
	SR 355 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	2	260,00	520,00
	SR 400 3000 canali circolari spirodali L=3000	cad.	11	295,00	3.245,00
	UVHM Ø 80 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	6	5,50	33,00
	UVHM Ø 100 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	26	6,10	158,60
	UVHM Ø 125 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	5	7,20	36,00
	UVHM Ø 160 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	8	8,80	70,40
	UVHM Ø 200 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	2	10,10	20,20
	UVHM Ø 250 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	60	12,40	744,00
	UVHM Ø 315 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	35	16,70	584,50
	UVHM Ø 355 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	3	18,10	54,30
	UVHM Ø 400 collari di staffaggio con profilo in gomma	cad.	17	19,60	333,20
	BU 100 90 curva stampata Ø 100 90°	cad.	5	28,30	141,50
	BU 160 90 curva stampata Ø 160 90°	cad.	3	47,50	142,50
	BU 250 90 curva stampata Ø 250 90°	cad.	4	108,00	432,00
	BFU 315 90 curva a settori Ø 315 90°	cad.	1	144,00	144,00
	BFU 355 90 curva a settori Ø 355 90°	cad.	3	171,00	513,00
	BFU 400 90 curva a settori Ø 400 90°	cad.	2	175,00	350,00
	ESU 100 tappo Ø100	cad.	3	13,60	40,80
	MF 250 manicotto Ø250	cad.	2	12,40	24,80
	MF 315 manicotto Ø315	cad.	6	14,40	86,40
	MF 400 manicotto Ø400	cad.	2	21,40	42,80
	NPU Ø 80 nipplo cartellato Ø80	cad.	24	12,90	309,60
	NPU Ø 100 nipplo cartellato Ø100	cad.	2	11,50	23,00

Figura A.17: Capitolato impianto aeraulico - Parte 1

Codice	DESCRIZIONE	UNITA'	QUANTITA'	PREZZO DI LISTINO	TOT.LISTINO
	NPU Ø 125 nipplo cartellato Ø125	cad.	21	12,90	270,90
	NPU Ø 250 nipplo cartellato Ø250	cad.	9	23,60	212,40
	NPU Ø 315 nipplo cartellato Ø315	cad.	3	29,40	88,20
	NPU Ø 400 nipplo cartellato Ø400	cad.	5	49,50	247,50
	PSU 100 100 attacco a sella stampato	cad.	6	16,20	97,20
	PSU 100 80 attacco a sella stampato	cad.	2	16,20	32,40
	PSU 125 100 attacco a sella stampato	cad.	3	16,20	48,60
	PSU 125 80 attacco a sella stampato	cad.	1	16,20	16,20
	PSU 160 100 attacco a sella stampato	cad.	6	16,20	97,20
	PSU 160 80 attacco a sella stampato	cad.	2	16,20	32,40
	PSU 200 125 attacco a sella stampato	cad.	1	18,30	18,30
	PSU 250 100 attacco a sella stampato	cad.	4	16,20	64,80
	PSU 250 125 attacco a sella stampato	cad.	1	18,30	18,30
	PSU 250 250 attacco a sella stampato	cad.	1	47,50	47,50
	PSU 315 160 attacco a sella stampato	cad.	3	25,90	77,70
	PSU 315 250 attacco a sella stampato	cad.	12	47,50	570,00
	PSU 355 160 attacco a sella stampato	cad.	1	25,90	25,90
	PSU 355 250 attacco a sella stampato	cad.	2	47,50	95,00
	PSU 400 100 attacco a sella stampato	cad.	3	16,20	48,60
	PSU 400 125 attacco a sella stampato	cad.	1	18,30	18,30
	PSU 400 200 attacco a sella stampato	cad.	1	34,00	34,00
	PSU 400 250 attacco a sella stampato	cad.	4	47,50	190,00
	RFCU 100 80 riduzione concentrica corta	cad.	5	21,00	105,00
	RCLU 250 100 riduzione concentrica corta	cad.	1	53,00	53,00
	RCLU 400 355 riduzione concentrica corta	cad.	2	116,00	232,00
	RCU 125 100 riduzione concentrica corta	cad.	4	20,20	80,80
	RCU 160 100 riduzione concentrica corta	cad.	2	23,30	46,60
	RCU 160 125 riduzione concentrica corta	cad.	3	24,40	73,20
	RCU 200 160 riduzione concentrica corta	cad.	1	28,70	28,70
	RCU 315 250 riduzione concentrica corta	cad.	12	69,00	828,00
	RCU 355 315 riduzione concentrica corta	cad.	2	100,00	200,00
	RCU 400 315 riduzione concentrica corta	cad.	4	117,00	468,00
	DSU 125 serranda di intercettazione	cad.	1	9,80	9,80
	DSU 250 serranda di intercettazione	cad.	3	16,80	50,40
	DSU 315 serranda di intercettazione	cad.	3	21,00	63,00
	DSU 355 serranda di intercettazione	cad.	2	26,60	53,20
	DSU 400 serranda di intercettazione	cad.	1	42,00	42,00
	DCMC è un diffusore circolare ad elevata induzione a coni regolabili costituiti da profili tronco-conici concentrici. La regolazione in altezza mediante vite consente di modificare la direzione del getto d'aria in funzione delle condizioni termiche richieste. Altezza di installazione: da 2,7 a 6 m. Impiego: raffreddamento e riscaldamento degli ambienti. Materiale: alluminio e acciaio; Finitura superficiale: verniciatura a polveri epossidiche resistenti ad urti e abrasioni. Colore: bianco RAL9010 lucido, RAL9016 lucido, 9003 opaco. A richiesta verniciatura in colori RAL fuori standard.				
	DCMC Ø 250	cad.	12	72,46	869,52
	Valvola di estrazione tipo Lindab KSU a bassa rumorosità, provvista di un cono regolabile a vite per la taratura della portata, realizzata in lamiera di acciaio zincato nella versione standard verniciata a polvere colore bianco RAL 9010; collegamento circolare al canale di alimentazione provvisto di un attacco a baionetta.				
	KSU Ø 100	cad.	31	3,8	117,80
	Bocchetta di mandata con alette orientabili passo 20 mm, per montaggio a parete o a soffitto, tipo BROFER BMA-VO in alluminio anodizzato naturale o colore bianco RAL 9010. Accessori: controlaio di montaggio e serranda di regolazione della portata ad alette multiple a movimento contrapposto in acciaio zincato e plenum di calma.				
	BMA-VO* 400X100 + plenum	cad.	2	27,41	54,82
	BMA-VO* 500X200 + plenum	cad.	10	48,16	481,60
	Griglia di ripresa, per montaggio a parete o a soffitto, ad alette orizzontali fisse inclinate a 45° tipo BROFER GRA in alluminio anodizzato naturale o colore bianco RAL 9010. Accessori: controlaio di montaggio e serranda di regolazione della portata ad alette multiple a movimento contrapposto in acciaio zincato e plenum di calma.				
	GRA* 500X200 + plenum	cad.	10	31,86	318,60
	Griglie ad alette passo 25 mm con rete anrilabile, alluminio anodizzato. Plenum in acciaio zincato con attacco posteriore o laterale.				
	GRAR 500x500 + PBZI 500x500	cad.	8	76,32	610,56
	GRAR 600x600 + PBZI 600x600	cad.	2	104,43	208,86

Figura A.18: Capitolato impianto aeraulico - Parte 2

