

PREMIO SANGUINETI 1996-2022



AICARR

Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente



anni di cultura

Roberto Sanguineti era il Direttore delle Redazioni tecniche della PEG Propaganda Editoriale Grafica, la casa editrice di tutte le più importanti riviste del nostro settore: dal Condizionamento dell'Aria all'Installatore Italiano, dal Corriere Termoidrosanitario a Il Freddo.

Roberto era anche l'elemento di unione tra il mondo dell'editoria, la nostra Associazione e la Mostra Convegno. In anni in cui Internet e la posta elettronica non esistevano, Roberto rappresentava la "rete".

Con l'eleganza che lo aveva sempre contraddistinto, ma anche con grande tenacia ed entusiasmo, era riuscito a coinvolgere moltissimi professionisti, docenti e manager d'azienda, convincendoli a scrivere articoli per le riviste della PEG, presentare relazioni ai convegni o iscriversi ad AiCARR e partecipare attivamente alla vita associativa. Alcuni di loro sono poi diventati Presidenti AiCARR, altri hanno vinto il Premio

giornalistico a lui intitolato, altri ancora hanno portato a termine molte delle idee che aveva proposto ma che non aveva avuto il tempo di concretizzare.

Roberto ci ha lasciati 30 anni fa, il giorno prima dell'apertura di Mostra Convegno, ma solo dopo essersi assicurato con una telefonata che tutto fosse a posto.

In suo ricordo, AiCARR ha istituito un premio quale riconoscimento al migliore scritto relativo ad argomenti di condizionamento dell'aria, riscaldamento, refrigerazione pubblicato sulla rivista organo ufficiale dell'Associazione.

In questa pubblicazione abbiamo raccolto tutti gli articoli vincitori del Premio Sanguineti perché rimanga traccia del grande contributo di idee che ha saputo dare alla nostra Associazione.

Mara Portoso, Presidente Commissione Comunicazione e Soci 2020-2023

INDICE DEI LAVORI PREMIATI

1996 - Marina Vio - Michele Vio

CdA n° 2 – febbraio 1995

Applicabilità delle pompe di calore evaporanti ad aria in Italia

1998 – Luigi Bontempi

38° Convegno annuale - Roma 10/11 aprile 1997

Abbattimento della concentrazione particellare all'interno di un'autovettura mediante filtrazione elettrostatica

2000 – Claudia Calabrese

Convegno AiCARR - Bologna 16 ottobre 1997

Il condizionamento dell'aria negli ambienti a grandi superfici aperte: confronto tra sistemi ad espansione diretta ed a fluido intermedio

2002 – Michele Vio

CdA n° 10 – ottobre 2000

Le celle a combustibile. Il loro impiego nel campo della cogenerazione

2004 – Stefano P. Corgnati – Marco Filippi – Gianvincenzo Fracastoro

Convegno AiCARR - Bologna 17 ottobre 2002

Qualità dell'aria con sistemi di ventilazione a dislocamento

2006 – Francesco Castellotti – Renato Lazzarin

Convegno AiCARR Padova 17 giugno 2004 - Bari 1 ottobre 2004 - Catania 21 ottobre 2004

Problematiche di rumore immesso nell'ambiente esterno da impianti di climatizzazione autonomi

2008 - Livio de Santoli

Convegno AiCARR - Bologna 13 ottobre 2005

La metodologia LCA per i sistemi impiantistici negli edifici

2010 – Filippo Busato – Davide Del Col – Marco Noro

CdA n° 1 – gennaio 2008 / CdA n° 2 - febbraio 2008

Energia dal vento e dall'acqua – parte 1 e 2

2012 – Hazim B. Awbi

Convegno AiCARR - Baveno 2011

Energy Efficient Ventilation for Retrofit Buildings

2014 – Gennaro Loperfido – Giacomo Villi

Seminario AiCARR - Sanità 2011 - Rozzano 18 novembre 2011

Sistemi di controllo ed evacuazione del fumo per la protezione delle vie di esodo

2016 – Aroldo Bargone

AiCARR Journal n° 31 – aprile 2015

Antisismica degli impianti. Confronto USA-Italia

2018 - Giovanni Curculacos, Fabio Peron, Piercarlo Romagnoni,
Gianluca Turchetto

AiCARR Journal n° 47 – dicembre 2017

Dalla progettazione al monitoraggio di una RSA

2020 - Francesco Fellin - Stefano Lama - Davide Potente - Luciano
Viero

AiCARR Journal 56 – maggio giugno 2019

HVAC per i siti della ricerca applicata: il caso PRIMA-NBTF

2022 – Federico Pedranzini

AiCARR Journal 66 – gennaio febbraio 2021

Impianti HVAC e SARS-CoV-2, dobbiamo ripensare la progettazione?

IL CLIMA ITALIANO È SOSTANZIALMENTE FAVOREVOLE ALL'USO DELLE POMPE DI CALORE.
LA SCELTA DELLA TIPOLOGIA ED IL VANTAGGIO ECONOMICO CHE SI POTRÀ OTTENERE
DOVRANNO COMUNQUE ESSERE VALUTATI DI VOLTA IN VOLTA TENENDO
CONTO DELLE TARIFFE APPLICATE ALL'ENERGIA PRIMARIA

APPLICABILITÀ DELLE POMPE DI CALORE EVAPORANTI AD ARIA IN ITALIA

M. Vio, Ma. Vio

PREMESSA

Il comma 15 dell'articolo 5 del D.P.R. n. 412 del 26 agosto 1993 [1] ribadisce, per gli edifici pubblici, l'obbligo di ricorrere a fonti energetiche rinnovabili quando vengano a mancare impedimenti di natura tecnica e/o economica.

L'allegato D del suddetto decreto comprende, tra le tecnologie di utilizzo delle fonti di energia rinnovabile o ad esse assimilate elettivamente, le pompe di calore a motore elettrico o endotermico.

Il presente lavoro si propone di valutare la validità energetica ed economica di tali tecnologie quando si tenga conto dell'influenza che il clima del sito ha sulla loro efficienza termodinamica.

A questo scopo ci si è valse dei valori orari della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna elaborati in [2] per il giorno medio di ogni mese e per 15 città italiane.

Analogia simulazione è stata effettuata con il sistema del Bin Method, molto ben spiegato nel testo del prof. Lazzarin "Sistemi solari attivi: manuale di calcolo", partendo dalle tabelle ivi riportate. I risultati sono stati sostanzialmente analoghi, con differenze minime: anzi il metodo del Giorno Medio Mensile fornisce valori leggermente più sfavorevoli, in alcuni casi, alle pompe di calore.

Ciò è giustificabile, come si potrà comprendere meglio leggendo l'articolo: infatti, tale metodo, lavorando su temperature orarie medie, taglia i valori estremi e tende quindi ad esaltare i valori di temperatura più critici per le pompe di calore (cfr. fig. 4).

Al di là di ogni altra considerazione, il metodo del Giorno Medio Mensile è stato scelto perché consente una differenziazione tra valori di temperatura e umidità diurni

e notturni, esigenza fondamentale per la presente analisi che vuole dare una visione globale dell'utilizzo delle PdC nel clima italiano per qualunque tipologia d'impianto, sia esso funzionante solo nelle ore diurne, in quelle notturne o nell'arco delle 24 ore.

Il comportamento termodinamico delle macchine, tenuto conto delle temperature e dei cicli di utilizzazione cui sono sottoposte, è stato invece desunto da dati sperimentali.

1. LA POMPA DI CALORE

Nei cicli termodinamici inversi il lavoro meccanico di un compressore viene utilizzato per trasferire calore da una sorgente a bassa temperatura (sorgente fredda) ad una sorgente a temperatura più elevata (sorgente cal-

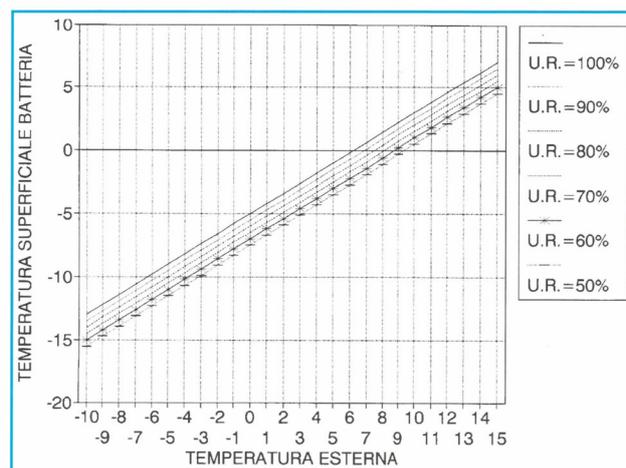


Figura 1

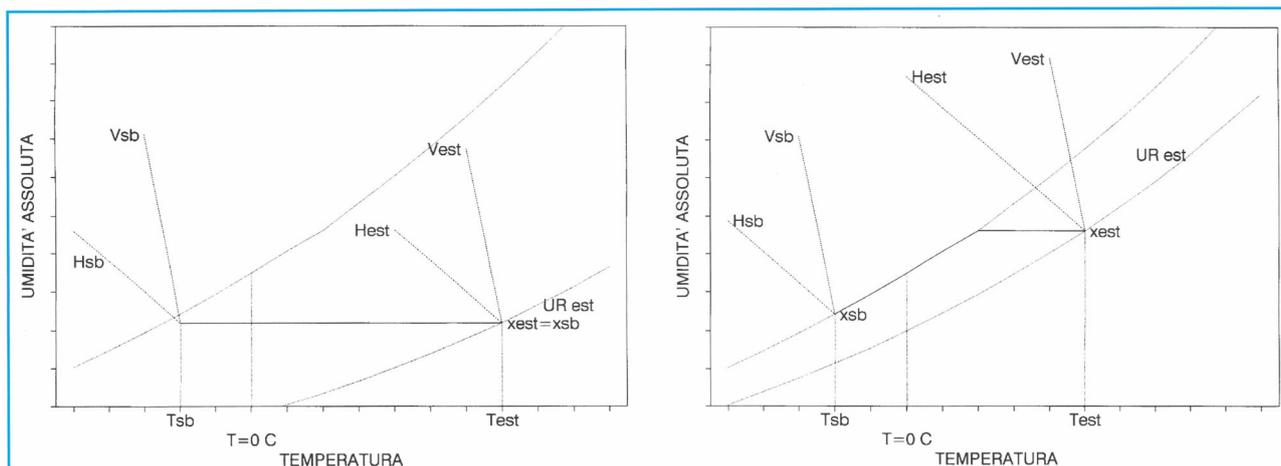


Figura 2a - Figura 2b

da). Il ciclo inverso viene denominato pompa di calore quando lo scopo è un "riscaldamento termodinamico", ovvero la cessione alla sorgente calda del calore sottratto alla sorgente fredda.

Gli organi attraverso i quali la pompa di calore scambia calore con le sorgenti calda e fredda sono rispettivamente il condensatore e l'evaporatore nei quali il fluido frigorifero, che percorre il ciclo, cambia di fase cedendo ed assumendo il calore di vaporizzazione. L'efficienza dell'operazione è descritta sinteticamente dal "coefficiente di effetto utile" COP.

In una pompa di calore Acqua - Aria le sorgenti calda e fredda sono rappresentate rispettivamente dall'acqua che circola nell'impianto di riscaldamento come fluido vettore e dall'aria esterna.

Fissati il tipo di fluido frigorifero e di compressore utilizzato, l'effetto utile della pompa di calore è funzione delle pressioni di condensazione ed evaporazione. Esse a loro volta dipendono dallo stato termodinamico delle sorgenti e dalla struttura dello scambiatore (superfici di scambio, tipologia dei materiali, velocità di attraversamento ecc.).

Nel funzionamento invernale la pressione di condensazione rimane costante in quanto il sistema di regolazione della macchina mantiene fissa la temperatura dell'acqua in uscita dal condensatore.

La pressione di evaporazione dipende, invece, dallo stato termodinamico dell'aria esterna. Trascurando il fattore di by-pass della batteria evaporante, cioè considerando che la temperatura dell'aria in ingresso sia uguale a quella dell'aria esterna e che la temperatura dell'aria in uscita sia uguale a quella della superficie della batteria, la potenza scambiata all'evaporatore risulta:

$$P_{EV} = M (H_{est} - H_{sb}) = V \left(\frac{H_{est}}{v_{est}} - \frac{H_{sb}}{v_{sb}} \right) \quad (1)$$

dove:

P_{EV} potenza scambiata dalla batteria evaporante

M portata di massa che attraversa la batteria evaporante

H_{est} entalpia dell'aria in ingresso alla batteria (temperatura ambiente)

H_{sb} entalpia dell'aria in uscita dalla batteria (temperatura superficiale della batteria)

V portata volumetrica che attraversa la batteria evaporante

v_{est} volume specifico dell'aria in ingresso alla batteria evaporante

v_{sb} volume specifico dell'aria in uscita alla batteria evaporante

La (1) lega in modo evidente la potenza scambiata all'evaporatore con lo stato termodinamico dell'aria esterna che è descritto dalle grandezze volume specifico ed entalpia.

Al variare della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna cambia la portata di massa che attraversa la batteria evaporante. I ventilatori, però, mantengono costante la portata volumetrica al modificarsi delle condizioni termoigrometriche dell'aria, variando solamente la prevalenza. Pertanto la portata volumetrica che attraversa la batteria si mantiene costante in ogni condizione di funzionamento.

Dalla (1) si possono quindi, note le condizioni dell'aria esterna e la potenza scambiata all'evaporatore, trovare le condizioni dell'aria in uscita dalla batteria e di conseguenza la temperatura superficiale della batteria stessa.

Per ogni pompa di calore, quindi, vi è una relazione univoca che lega lo stato dell'aria esterna (descritto da temperatura e umidità relativa dell'aria) alla temperatura superficiale della batteria. In figura 1 sono mostrati i valori dedotti sperimentalmente nelle sale prova Climaveneta. Tali valori sono stati estrapolati per prove su alcune grandezze di unità di serie e devono essere riferiti a batteria pulita in assenza di ghiaccio.

La temperatura di evaporazione è stata rilevata, mediamente, inferiore di 2°C rispetto a quella superficiale della batteria.

È interessante notare come valori elevati dell'umidità relativa consentano temperature superficiali, e quindi di evaporazione, più favorevoli perché viene sfruttato il ca-

Figura 3a

La potenza termica della pompa di calore (P_{th}) tende a diminuire nel tempo a causa della formazione di ghiaccio sulla batteria. Ad un certo punto il microprocessore, in base ad una lettura congiunta di temperatura e pressione, comanda l'inversione di ciclo: la batteria evaporante torna a funzionare da condensatore (ciclo estivo) e, scaldandosi, scioglie il ghiaccio, mentre lo scambiatore freon-acqua torna a funzionare da evaporatore, sottraendo calore all'impianto (energia negativa). Lo sbrinamento vero e proprio (defrost time) dura circa 1 minuto, al quale seguono circa 4 minuti di "sgocciolamento" (delay after defrost) durante i quali la batteria si asciuga: se infatti la pompa di calore reinvertisse immediatamente il ciclo, l'acqua formatasi

sulle alette dallo scioglimento del ghiaccio gelerebbe nuovamente, rendendo vana l'operazione. Nelle condizioni più critiche si ha un ciclo di sbrinamento ogni 30 minuti circa.

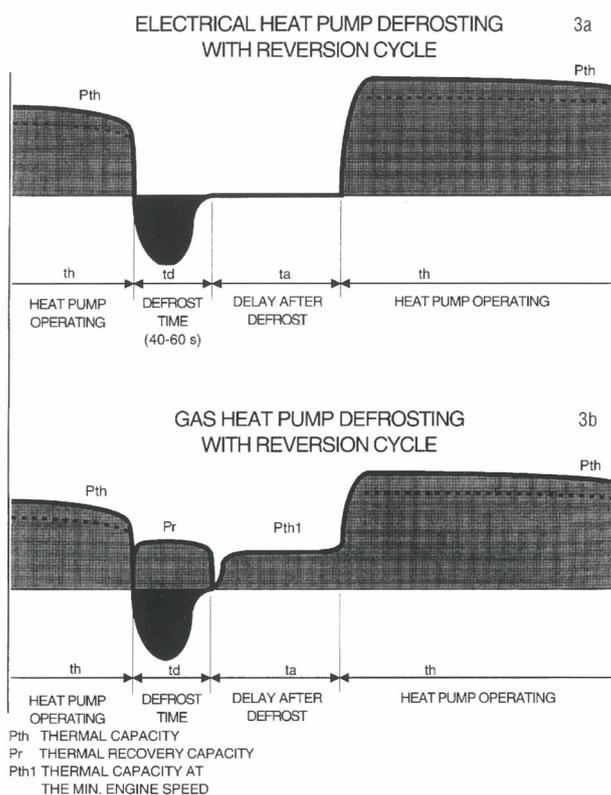


Figura 3b

Il ciclo di sbrinamento di una pompa a calore endotermica è sostanzialmente analogo a quello della macchina elettrica, ma energeticamente meno penalizzante. Infatti, durante lo sbrinamento vero e proprio, il motore gira al massimo dei giri e si ha sempre a disposizione l'intera energia di recupero (P_r) che compensa in parte (circa il 50%) l'energia negativa sottratta all'impianto. Nella fase di sgocciolamento la macchina funziona al minimo (grazie ad una modulazione della potenza di tipo continuo) mettendo a disposizione l'energia termica P_{th1} .

In questo caso non si ha un'immediata formazione di ghiaccio in quanto, funzionando solamente al 20% della potenzialità totale, la superficie della batteria evaporante è esuberante e la temperatura superficiale si mantiene al di sopra dei 0°C in ogni condizione.

lore latente dell'aria. Pertanto, a parità di temperatura esterna, il COP della pompa di calore sarà tanto più elevato quanto più elevata è l'umidità relativa dell'aria. Questa considerazione, a rigore esatta solo in intervalli di tempo elementari, può ritenersi valida anche quando si consideri il funzionamento dell'unità in un intervallo temporale finito purché le temperature superficiali della batteria restino maggiori di zero. Al di sotto di questo valore, infatti, può cominciare la formazione di brina sulla batteria.

In figura 2 sono visibili le trasformazioni termodinamiche subite dall'aria nella batteria evaporante, e regolate dall'equazione (1), a partire da diverse condizioni. Nel primo caso (fig. 2a) U.R. è bassa e il raffreddamento dell'aria da T_{EST} a T_{SB} avviene senza incontrare la curva di saturazione: l'umidità assoluta rimane costante e non vi è formazione di condensa sulla superficie della batteria ($x_{EST} = x_{SB}$). Nel secondo caso (fig. 2b) U.R. è più elevata e la trasformazione di raffreddamento tocca la curva di saturazione. Si ha pertanto una variazione dell'umidità assoluta pari a:

$$\Delta x = x_{EST} - x_{SB}$$

Tutto il vapore Δx viene condensato e, se la temperatura superficiale della batteria è inferiore allo zero, si trasforma in ghiaccio.

Per la pompa di calore la formazione di ghiaccio è de-

cisamente negativa: in primo luogo la brina formatasi sull'alettatura diminuisce lo scambio termico, fungendo da isolante; in secondo luogo fa aumentare le perdite di carico della batteria e quindi diminuire la portata d'aria che l'attraversa. L'effetto congiunto dei due fenomeni è una sensibile riduzione dello scambio termico. In queste condizioni la temperatura di evaporazione tende ad abbassarsi e con essa pure la temperatura superficiale. Aumentando di conseguenza Δx , si ha una sempre maggiore formazione di ghiaccio fino al

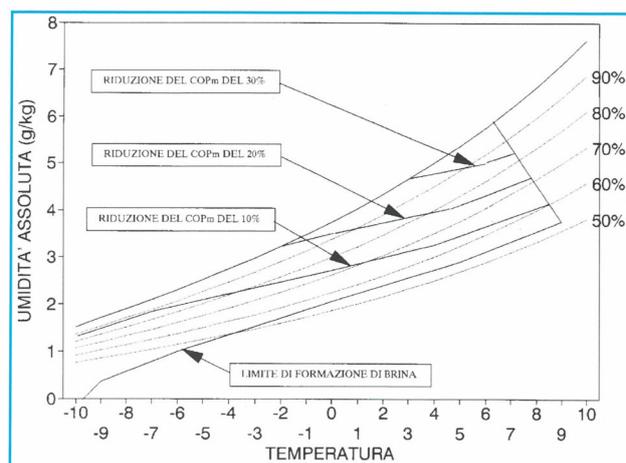


Figura 4

blocco totale della macchina. Per impedire questo fatto, nelle normali pompe di calore si effettuano dei cicli di sbrinamento periodici comandati dal microprocessore dell'unità sulla base di misure congiunte di pressione e temperatura. Sostanzialmente lo sbrinamento avviene invertendo il ciclo della macchina, facendo lavorare cioè la batteria di evaporazione come condensatore, in modo simile a quanto avviene durante l'eventuale funzionamento estivo.

Durante la procedura di sbrinamento vi è un intervallo di tempo nel quale la macchina assorbe energia dal raffreddamento dell'acqua dell'impianto nel condensatore che ora funziona come evaporatore. Vi è quindi un periodo di erogazione termica nulla, chiamato periodo di sgocciolamento, per dar tempo all'acqua che si è formata dallo scioglimento della brina di sgocciolare dall'alettatura della batteria (fig. 3a). Se non vi fosse tale periodo, l'acqua presente nell'alettatura gelerebbe immediatamente, vanificando il ciclo di sbrinamento.

2. POMPE DI CALORE A MOTORE ENDOTERMICO

In Italia, l'interesse per le pompe di calore a motore endotermico è cresciuto molto negli ultimi due anni tanto che attualmente sono in funzione almeno una sessantina di impianti di potenza superiore ai 100 kW installati che utilizzano macchine di serie di costruzione nazionale. Tale interesse è da addebitarsi sia alle prestazioni energetiche delle macchine in esame che ad una politica tariffaria particolarmente interessante avviata da Italgas.

Numerosi autori hanno sottolineato i vantaggi dell'utilizzo di pompe di calore a motore endotermico sia dal punto di vista energetico [4, 5, 6, 7 e 8] che dal punto di vista impiantistico [3, 4]. In particolare è stato messo in luce [5 e 8] come attualmente esse rappresentino, con i sistemi di cogenerazione, la soluzione energetica più avanzata.

Rimandando per approfondimenti ai lavori citati, è utile sottolineare un aspetto del sistema di sbrinamento che rende le macchine a motore endotermico più vantaggiose rispetto alle macchine elettriche. Durante l'inversione di ciclo, quando cioè la macchina lavora in assetto estivo (fig. 3b) [9], l'assorbimento di energia dall'impianto è compensato dal recupero di calore dal motore e dai fumi di scarico. Il motore, infatti, lavora a pieno regime durante la fase di sbrinamento vera e propria e a regime ridotto durante lo sgocciolamento.

3. PRESTAZIONI ENERGETICHE DELLE POMPE DI CALORE

Nelle valutazioni energetiche è necessario far riferimento al coefficiente di effetto utile COP_m ottenuto mediante il COP nell'intervallo di tempo compreso tra la fine di due cicli di sbrinamento contigui. Si ha la relazione:

$$\text{COP}_m = \frac{\int_0^\tau P_c dt}{\int_0^\tau A_c + A_a dt} \quad (2)$$

dove:

P_c potenza fornita all'impianto al condensatore

A_c potenza assorbita dai compressori

A_a potenza assorbita dagli ausiliari (ventilatori ecc.)

τ durata dell'intervallo temporale compreso tra la fine di due cicli di sbrinamento contigui.

Il valore di COP_m può essere valutato sperimentalmente ponendo la pompa di calore entro camere climatiche in grado di mantenere costanti il carico termico e le condizioni al contorno (temperatura e umidità relativa dell'aria) durante tutto il periodo di rilevamento.

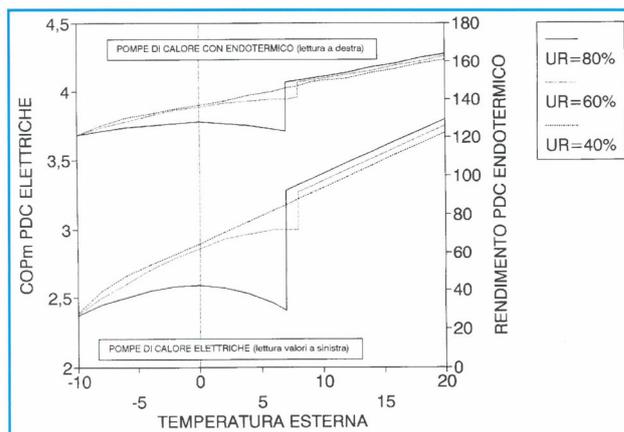


Figura 5

La formazione di brina sulla batteria evaporante limita, come già visto, le prestazioni delle pompe di calore. Sperimentalmente è stato verificato che, per geometria di batteria simile a quella delle macchine comunemente in commercio e per temperature superficiali inferiori a 0°C, la diminuzione di efficienza può considerarsi pari a 1% per ogni 0,05 g/kg di variazione di umidità assoluta che si produce durante il raffreddamento dell'aria sulla batteria. A parità di ogni altra condizione, per quanto detto a proposito del sistema di sbrinamento, questo valore è inferiore per le unità a motore endotermico.

In figura 4 sono riportate, sul diagramma Ashrae dell'aria umida valido per pressione atmosferica standard, le curve che rappresentano la riduzione di COP_m per differenti condizioni dell'aria esterna. Si vede che per valori di U.R. inferiori al 50% si ha formazione di brina solo a temperature molto basse, mentre le condizioni di funzionamento più critiche si hanno con U.R. maggiori dell'80% e temperature comprese tra 0 e 6°C.

A parità di ogni altra condizione, nelle macchine a motore endotermico, la perdita di efficienza è inferiore e pari a 0,75% per ogni 0,05 g/kg di variazione di umidità assoluta dell'aria durante il raffreddamento sulla batteria.

È bene, tuttavia, ripetere che tali valori valgono sola-

mente per determinate geometrie di batterie: ovviamente, batterie surdimensionate, con spaziature delle alette maggiorate, sono meno sensibili al fenomeno della brina oltre a presentare, a parità di condizioni dell'aria esterna, temperature superficiali più vantaggiose. Di contro, batterie sottodimensionate danno risultati decisamente scadenti che si riflettono negativamente sul funzionamento globale della macchina.

In [11] è stato chiaramente evidenziato come la pompa di calore abbia contratto una cattiva reputazione a causa di costruzioni quanto meno improvvisate. Troppi fabbricanti hanno trasformato i loro chiller in macchine a inversione di ciclo senza approntare, nella progettazione e nella realizzazione, quelle variazioni necessarie ad un corretto funzionamento in regime invernale. È fondamentale quindi che il progettista si renda conto della peculiarità della macchina, e che valuti molto bene i dati di catalogo anche leggendo tra le righe delle specifiche tecniche.

Un elemento fondamentale è la portata dell'aria. È evidente infatti che, a parità di resa e di numero di ranghi della batteria, una portata d'aria inferiore comporta necessariamente una minor temperatura superficiale e, di conseguenza, una minor efficienza in condizioni critiche. Pertanto, quando si vogliono eseguire impianti con pompe di calore in ambienti estremamente umidi, può essere consigliabile la costruzione di una macchina speciale con batteria e portata sovradimensionate.

Come è già stato segnalato in [3, 4, 10], il bilancio energetico di una pompa di calore a motore endotermico può essere descritto nel modo seguente.

Si considerino 100 unità di energia erogate come combustibile al motore. Si supponga che all'albero del compressore risultino disponibili 30 unità di energia, ovvero il prodotto dell'energia bruciata per il rendimento del motore stesso. L'energia resa dal circuito facente capo al condensatore sarà allora pari a $30 \cdot \text{COP}$, cioè all'energia disponibile all'albero moltiplicata per l'efficienza del ciclo inverso funzionante a pompa di calore. Delle rimanenti 70 unità introdotte nel motore, 25 vengono disperse per irraggiamento e nei fumi di scarico, mentre 45 sono recuperabili.

Dal punto di vista energetico questo recupero termico è fondamentale nel funzionamento invernale ed è quindi necessario progettare gli impianti utilizzando strategie e schemi appositamente studiati [3].

Per le pompe di calore a motore endotermico è utile introdurre una grandezza che ne caratterizzi l'efficienza energetica mediata nel tempo. Tale grandezza, che si può chiamare efficienza globale media della pompa di calore a gas, è descritta dalla relazione:

$$\text{COP}_m = \frac{\int_0^\tau (P_a \eta_m \text{COP} + P_a \eta_r) dt}{\int_0^\tau P_a dt} \quad (3)$$

dove:

P_a potenza assorbita dal motore

η_m rendimento meccanico

η_r rendimento del recuperatore

COP effetto utile del ciclo inverso

τ durata dell'intervallo temporale compreso tra la fine di due cicli di sbrinamento contigui.

Il valore di R_m è sempre maggiore dell'unità e pertanto, in termini strettamente termodinamici, è errato definire l'efficienza globale media come un "rendimento". Di qui in avanti, tuttavia, gli autori si prendono licenza di denominare brevemente R_m rendimento della pompa di calore a motore endotermico per assimilarlo al rendimento di una caldaia, termine di confronto fondamentale per le analisi economiche che seguiranno.

Per giustificare questa licenza si può osservare che il rendimento di una caldaia, in un certo periodo di tempo, è dato da:

$$\eta_c = \frac{E_r}{E_b} \quad (4)$$

dove:

E_r energia resa nel periodo considerato

E_b energia fornita nello stesso periodo come combustibile.

Osservando ora la (3) si può notare come il numeratore altro non sia che la potenza resa dalla macchina, mentre il denominatore è la potenza bruciata in termini di combustibile al motore. Integrando nel tempo i due termini si ottiene un rapporto di energie analogo a quello espresso dalla (4). Si ottiene cioè un rapporto tra energia resa ed energia fornita. In pratica, se si misura con un contatore d'energia il calore reso dalla caldaia e dalla pompa di calore endotermica e se si esprime in termini di energia la quantità di combustibile in ingresso ai due sistemi, si ottengono rispettivamente i valori assunti dal numeratore della (3) e della (4) e pertanto le grandezze espresse dalle due equazioni possono considerarsi equivalenti. Gli autori ritengono che, chiamando con lo stesso nome le due grandezze, si ottenga una maggior chiarezza nell'esposizione.

In figura 5 si può osservare l'andamento del COP_m delle macchine elettriche e del R_m delle macchine a motore endotermico in funzione della temperatura e dell'umidità relativa dell'aria esterna. Si vede come per U.R. pari al 40% l'andamento sia rettilineo fino a temperature maggiori di -5°C , mentre per U.R. superiori l'andamento sia discontinuo. Ciò è dovuto al fatto che quando l'umidità relativa è bassa non si ha mai formazione di brina mentre se l'umidità relativa è più elevata al di sotto di certe temperature si ha formazione di brina sulla batteria.

Si può notare inoltre che, laddove non si forma brina (valori a destra del punto di discontinuità), condizioni di elevata U.R. consentono efficienze superiori, grazie allo sfruttamento del calore latente di deumidificazione dell'aria. L'efficienza cala invece nettamente in presenza di formazione di brina. Con U.R. = 80% e temperature basse ($< 10^\circ\text{C}$), l'efficienza presenta un massimo in corrispondenza di 0°C . Da tale massimo decresce al crescere della temperatura fino a 8°C , valore oltre il quale non si ha più formazione di brina sulla batteria.

I valori di COP_m riportati in figura 5 valgono per macchina in perfette condizioni di manutenzione, batteria pulita e pettinata, installata mantenendo le distanze di rispetto previste dalla casa costruttrice; ogni condizione peggiorativa, diminuendo la portata d'aria, peggiora l'efficienza dell'unità. È pertanto fondamentale effettuare delle manutenzioni periodiche puntuali delle pompe di calore.

4. LA POMPA DI CALORE NEL CLIMA ITALIANO

È stata eseguita una simulazione del comportamento delle pompe di calore, sia a motore endotermico che elettrico, in 15 città italiane riunite per zone geografiche. In particolare sono state considerate:

5 città del Sud e delle Isole: Messina, Brindisi, Cagliari, Napoli, Pescara;

3 città del Centro: Roma, Ancona, Pisa;

7 città del Nord: Bologna, Genova, Trieste, Bolzano, Venezia, Milano, Torino.

Il criterio adottato è il seguente: per ogni città, si sono assunti i valori orari della temperatura e dell'umidità relativa del giorno tipo dei mesi invernali [2]. A questi valori si sono associate le medie di COP_m e R_m notturne e diurne. Le prime sono state ottenute integrando le (2) e (3) tra le 20 e le 6, le seconde tra le 7 e le 19. La suddivisione tra periodo notturno e diurno è stata fatta per poter tener conto di differenti fasce orarie di utilizzo, secondo la destinazione d'uso. Ad esempio: un palazzo per uffici sarà interessato solo ai valori diurni, una discoteca a quelli notturni, un albergo ad entrambi. Si sono infine ricavati alcuni parametri economici di confronto.

PRODUZIONE DI BRINA

Il primo punto esaminato è stato verificare se le condizioni climatiche della località prescelta fossero o no favorevoli al funzionamento della macchina; la sola temperatura dell'aria esterna non è sufficiente a definire le condizioni di esercizio; l'umidità relativa è il parametro che più influenza la formazione di brina e quindi l'efficienza del sistema.

In figura 6 sono visibili gli istogrammi che riportano, per le singole località, il numero di grammi di ghiaccio prodotti, per ogni kg di aria trattata, nelle 12 ore diurne (barre punteggiate) e nelle 12 ore notturne (barre piene). Il valore riportato è stato ricavato dalle relazioni:

$$\Sigma \Delta x_{\text{diurno}} = \sum_{h=7}^{h=19} (x_{\text{est}} - x_{\text{sb}})_h$$

$$\Sigma \Delta x_{\text{notturno}} = \sum_{h=20}^{h=6} (x_{\text{est}} - x_{\text{sb}})_h$$

dove i simboli hanno lo stesso significato che nell'equazione (1).

Gli istogrammi danno un'informazione visiva su quanto ghiaccio possa formarsi e quindi di quanto possa ridursi percentualmente l'efficienza.

Quantitativamente, è possibile valutare meglio la diminuzione di efficienza ricordando che per le pompe di calore elettriche essa può considerarsi pari a 1% per ogni 0,05 g/kg di variazione di umidità assoluta che si produce durante il raffreddamento dell'aria sulla batteria.

Tenuto conto che i grammi di ghiaccio per kg di aria trattata riportati negli istogrammi si riferiscono ad un funzionamento di 12 ore, si può stimare il numero medio di grammi di ghiaccio per kg di aria trattata che si deposita sulla batteria in ogni ora. La riduzione percentuale media di efficienza si ottiene infine moltiplicando per venti tale numero. In breve, se il numero di grammi di ghiaccio accumulati sul periodo di 12 ore sono $\Sigma \Delta x = 6$ si ha un valore medio orario di $\Delta x = 0,5$ e quindi una diminuzione di resa pari al 10%.

Esaminando i risultati suddivisi per zone geografiche si può notare quanto segue:

SUD ITALIA

Nelle città del Sud Italia le condizioni sono particolarmente favorevoli all'uso di pompe di calore durante tutta la stagione invernale. A Messina, per esempio, non si hanno mai condizioni che permettano la formazione di brina; a Brindisi la formazione di brina è praticamente irrisoria e si ha solo a febbraio; a Cagliari la formazione di brina avviene solo in gennaio e febbraio, in modo uguale sia di giorno che di notte, provocando una riduzione dell'efficienza di circa l'8%. Napoli ha una situazione climatica molto diversa durante il giorno e la notte: il clima è favorevole di giorno (7% di diminuzione dell'efficienza a gennaio e 5% a febbraio), sfavorevole di notte (-22% a gennaio, -13% a febbraio). La situazione di Pescara è peggiore: anche in questa località si ha una situazione climatica molto diversa tra giorno e notte: il giorno è favorevole (-10% a dicembre e febbraio, -13% a gennaio, -5% a marzo), la notte decisamente peggiore (-25% a dicembre, gennaio e febbraio, -18% a marzo).

ITALIA CENTRALE

Le condizioni variano molto da località a località. Sono comunque ottime ad ottobre, dove in nessuna località vi sono problemi di formazione di brina, buone a marzo con valori ovunque contenuti. Roma ha un clima favorevole: la riduzione di efficienza è in genere minore del 10% fatta eccezione per le ore notturne di gennaio (-30%) e febbraio (-23%). Ancona ha un clima favorevole in certi periodi dell'inverno, scadente nel periodo notturno di dicembre (-15%), pessimo a gennaio (-31% durante tutto il giorno) e nel periodo notturno di febbraio (-27%). Pisa ha un clima discreto di giorno (-15%), mentre di notte la situazione peggiora (-20%).

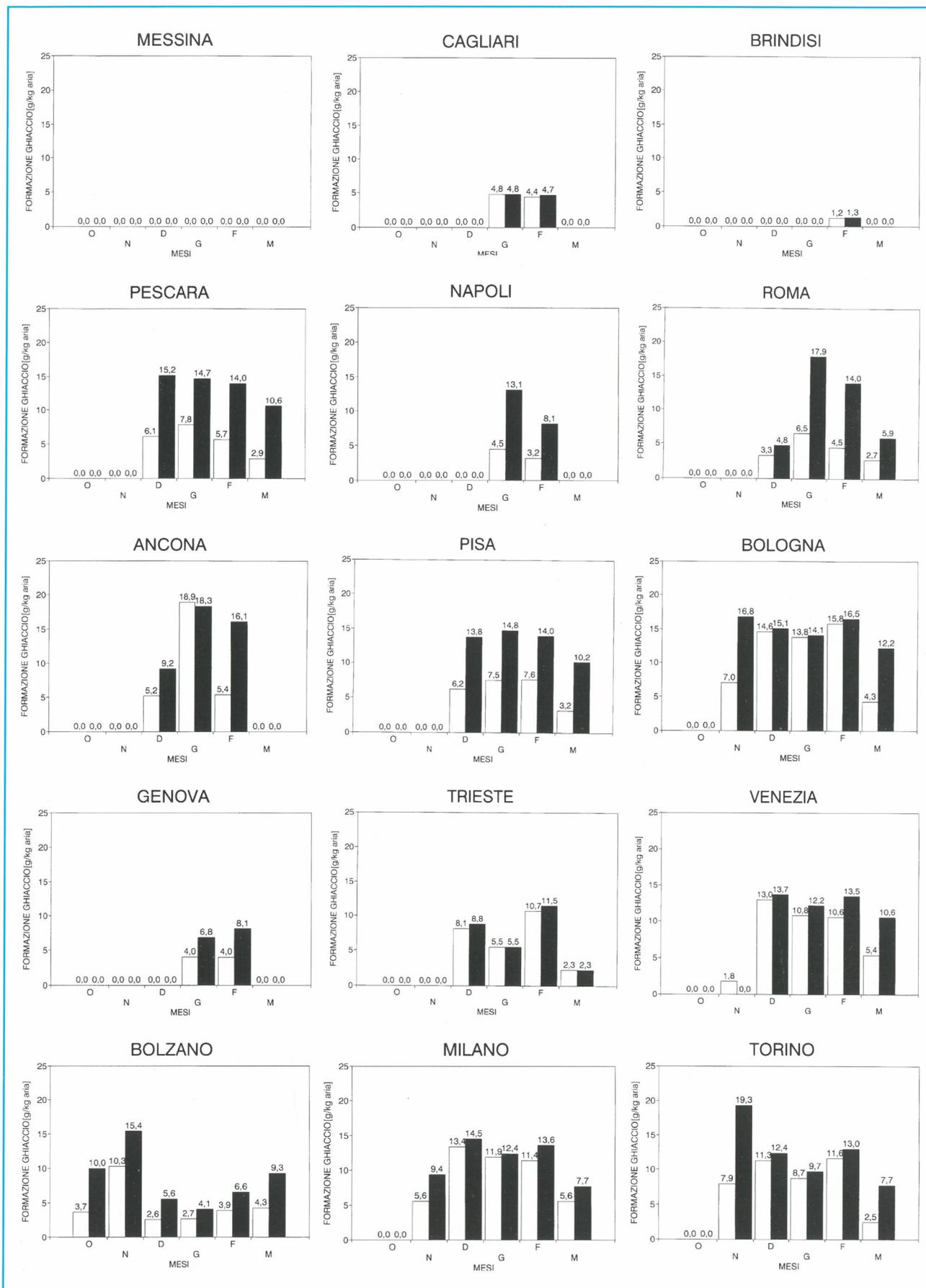


Figure 6.1 - 6.15

■ Ore notturne □ Ore diurne

ITALIA DEL NORD

Anche nell'Italia settentrionale le situazioni sono fortemente diverse secondo la località. In ottobre in nessuna città, tranne che a Bolzano, si ha formazione di brina. Tra le città esaminate, Bologna è di gran lunga la città con il clima meno favorevole: le diminuzioni di efficienza sono sempre del 20%, tranne che nelle ore giornaliere di novembre (-14%) e marzo (-8%).

Al contrario, Genova ha un clima quasi da città meridionale, e la perdita di efficienza ha valori sempre contenuti (-7% di giorno a gennaio e febbraio, -11% di notte a gennaio e -13% di notte a febbraio). A Trieste la perdita di efficienza è identica di giorno e di notte (-13% a dicembre, -9% a gennaio, -18% a febbraio, -4% a marzo).

Bolzano rappresenta un caso particolare, in quanto ha un clima freddo ma secco.

Si hanno notevoli fenomeni di formazione di ghiaccio ad ottobre di notte, a novembre, nelle notti di marzo. In tutti gli altri periodi temperatura e umidità relativa basse provocano una contenuta produzione di ghiaccio.

Venezia, malgrado la temperatura abbastanza mite, ha un clima umido che dà luogo ad una produzione di ghiaccio elevata durante tutti i mesi invernali. Milano ha un clima simile a Bologna da dicembre a febbraio, migliore a novembre e marzo.

Torino, infine, ha un clima che determina un comportamento delle macchine costante su buona parte del periodo invernale, tranne che nelle notti di novembre quando la riduzione di efficienza tocca un picco pari al 32%.

È bene ricordare che le riduzioni percentuali di efficienza qui sopra elencate fanno riferimento a macchine elettriche; i risultati sono più favorevoli considerando macchine con motore endotermico per le quali le riduzioni di efficienza sopra elencate vanno moltiplicate per 0,75.

EFFICIENZA DELLE POMPE DI CALORE

La riduzione di resa delle macchine, dovuta ai cicli di sbrinamento per far fronte alla produzione di brina, ha poco significato dal punto di vista energetico. Per comprendere cosa tutto questo significhi in termini di energia è necessario determinare il valore medio assunto da COP_m. Negli istogrammi di figura 7, per i 6 mesi considerati, viene fornito il valore del COP_m medio diurno e notturno per tutte le località prese in esame. Nelle figure le barre punteggiate rappresentano il giorno e quelle nere la notte.

I valori sono stati ricavati sulla base delle equazioni:

$$COP_{mMEDI0-diurno} = \frac{\sum_{h=7}^{h=19} COP_{mh}}{12}$$

$$COP_{mMEDI0-notturno} = \frac{\sum_{h=20}^{h=6} COP_{mh}}{12}$$

Analizzando i risultati mese per mese si trova quanto segue:

MESE DI OTTOBRE

I valori di COP_m medio si mantengono estremamente elevati in tutte le località italiane, sia di giorno che di notte. Unica eccezione Bolzano, con valori sostanzialmente buoni di giorno, peggiori (2, 8) di notte.

MESE DI NOVEMBRE

A novembre i valori di COP_m medio iniziano a differenziarsi secondo le località. I valori sono ottimi e sempre maggiori di 3,4 nel Meridione e nel Centro. Al Nord sono ottimi a Trieste e a Genova; buoni a Venezia; sufficienti nelle ore diurne a Bologna, Milano e Torino; scadenti nelle ore notturne a Milano e nelle ore diurne a Bolzano; molto scadenti nelle ore notturne a Bologna, Bolzano e Torino.

MESE DI DICEMBRE

Si accentuano le diversità tra le località. Ottimi i valori di COP_m medio al Sud, tranne che a Pescara nella quale i valori sono sufficienti di giorno e molto scadenti di notte. Al Centro, buoni per Roma, mentre Ancona e Pisa si comportano come Pescara.

Al Nord si segnala ancora l'ottimo clima di Genova. Bolzano, pur avendo temperature rigide, ha valori sicuramente buoni e superiori a tutte le altre città del Nord grazie al clima secco. Buoni i risultati a Trieste di giorno, decisamente scadenti nelle altre città.

MESE DI GENNAIO

Ottimi i valori di COP_m medio nelle città più meridionali (Messina e Brindisi); molto buoni di giorno a Cagliari, Genova e Napoli; discreti durante tutte le 24 ore ad Ancona, Trieste e Bolzano; discreti solo di giorno a Roma, Pescara, Pisa. Valori scadenti a Venezia e Torino di giorno, a Napoli di notte. Valori molto scadenti negli altri casi.

MESE DI FEBBRAIO

Sempre ottimi i valori di COP_m medio a Messina, Brindisi e Genova. Valori buoni nelle ore diurne, scadenti nelle ore notturne al Centro e nelle altre città del Sud. Valori scadenti al Nord: Bolzano ha i valori migliori.

MESE DI MARZO

Nelle ore diurne, valori di COP_m medio elevati in tutte

le località (la peggiore Venezia con 3). Di notte, i valori sono inferiori o uguali a 2,8 a Pescara, Pisa, Bologna, Venezia, Bolzano e Torino. L'analisi energetica delle macchine con motore endotermico a gas è stata, per brevità, tralasciata. Sostanzialmente, tuttavia, si può ritenere rispettato l'andamento dell'efficienza presentato dalle macchine a motore elettrico. Per avere un'idea approssimativa del loro rendimento si possono moltiplicare i valori riportati nella figura 7 per 30 e aggiungere 45.

VALUTAZIONI ECONOMICHE

Note le efficienze energetiche delle pompe di calore per le varie località italiane, si può ottenere rapidamente il confronto economico tra una soluzione tradizionale con caldaia e quella alternativa che utilizza un gruppo frigorifero a inversione di ciclo. Ci si limita qui ad un raffronto economico sul puro costo di esercizio. Un confronto economico generale, af-

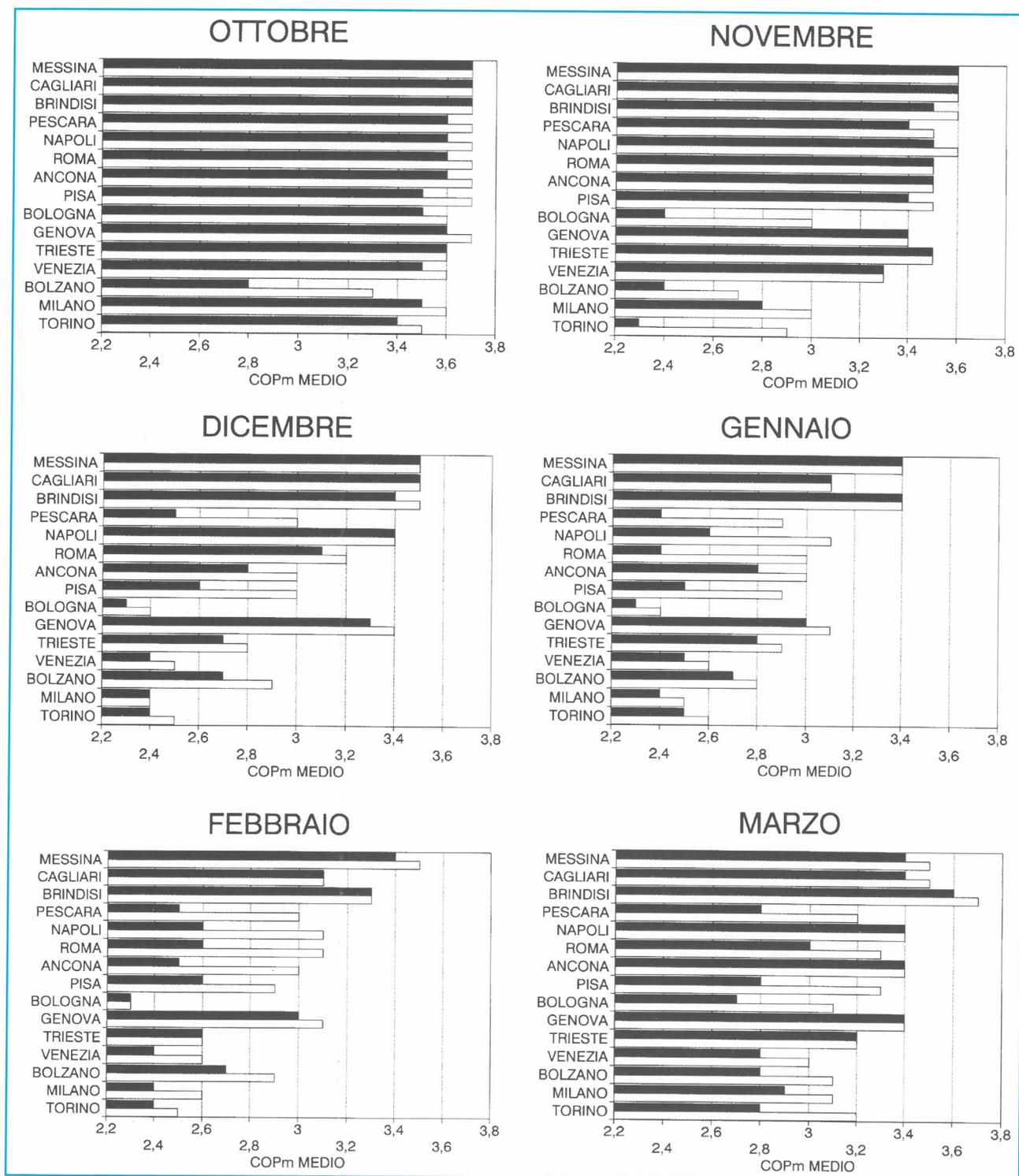


Figure 7.1 - 7.6

frontato globalmente su tutto il territorio nazionale per le varie tipologie d'impianto e per potenze termiche impegnate differenti, è cosa estremamente ardua e che esula dagli obiettivi del presente lavoro. Ci si trova di fronte, infatti, a tariffe elettriche diverse sulla base del tipo di contratto stipulato, differenti combustibili con costi differenziati sul territorio nazionale.

In sostanza, gli istogrammi di figura 8 vogliono solo fornire uno strumento che consenta al progettista di verificare, in prima battuta, la convenienza o meno della soluzione a pompa di calore, elettrica o endotermica, almeno dal punto di vista gestionale. Va da sé che bisognerà compiere un'ulteriore indagine sui tempi di rientro dell'investimento [10].

Un ultimo appunto: Cagliari non è ancora servita da un metanodotto, ma è stata inserita ugualmente in figura 8 per analogia con le altre città. Per combustibili diversi basta usare la formula (7).

Il costo unitario dell'energia termica prodotta attraverso una caldaia tradizionale è:

$$C_{U \text{ caldaia}} = \frac{C_c}{\eta P_{ci} t} \quad (5)$$

essendo:

C_c costo unitario del combustibile

η rendimento della caldaia

P_{ci} potere calorifico inferiore del combustibile

t tempo di riferimento del rilievo energetico.

Il costo unitario dell'energia termica prodotta attraverso una pompa di calore elettrica è:

$$C_{U \text{ pdc}} = \frac{C_e}{\text{COP}_m t} \quad (6)$$

nella quale i simboli sono quelli definiti in precedenza e C_e è il costo unitario dell'energia elettrica.

Uguagliando la (5) e la (6) si trova il rapporto tra il costo unitario del combustibile e il costo dell'energia elettrica. Risulta:

$$\frac{C_c}{C_e} = \frac{P_{ci} \eta}{\text{COP}_m} \quad (7)$$

Nel caso di gas metano e di gasolio, la (7) diventa rispettivamente:

$$\frac{C_g}{C_e} = 9,59 \frac{\eta}{\text{COP}_m} \quad \frac{C_{gl}}{C_e} = 11,63 \frac{\eta}{\text{COP}_m}$$

essendo:

C_g costo del metano per Nm^3

C_{gl} costo del gasolio per kg

C_e costo dell'energia elettrica per kWh.

Il confronto tra caldaia e pompa di calore con motore endotermico, invece, si traduce semplicemente in un rapporto tra rendimenti.

In figura 8 sono riportati, per le 15 località in esame

(caso caldaia alimentata a metano con rendimento 90%) i valori di pareggio del rapporto C_g/C_e . Per pareggio si intende l'indifferenza economica a produrre energia termica con la pompa di calore e con la caldaia: valori superiori favoriscono la produzione con pompa di calore, valori inferiori alla produzione con caldaia. La parte destra dei grafici riporta il risparmio che, rispetto alla caldaia tradizionale con rendimento pari al 90%, si consegue con l'adozione di una macchina a motore endotermico rispettivamente nelle ore diurne e notturne per ogni località.

Nel caso la caldaia sia alimentata a gasolio bisogna moltiplicare il valore di ascissa della parte sinistra dei grafici di figura 8 per un coefficiente pari ai 1,21. Dai diagrammi di figura 8 non si può invece dedurre un raffronto tra pompa di calore a motore endotermico alimentato a gasolio e caldaia alimentata con lo stesso combustibile perché tutti i valori di R_m medio calcolati nel presente lavoro si riferiscono a motori a gas (ciclo Otto) che hanno rendimenti meccanici diversi da quelli a gasolio (ciclo Diesel).

I grafici di figura 8 consentono anche il confronto pompa di calore elettrica e pompa di calore a motore endotermico. In questo caso bisogna: moltiplicare per 100 il valore, valido per la pompa di calore elettrica, che si legge nella parte sinistra del grafico; dividere il risultato così ottenuto per un coefficiente pari a 100 meno il valore che si legge nella parte destra del grafico e che corrisponde al risparmio ottenibile da una macchina a motore endotermico.

Per esempio a Genova, nel mese di gennaio e nelle ore notturne, si ottiene:

valore letto a sinistra (rapporto C_g/C_e) 2,9

valore letto a destra (risparmio tra endotermico e caldaia) 35%

nuovo rapporto C_g/C_e tra endotermico e macchina elettrica $290/65 = 4,5$

Il risultato mette in evidenza che conviene utilizzare una macchina a gas piuttosto che elettrica se il costo del gas è inferiore a 4,5 volte quello dell'energia elettrica.

I costi dell'energia elettrica variano secondo la tipologia e, nel caso di tariffe multiorarie, anche secondo l'ora di utilizzo [11, 12]. Anche i costi del gas, laddove questo sia disponibile, dipendono sia dalle tariffe della società distributrice che dalla defiscalizzazione o meno del gas a seconda della tipologia di utilizzo. Pertanto è impossibile fissare in modo univoco il costo dell'energia ed ogni caso deve essere esaminato singolarmente.

Si può affermare che, a parità di costo dell'energia primaria, le pompe di calore a motore endotermico sono economicamente convenienti anche in climi rigidi dove quelle elettriche possono non esserlo. Come esempio vengono sviluppati i confronti economici caldaia-pompe di calore per le due città che presentano condizioni climatiche in assoluto migliori e peggiori, cioè Messina e Bologna. Per semplicità si suppone che il costo dell'energia elettrica sia pari a 200 L/kWh.

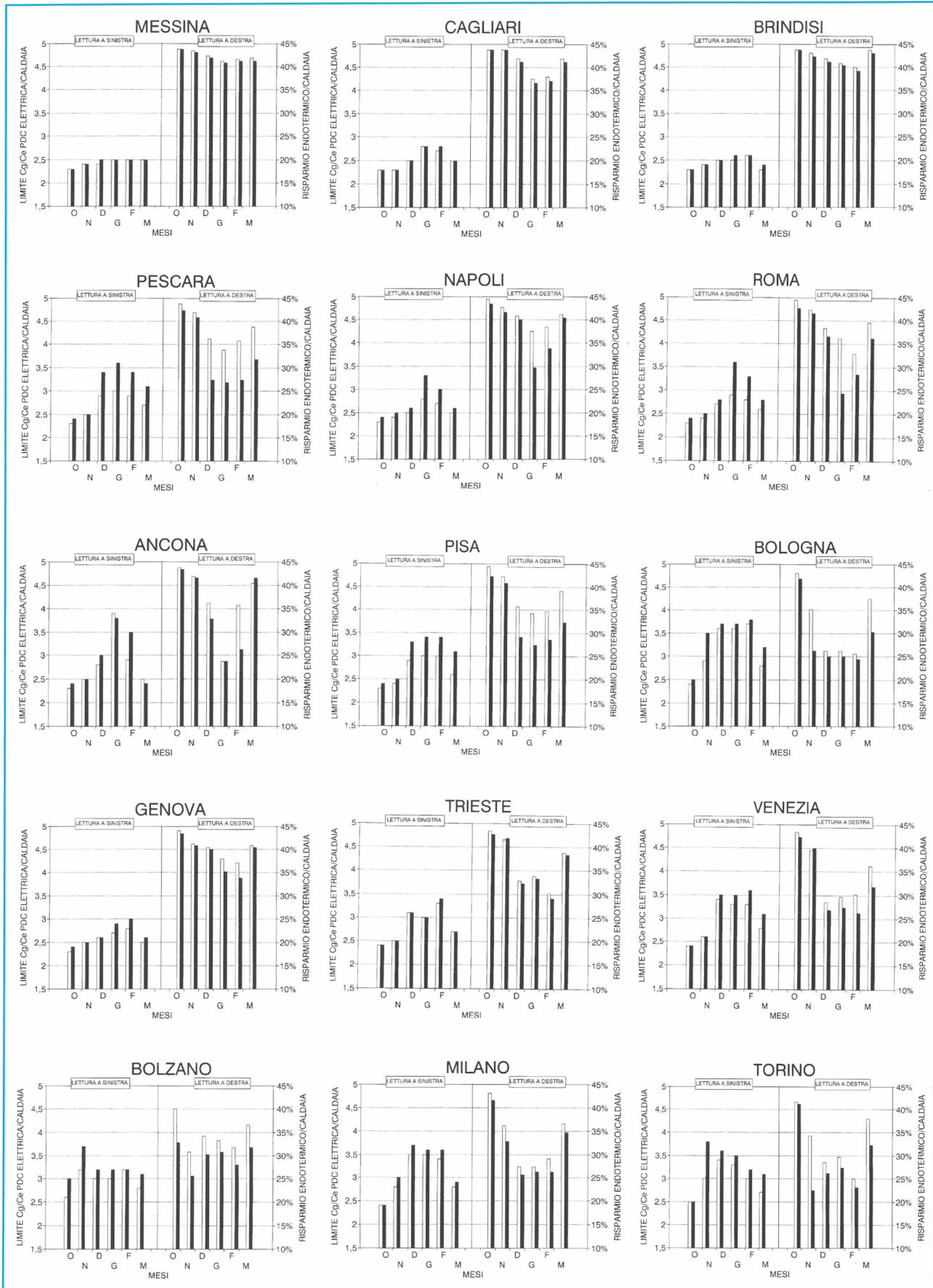


Figure 8.1 - 8.15

RAFFRONTO TRA POMPA DI CALORE ELETTRICA E CALDAIA

A Messina è conveniente l'uso della pompa di calore elettrica per costi del gas superiori a: 460 L/Nm³ in ottobre, 480 L/Nm³ in novembre e in dicembre nelle sole ore diurne, 500 L/Nm³ negli altri casi. Tali costi sono estremamente bassi, sicuramente non corrispondenti ai costi nella distribuzione civile [12].

A Bologna i valori sono: 480 L/Nm³ ad ottobre nelle ore diurne; 500 L/Nm³ ad ottobre nelle ore notturne; 560 L/Nm³ a marzo e 580 L/Nm³ a novembre nelle ore diurne; 640 L/Nm³ a marzo e 700 L/Nm³ a novembre nelle ore notturne; 720 L/Nm³ di giorno a dicembre e gennaio nelle ore diurne; 740 L/Nm³ a dicembre e gennaio, ore notturne, e a febbraio, ore diurne; 760 L/Nm³ a febbraio ore notturne.

RAFFRONTO TRA POMPA DI CALORE ELETTRICA E POMPA DI CALORE ENDOTERMICA

A Messina si ha convenienza ad usare la pompa di calore a motore endotermico rispetto a quella elettrica per costi del gas inferiori alle 820 L/Nm³ in ottobre, 840 L/Nm³ in novembre, 828 di giorno in dicembre, circa 850 L/Nm³ negli altri casi.

A Bologna i valori sono: 840 L/Nm³ di giorno ad ottobre, 860 L/Nm³ di notte ad ottobre, 890 L/Nm³ di giorno a marzo e di giorno a novembre, 915 L/Nm³ di notte a marzo, 945 L/Nm³ di notte a novembre, 970 L/Nm³ di giorno a dicembre e gennaio, 980 L/Nm³ di notte a dicembre e gennaio e di giorno a febbraio, 1000 L/Nm³ di notte a febbraio.

CONCLUSIONI

Dalle considerazioni fino a qui svolte, si deduce che il clima italiano è sostanzialmente favorevole all'uso delle pompe di calore anche se la scelta della loro tipologia ed il vantaggio economico che si potrà ottenere deve essere valutato di volta in volta tenendo conto delle tariffe applicate all'energia primaria.

In ogni caso, è necessario sottolineare come, spesso, le pompe di calore vengano considerate come alternativa alle caldaie. In quest'ottica vengono proposti raffronti inaccettabili in termini di investimento iniziale perché una pompa di calore ha un prezzo decisamente più elevato di una caldaia di pari potenza.

Il raffronto è diverso quando le pompe di calore vengano viste come alternativa ai chiller tradizionali in impianti dove sia comunque necessario il condizionamento estivo e vengano dunque scelte sulla base delle potenze richieste per la refrigerazione. Con questa logica, infatti, spendendo una cifra solo leggermente superiore, oltre ad ottenere un impianto a doppia energia primaria si hanno notevoli risparmi sul costo di esercizio.

Si è già dimostrato [13] come sia possibile ottimizzare il costo di esercizio sulla base dei costi dell'energia: la

possibilità di avere in un impianto una caldaia a gasolio o a gas e una pompa di calore elettrica permette di privilegiare l'uso dell'uno o dell'altro generatore in funzione delle condizioni climatiche esterne e delle tariffe in vigore nel lasso temporale considerato.

Nel presente lavoro è visto, per esempio, come a Bologna convenga in alcuni periodi utilizzare la pompa di calore al posto della caldaia: tali periodi saranno ampliati, qualora il prezzo del combustibile del generatore aumenti rispetto al costo dell'energia elettrica, ridotti in caso contrario. La soluzione sarà tanto più vantaggiosa in località con climi più favorevoli.

Il fatto che le pompe di calore a motore endotermico utilizzino lo stesso combustibile della caldaia potrebbe generare incertezze riguardo la loro convenienza. Va invece ricordato che il risparmio ottenibile con queste macchine non si limita al solo risparmio specifico di energia ma genera risparmi meno evidenti connessi al costo fisso dei contatori elettrici, in secondo luogo, ai costi iniziali per la costruzione di un'eventuale cabina elettrica ecc. [10]. Le pompe di calore a motore endotermico convengono comunque rispetto ad un impianto tradizionale con caldaia e chiller: infatti, qualora diminuisca il costo del gas rispetto all'energia elettrica, esse converranno nell'utilizzo estivo; qualora invece aumenti il costo del gas esse converranno nell'utilizzo invernale in quanto il loro rendimento è decisamente superiore a quello di una caldaia. Da questo punto di vista esse sono decisamente convenienti rispetto a degli assorbitori che permettono un risparmio solo nel periodo estivo e pertanto sono legati indissolubilmente al costo del gas.

Giova tuttavia ricordare che in ogni caso un impianto che utilizzi un qualsiasi sistema a pompa di calore deve essere studiato e dimensionato avendo a mente i principi fondamentali che ne governano l'efficienza (primo fra tutti la temperatura delle "sorgenti" in gioco) e la necessità di progettare soluzioni che tengano conto dei transitori dovuti allo sbrinamento delle unità. ■

BIBLIOGRAFIA

- [1] Decreto del Presidente della Repubblica 26 agosto 1993, n. 412: Regolamento recante norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio e la manutenzione degli impianti termici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione dell'articolo 4, comma 4, legge 9 gennaio 1991, n. 10. Condizionamento dell'Aria, novembre 1993
- [2] *Dati climatici per la progettazione edilizia*, C.N.R. Progetto Finalizzato Energetica, Roma, febbraio 1982
- [3] L. Favaretto - Mi. Vio: *Progettazione di impianti con pompe di calore a motore endotermico: analisi di alcuni casi tipici*. Condizionamento dell'Aria, ottobre 1992
- [4] M. Strada - Mi. Vio: *Palazzo Manfrin a Venezia*. Condizionamento dell'Aria, agosto 1992
- [5] A. Cavallini: *Pompe di calore con motore a gas*. Atti del convegno AICARR di Bari "Il riscaldamento ed il gas naturale", 8, 9 ottobre 1992
- [6] M. Zecchin: *Prestazioni tecnico-economiche delle macchine a compressione con motore endotermico a gas naturale*.

Atti del convegno AICARR di Bari "Il riscaldamento ed il gas naturale", 8, 9 ottobre 1992

[7] L. Favaretto, A. Tambone: *Prestazioni, consumi, recuperi delle pompe di calore con motore endotermico al variare delle condizioni ambientali*. Atti del convegno AICARR di Bari "Il riscaldamento ed il gas naturale", 8, 9 ottobre 1992

[8] R. Vanoli, M. Dentice d'Accaria, A. Palombo: *Analisi termodinamica ed economica di centrali frigotermoelettriche*. Atti del convegno AICARR "Le centrali frigotermoelettriche negli impianti di climatizzazione: esperienze ed idee", Padova, 16 giugno 1994.

[9] M. Zecchin: *Cooling with gas engine equipment*. European Communities Seminar: Advanced Systems of Passive and Active Climatisation, Barcelona, 3-5 June, 1993

[10] Mi. Vio: *Considerazioni economiche sull'impiego del gas naturale nella climatizzazione: piccola capacità*. Atti del convegno AICARR di Vicenza "Il condizionamento dell'aria ed il gas naturale", maggio 1992

[11] L. Schibuola: *Tariffa elettrica multioraria e pompa di calore*.

Condizionamento dell'Aria, novembre 1993

[12] A. Zannerio, R. Zecchin: *Aspetti legislativi e normativi delle centrali termofrigoelettriche*. Atti del convegno AICARR "Le centrali frigotermoelettriche negli impianti di climatizzazione: esperienze ed idee", Padova, 16 giugno 1994.

[13] Mi. Vio - M. Strada - Ma. Vio: *Parametri di regolazione per l'ottimizzazione economica nella produzione di calore in funzione del costo dell'energia e delle prestazioni termodinamiche dei generatori*. Atti del convegno AICARR "Fattori di economia e di benessere nella regolazione e nella contabilizzazione del calore", Bologna, ottobre 1993.

Dott. ing. Michele Vio, Climaveneta S.p.A.,
Bassano del Grappa (VI),
Dott. arch. Marina Vio,
Dipartimento di Progettazione Architettonica,
Istituto Universitario di Architettura di Venezia

Abbattimento della concentrazione particellare all'interno di un'autovettura mediante filtrazione elettrostatica

LUIGI BONTEMPI

Titolare della TECNICA BONTEMPI - Calvisano - Brescia

ABSTRACT

L'esperienza condotta e illustrata nella relazione, descrive l'andamento nel tempo delle concentrazioni inquinanti microparticellari dell'aria, all'interno di una comune autovettura, che circoli normalmente in una città medio-piccola.

La prova volge a determinare, con apposita strumentazione, le variazioni nel tempo del numero medio di particelle molto sottili (con diametro < 1 micron), presenti nell'aria interna dell'abitacolo di una moderna autovettura.

In particolare, l'autovettura in esame, monta al suo interno, un impianto di filtrazione elettrostatica e ventilazione con ricircolo dell'aria indoor.

Notoriamente gli inquinanti presenti nell'aria interna di un'autovettura, sono prevalentemente di origine esterna.

Basti pensare agli scarichi delle altre auto e degli altri veicoli commerciali (camion, bus ecc.), ai residui di gomma rilasciati dai pneumatici, alle fibre prodotte e rilasciate dall'usura dei freni e alle sempre presenti polveri ambientali, prodotte e movimentate dai venti e dallo scorrere del traffico urbano ecc.

A tutto questo va aggiunto l'inquinante prodotto da fonti interne, le quali sono dovute essenzialmente, alla presenza d'eventuali fumatori, dai materiali costituenti l'arredo interno e dall'impianto di climatizzazione, quasi mai sottoposto a corretta e regolare manutenzione.

L'utilizzo di un sistema a ricircolo d'aria, la quale è opportunamente depurata dalle sostanze inquinanti particellari mediante filtrazione elettrostatica, può portare ad un miglioramento della qualità dell'ambiente indoor di un'autovettura o altro mezzo.

Tale miglioramento è dovuto alla drastica riduzione del rischio potenziale, per la salute degli occupanti, rappresentato dalla presenza e dall'inalazione di sostanze nocive di varia natura e origine.

1. PREMESSA

Molto spesso si parla e si discute dei problemi concernenti l'IAQ (qualità dell'aria negli ambienti indoor) per le conseguenze dirette che questo ha sulla salute dell'uomo.

Per ambienti indoor, solitamente s'intendono le case, le scuole, le palestre, gli uffici, gli edifici pubblici e quant'altro l'uomo frequenti, o vi stazioni nel corso della giornata.

Per errore, dimenticanza o altro, non si è mai considerato in modo adeguato, il tempo che l'uomo moderno trascorre all'interno dell'abitacolo dei vari mezzi di trasporto, (auto, camion, autobus ecc.) a causa dei suoi continui e giornalieri spostamenti.

Sovente gli utenti di questi mezzi di trasporto, si trovano incolonnati in autostrade sempre più affollate, o a semafori intasati, dove loro malgrado, sono costretti a respirare in dosi superiori alla norma, inquinanti aerodispersi di varia natura e tossicità.

Tra i quali possiamo citare fra gli altri : residui prodotti dall'incompleto processo di combustione di altri veicoli (HC) (Pb, aerosol di oli, idrocarburi, ipa, particelle carboniose, Co, no_x, ecc.) a cui vanno aggiunte le particelle prodotte dall'abrasione dei pneumatici e dell'asfalto, le fibre di amianto rilasciate dall'impianto frenante, metalli, ceneri ecc..

A peggiorare questa situazione, contribuisce poi la periodica presenza nell'aria di sostanze allergene come i pollini, le spore ecc. che vengono stagionalmente dispersi dalla vegetazione. Le quali, in concomitanza con alcune situazioni critiche e particolari di inquinamento, possono creare maggiori e più incisivi problemi a chi già soffre di ipersensibilità nei loro confronti, ed allarga inoltre il numero di altri potenziali fattori sensibilizzanti.

I materiali usati per gli arredi interni dei veicoli contribuiscono, a loro volta ed in buona misura a guastare la situazione dell'IAQ del loro abitacolo, rilasciando formaldeide, VOC, polveri ecc., quali residui derivati dalla loro produzione e trasformazione.

Questo stato, già di per se problematico, peggiora ulteriormente se nella circostanza una o più persone fumano all'interno del veicolo, perché com'è ben noto, il fumo di tabacco è un'inquinante indoor tra i più nocivi per la nostra salute.

Esso è composto, in massima parte da particolari solidi e liquidi, i quali hanno un diametro equivalente compreso tra 1 micron e alcuni millesimi di micron (particolato, nicotina, acidi, fenoli, metalli pesanti ecc.) e da gas (CO, CO₂, formaldeide, NO₂, NO, ecc.).

Come il fumo di tabacco, anche gli inquinanti di origine esterna all'abitacolo, sono costituiti in larga parte da microparticelle, le quali oscillano da millesimi a qualche decina di micron.

Tra le sostanze con i diametri maggiori troviamo: le polveri, i pollini, le spore, le fibre ecc., le quali molto spesso, fanno da substrato e da veicolo a batteri, virus e altri componenti biologici facilitandone così, una volta depositati sulle superfici e sui percorsi aerulici degli impianti di climatizzazione, la loro diffusione nell'aria ambiente.

Le sostanze inquinanti composte da particelle più piccole invece, che hanno un diametro equivalente inferiore a 1 mm (fumi in genere, particolati carboniosi, ecc.), oltre a rimanere molto più a lungo in sospensione, penetrano nei polmoni in profondità e depositandosi negli alveoli, risultano difficilmente espettorabili dal nostro apparato respiratorio.

Le tipologie e le concentrazioni di queste sostanze nocive, che si riscontrano all'interno dell'abitacolo di un veicolo, risultano spesso maggiori rispetto a quelle mediamente presenti negli ambienti indoor di uso abitativo o lavorativo.

Tutto questo implica, per tutti gli utenti dei vari mezzi di trasporto, non solo un

maggior fattore di rischio-salute a medio e lungo termine, ma fonte di malesseri immediati (cefalee, nausea, irritazioni agli occhi, ecc.), i quali spesso sono causa di incidenti anche gravi.

2. ATTUALI SOLUZIONI

E' soltanto da pochi anni che l'industria e gli operatori del settore automobilistico, si occupano in modo approfondito dell'inquinamento particellare esistente nell'abitacolo delle autovetture e degli altri mezzi di trasporto su strada.

L'avvento della climatizzazione interna integrata, sempre più diffusa anche sui mezzi di piccola cilindrata, ha creato la necessità di dover pulire l'aria già trattata termicamente, la quale viene quindi intercettata sul suo percorso, da setti filtranti di varia natura e efficienza, prima di immetterla all'interno dell'abitacolo.

I setti filtranti utilizzati sono perlopiù, dei materassini in fibra minerale o artificiale e in carta microporosa, i quali vengono opportunamente plissettati per aumentarne la superficie utile e diminuirne così la perdita di carico, la quale se troppo elevata, sbilancerebbe da subito il percorso aerulico dell'impianto climatizzatore.

Questa tipologia filtrante "meccanica", data la sua versatilità dimensionale e di modelli, la sua semplicità di costruzione, è caratterizzata da un costo di produzione molto contenuto.

La sua efficienza di filtrazione è valutata in relazione e limitatamente, a particelle medio-piccole, quali : pollini, polveri grossolane, filacce, fibre lunghe ecc. .

Un'efficienza più elevata e legata anche a particelle più piccole ($\geq 1 \mu\text{m}$), la si ottiene con l'uso di materassini filtranti composti da fibre artificiali sottili e rettangolari, le quali subiscono una carica elettrostatica in fase di produzione.

La carica elettrica presente sulle loro superfici ortogonali, permette di trattenere particelle con diametro più piccolo, ciò a causa dell'attrazione elettrostatica esercitata dalla fibre stesse sulle particelle di sporco in transito.

Anche in questo caso, la plissettatura del materassino di fibre si rende necessaria in quanto, una buona efficienza e un'accettabile perdita di pressione, si ottengono solo con velocità molto basse dell'aria di passaggio.

Recentemente a tutte queste tipologie di filtro, è stato abbinato un'ulteriore stadio di depurazione mediante l'impiego di carboni attivi.

Esso è costituito prevalentemente, da un supporto di media fibroso a celle aperte o cartaceo sulle cui superfici si è fatto aderire uno strato di polvere di carbone attivato.

La funzione primaria del carbone attivo è quella di adsorbire le molecole di gas e degli odori, eventualmente presenti nell'aria, imprigionandole nelle sue numerose cavità porose.

La quantità d'aria trattata però, la sua velocità, il tempo di contatto con i gas e le condizioni climatiche esterne (alta umidità come nebbia, pioggia, neve ecc.), fanno sì che la saturazione, dell'esiguo quantitativo di carbone attivo impiegato, sia repentina e quindi la sua reale efficacia è quantomeno dubbia se non praticamente trascurabile.

In generale tutte queste tipologie di filtro, trattano unicamente l'aria esterna e prima che questa sia introdotta all'interno dell'abitacolo e vengono escluse dalla ventilazione nel caso in cui l'impianto climatizzatore, venga messo in ricircolo.

Situazione che si verifica ogni qualvolta le condizioni climatiche e ambientali

esterne, rendano necessarie tutte le potenzialità termiche dell'impianto stesso (caldo afoso, freddo intenso) e/o che sia presente un'elevata concentrazione d'inquinanti nell'aria esterna (gallerie, code, tratti sterrati e cittadini ecc.).

Una diversa locazione del sistema filtrante all'interno del veicolo si rende quindi indispensabile al verificarsi della situazione sopra descritta.

Una soluzione può essere rappresentata dell'inserimento nell'abitacolo stesso del veicolo, di un sistema a ricircolo con filtrazione dell'aria interna. (v. Figura 1)

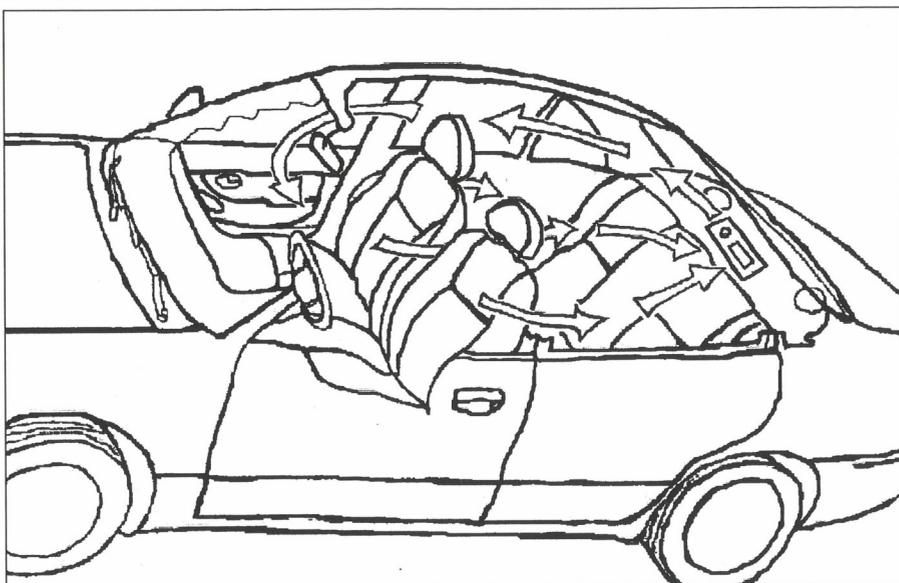


FIGURA 1

Piccoli depuratori con ricircolo interno e in grado di filtrare gran parte dei particolati aerodispersi, sono già molto diffusi in quei paesi dove maggiore è la richiesta di condizionamento sui veicoli (es. Giappone, USA), contrariamente all'Europa e all'Italia, dove essi sono praticamente sconosciuti.

La tecnologia di filtrazione adottata, quasi esclusivamente, è quella elettrostatica, essendo l'unica in grado di abbinare alta efficienza di separazione, per i particolati più nocivi ($< 1 \mu\text{m}$), a ridotte perdite di carico, le quali permettono tassi di ventilazione maggiori e livelli di emissione sonora più contenuti.

In Italia è stato recentemente messo a punto, in quest'ottica di ricircolo d'aria interna, un nuovo progetto, destinato al mercato europeo, il quale sfrutta l'innovativo filtro elettrostatico FEMEC (filtro elettrostatico a moduli componibili) (v. figura 2).

3. DESCRIZIONE DEL NUOVO PROGETTO

Il progetto dell'apparecchio filtrante a ricircolo e descritto in figura 3, è alloggiato nella parte posteriore dell'abitacolo del veicolo e montato precisamente, sulla parte denominata in gergo "cappelliera". (v. Figura 1)

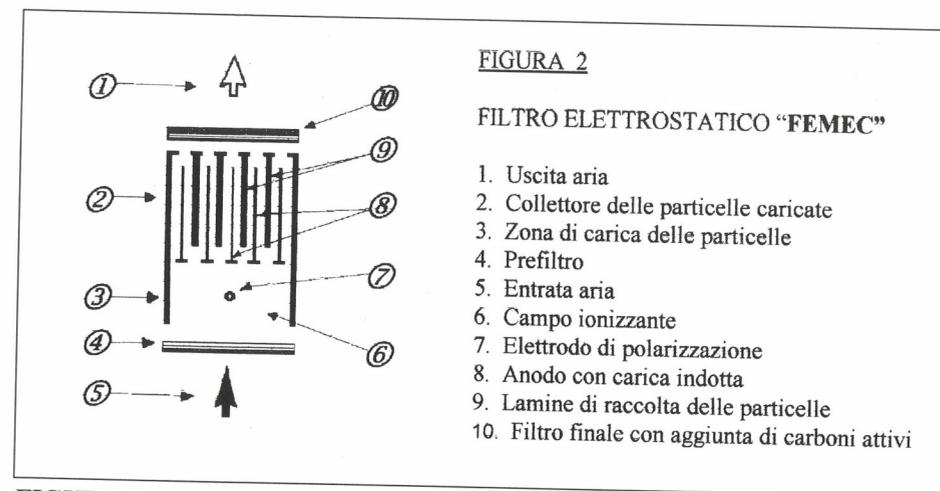


FIGURA 2

FIGURA 2

FILTRO ELETTROSTATICO "FEMEC"

1. Uscita aria
2. Collettore delle particelle caricate
3. Zona di carica delle particelle
4. Prefiltro
5. Entrata aria
6. Campo ionizzante
7. Elettrodo di polarizzazione
8. Anodo con carica indotta
9. Lamine di raccolta delle particelle
10. Filtro finale con aggiunta di carboni attivi

Esso aspira l'aria interna da filtrare, dalla sua parte centrale con una determinata e contenuta velocità e quindi successivamente, con maggiore velocità, la espelle lateralmente da un alettone orientabile, opportunamente filtrata.

Le differenti velocità dell'aria in ingresso e in uscita, evitano la possibile formazione di corto circuiti aerei e l'elevata velocità in mandata, aumenta la gittata nell'abitacolo, facilitando così i moti di ricircolo dell'aria stessa.

L'apparecchio filtrante descritto, ha un grado di ventilazione che consente una ricircolazione dell'aria interna dell'abitacolo del veicolo, pari a circa 20/30 volumi/ora.

L'aria al suo ingresso viene prefiltrata e liberata dalle impurità più grossolane, tramite un media filtrante apposito, costituito da una schiuma poliuretanicca a celle aperte e di basso spessore, la quale può essere riutilizzata se sottoposta a periodica pulitura.

Successivamente l'aria attraversa il filtro elettrostatico FEMEC che elimina trattenevole, le microparticelle più fini e pericolose ($< 1 \mu\text{m}$).

Essendo costruito in metallo (alluminio), esso è perfettamente lavabile ed igienizzabile con acqua saponata o vapore e quindi assolutamente riutilizzabile senza l'onere di una sua sostituzione nel tempo.

Onde evitare che eventuali distacchi, causati dalle vibrazioni del veicolo in moto, di placche formate da particelle già depositate sulle superfici di raccolta del filtro elettrostatico, possano essere reimmesse nell'abitacolo dal ventilatore, è stato predisposto allo scopo, un filtro finale meccanico che neutralizzi questa eventualità.

Nella fase finale può essere predisposto un setto in carboni attivi i quali, depurano residui di odori sgradevoli e persistenti.

L'aria infine, così filtrata e reintrodotta nell'abitacolo, viene leggermente profumata con aromi gradevoli, i quali sono confezionati in piastrine è perciò facilmente sostituibili, posizionati sull'ultimo tratto della ventilazione del depuratore stesso.

Il suo massimo consumo elettrico è di circa 20 watt, imputabile quasi completamente ai fabbisogni di ventilazione.

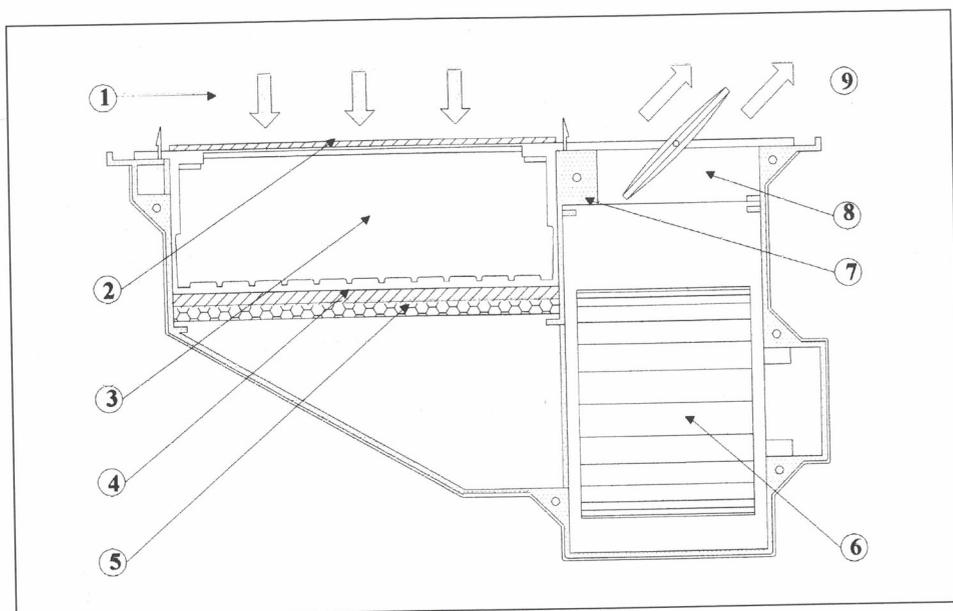


FIGURA 3: Sezione del nuovo apparecchio filtrante a ricircolo con filtro elettrostatico

Legenda:

- | | |
|----------------------------------|--------------------------|
| 1. Entrata aria di ricircolo | 5. Filtro carboni attivi |
| 2. Prefiltrazione | 6. Ventilatore |
| 3. Filtro elettrostatico "FEMEC" | 7. Profumatore |
| 4. Filtro meccanico finale | 8. Deflettore regolabile |
| | 9. Uscita aria pulita |

L'apparecchio inoltre può essere acceso e tenuto in funzione solo a motore acceso onde evitare in caso di dimenticanza, di scaricare col tempo la batteria stessa del veicolo.

Sulla sua parte superiore sono accessibili i comandi di accensione/spengimento e regolazione portata di ricircolo, spie di corretto funzionamento con possibilità di essere remotati sulla plancia del veicolo.

4. DESCRIZIONE DELLA PROVA

Al fine di verificare quanto finora argomentato, è stata realizzata una prova tendente a valutare e quantificare il valore dell'efficacia della apparecchiatura filtrante descritta, nelle sue condizioni reali di utilizzo.

A tale scopo quindi è stato costruito un suo prototipo funzionante, fedele al progetto in tutti i suoi aspetti sia estetici, sia costruttivi che funzionali.

Per la prova si è utilizzato un recente modello di autovettura berlina di alta gamma e di nuova immatricolazione.

La vettura era equipaggiata con climatizzatore dotato di filtri nuovi ed originali del tipo denominato "antipolline" (carta microporosa con fibre caricate elettrostaticamente

in fase di produzione) e con carboni attivi (v.cap.2), dispositivo di selezione e regolazione delle portate di rinnovo con aria esterna filtrata o di ricircolo di quella interna, entrambi con comando elettronico e segnalazione digitale dello stato.

L'apparecchiatura filtrante realizzata è stata posizionata, come precedentemente detto, al centro della cappelliera e funzionante alla sua massima portata, in grado cioè di ricircolare l'aria interna con un valore pari a circa 25 volumi/ora.

Al centro dell'abitacolo, tra i sedili anteriori e all'altezza dei poggiatesta, è stata posizionata la sonda isocinetica per il periodico prelievo del campione d'aria interna da analizzare, la quale sonda era collegata allo strumento d'analisi tramite un tubo antistatico.

Il fumo di tabacco prodotto all'interno, era generato da comuni sigarette con filtro, lasciate consumare verticalmente all'interno del posacenere anteriore.

La sezione delle situazioni di prova è descritta in figura 4.

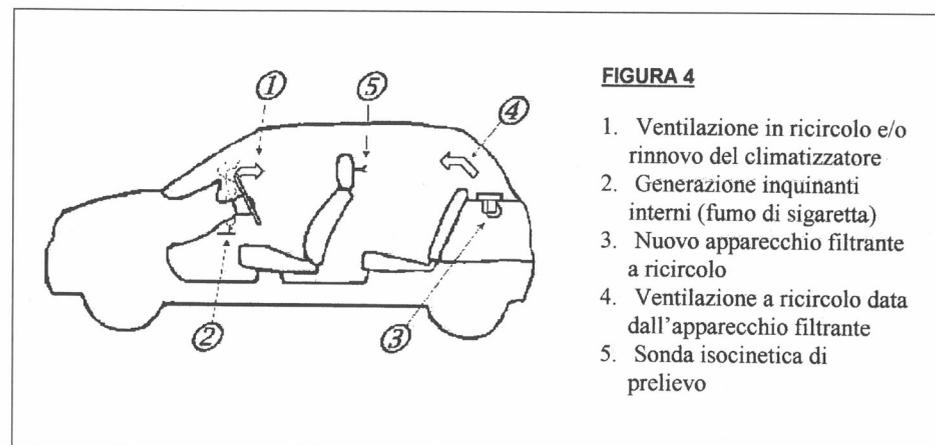


FIGURA 4

1. Ventilazione in ricircolo e/o rinnovo del climatizzatore
2. Generazione inquinanti interni (fumo di sigaretta)
3. Nuovo apparecchio filtrante a ricircolo
4. Ventilazione a ricircolo data dall'apparecchio filtrante
5. Sonda isocinetica di prelievo

FIGURA 4: Sezione della vettura con ubicazione degli oggetti in prova

Le finalità della prova erano mirate a quantificare, su base numerica, le particelle aventi come diametro un valore uguale o minore ad 1 mm, presenti nell'abitacolo a causa di diverse situazioni di inquinamento ambientale, sia esterno che interno.

In particolare il rapporto esistente tra la concentrazione numerica particellare esterna e quella interna, in caso di ventilazione con aria esterna già trattata con i filtri in dotazione.

Abbattimento della stessa concentrazione numerica interna con e senza l'ausilio della apparecchiatura filtrante in esame, nel caso in cui vi sia produzione interna di inquinanti (fumo di sigaretta) e che l'impianto di climatizzazione lavori in regime di ricircolo.

Per la quantificazione numerica delle particelle è stato utilizzato uno strumento avente metodologia laser LPC (laser particle counter- Royco mod. 5230) con otto canali di lettura diretta, dei quali solo due (0,3 e 0,5 mm) sono stati utilizzati nelle valutazioni finali e nella stesura dei grafici, in quanto i rimanenti, non esprimevano valori significativi a causa della natura e delle modalità della prova effettuata. La durata di ogni singolo prelievo era di un minuto e la quantità d'aria campionata era pari a 1 piede/cubo.

Data la ridotta concentrazione numerica delle particelle, in grado di essere correttamente valutata dallo strumento LPC, è stato utilizzato un idoneo diluatore d'aria, (Royco rapp. di diluizione uguale 1:50,28) il quale permetteva di campionare adeguatamente, le loro molto più elevate concentrazioni nell'aria ambiente considerata.

La prova si è tenuta in un'autorimessa, la quale era ubicata a ridosso di una strada urbana ad alta densità di traffico e comunicava direttamente con essa tramite una grande porta scorrevole. L'aria interna dell'autorimessa era tipicamente caratterizzata dalla presenza di sostanze inquinanti prodotte dal moto di veicoli al suo interno e sulla strada prospiciente.

L'apertura molto frequente della porta impediva alle concentrazioni degli inquinanti interni di salire a valori nettamente superiori a quelle esterne stradali.

Da un punto di vista soggettivo, la forte presenza di sostanze inquinanti, tipiche di questi ambienti, era chiaramente avvertibile all'odorato, sia respirando normalmente che annusando successivamente i vestiti indossati durante l'esperienza condotta.

5. DESCRIZIONE DELLA METODOLOGIA E DEI RISULTATI OTTENUTI

Al fine di valutare l'efficacia del filtro meccanico applicato sul climatizzatore della vettura, in relazione al diametro e alla concentrazione delle particelle di inquinante presenti nell'aria esterna, è stata alternativamente campionata l'aria interna dell'abitacolo a quella esterna a intervalli di tempo costanti e medesime modalità.

La ventilazione nell'abitacolo con aria esterna di rinnovo, era fornita dal climatizzatore con una portata regolata e costante, la quale garantiva un volume d'apporto d'aria filtrata pari a circa 50 Vol./ora.

L'entrata dell'aria avveniva dalla bocchetta centrale della plancia ed era indirizzata verso il centro dell'abitacolo (v. Figura 4).

I dati raccolti, sono illustrati nei grafici 1 e 2 ed indicano la variazione delle concentrazioni numeriche interne-esterne rilevate dallo strumento LPC rispettivamente sul canale 1 (0,3 μm - grafico 1) e sul canale 2 (0,5 μm - grafico 2).

La successiva prova effettuata era volta a quantificare l'eventuale differenza di prestazioni esistenti tra i due sistemi presi in esame, sostituendo la ventilazione con aria esterna, fornita dal climatizzatore, con il sistema a ricircolo d'aria filtrata elettrostaticamente, fornita dalla nuova apparecchiatura montata all'interno dell'abitacolo.

All'inizio della prova, le concentrazioni particellari esterne dell'ambiente e quelle interne dell'abitacolo, erano praticamente identiche.

I grafici 3 e 4 illustrano l'andamento nel tempo (55 minuti) della concentrazione numerica all'interno dell'abitacolo, in riferimento ai due canali di lettura considerati.

Durante questa prova e a puro titolo cautelativo, si è voluto misurare la concentrazione particellare esterna, allo scopo di controllare e confermare, che la stessa non subisse rilevanti variazioni rispetto alla prova precedente. Questi valori sono riportati singolarmente sui grafici 3 e 4, accanto al dato numerico rilevato dallo strumento.

La sola ventilazione presente nell'abitacolo chiuso era quella a ricircolo, fornita dalla ventola montata sull'apparecchio filtrante, ed era pari a circa 25 vol./ora.

L'ultima prova condotta aveva lo scopo di valutare l'efficacia del nuovo sistema filtrante, nel caso in cui si verificasse la necessità di utilizzare il climatizzatore in regime di

ricircolo per ragioni già dette al capitolo 1 e che all'interno della vettura vi sia una fonte specifica d'inquinanti, nella fattispecie la presenza di fumatori.

La prova voleva determinare e raffrontare in pratica, le variazioni nelle concentrazioni del fumo di sigaretta all'interno dell'abitacolo, allorché si fosse usato o meno la nuova apparecchiatura filtrante.

Quindi si è acceso e lasciato consumare una sigaretta all'interno dell'abitacolo e a intervalli di tempo fissati, si determinava la concentrazione particellare del fumo prodotto.

Nella prima parte della prova il sistema depurativo era spento e la ventilazione del climatizzatore era in regime di ricircolo.

Nella seconda parte venivano riprodotte tutte le condizioni precedenti, ma con il sistema depurativo in funzione. La sigaretta veniva accesa all'inizio di ogni parte di prova effettuata e la formazione di fumo visibile perdurava per circa 10-11 minuti.

I risultati ottenuti sono illustrati nei grafici 5 e 6, i quali rappresentano rispettivamente la concentrazione rilevata dallo strumento LPC sui canali considerati.

Su questi grafici sono anche indicati, oltre alla concentrazione interna trovata con l'utilizzo dei due sistemi citati, i valori riscontrati nell'aria esterna durante lo svolgimento della prova appena descritta.

6. CONCLUSIONI

Le prove di verifica sopra descritte, mettono in evidenza l'esistenza di una strada percorribile e alternativa per ridurre all'interno dei veicoli, l'inquinamento particellare di origine interna ed esterna.

L'attuale metodologia allo scopo utilizzata e cioè l'applicazione di mezzi filtranti "meccanici" sugli impianti di climatizzazione, non è in grado di arrestare o ridurre, in maniera significativa, gli inquinanti microparticellari (< 1 μm) presenti nell'aria esterna (grafici 1 e 2) e tanto meno quelli prodotti all'interno dell'abitacolo (fumo di sigaretta).

La possibile applicazione di filtri "meccanici" più efficienti sul climatizzatore, comporta necessariamente un suo diverso e maggior dimensionamento in fatto di portata d'aria e quindi di potenza ventilante installata.

Questo per fronteggiare adeguatamente nel tempo le crescenti perdite di pressione tipicamente generate da questa tipologia di filtri.

Per contro, questa prima esperienza condotta mette chiaramente in evidenza la fattiva efficacia di un sistema a ricircolo d'aria interna e filtrazione elettrostatica della stessa.

Lo testimonia il fatto, l'aver constatato una notevole riduzione interna del fumo di sigaretta (grafici 5 e 6) allo scopo prodotto, il quale com'è noto, è tra le sostanze inquinanti più nocive, più difficili da eliminare e che più frequentemente ritroviamo nell'abitacolo.

Queste prime e semplici prove effettuate sono ovviamente, ben lungi dall'essere complete ed esaustive nel descrivere e indicare soluzioni a questo spinoso problema.

Esse infatti, avevano soltanto lo scopo di valutare la fattibilità di questo nuovo progetto depurativo, il quale vuole essere complementare, se non proprio alternativo alla metodologia attualmente utilizzata.

Saranno pertanto necessari ulteriori approfondimenti con diversi e specifici criteri di indagine, mirati ad individuare la natura dei vari inquinanti oltreché la loro concentrazione in aria.

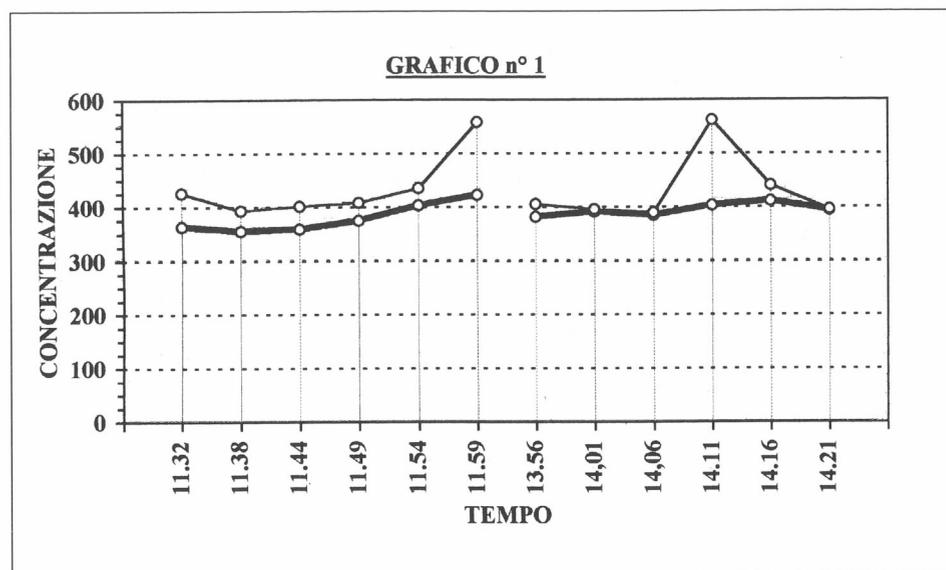


GRAFICO 1: Concentrazione delle particelle all'interno dell'abitacolo (linea spessa) con aria esterna di rinnovo di circa 50 vol./ora, in relazione a quella ambiente, esterna. (linea fine) (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,3 \mu\text{m}$ -)

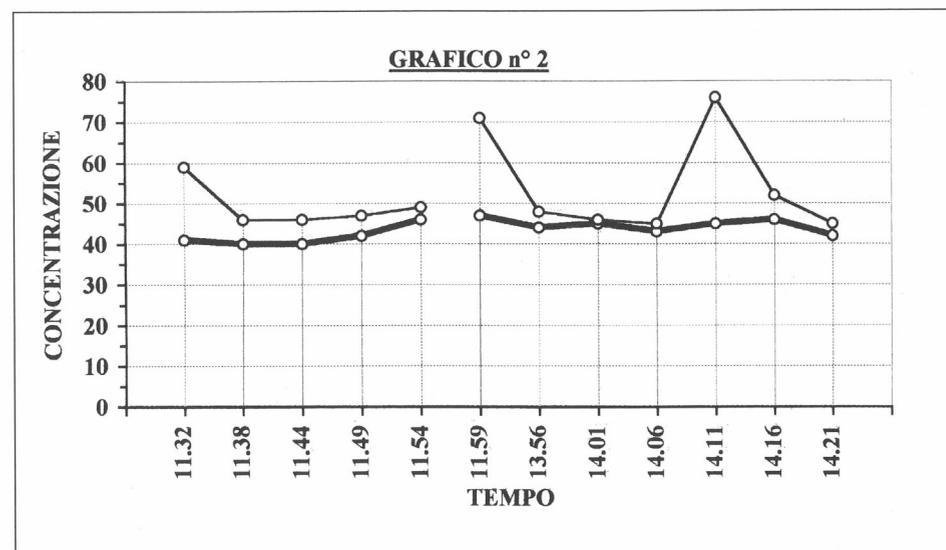


GRAFICO 2: Concentrazione delle particelle all'interno dell'abitacolo (linea spessa) con aria esterna di rinnovo di circa 50 vol./ora, in relazione a quella ambiente, esterna. (linea fine) (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,5 \mu\text{m}$ -)

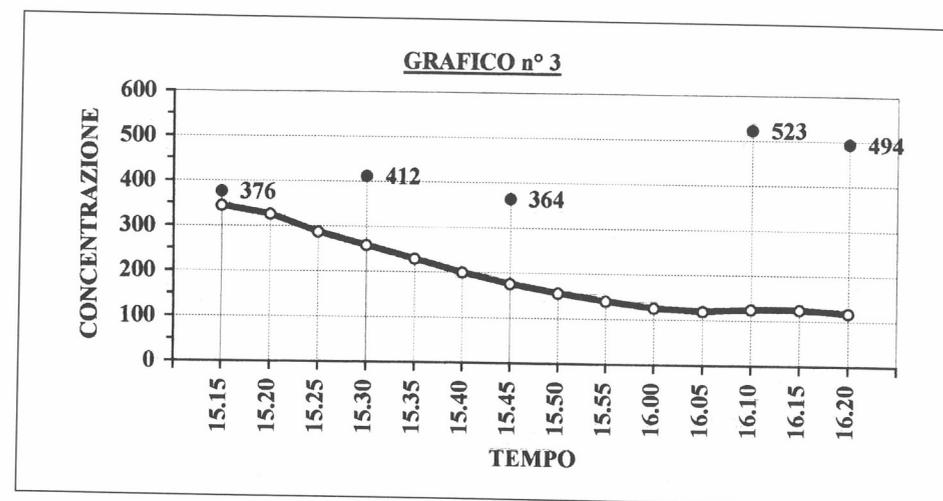


GRAFICO 3: Andamento nel tempo della concentrazione particellare all'interno dell'abitacolo con il depuratore in funzione, in assenza di apporto d'aria esterna (linea spessa) I punti singoli esprimono il valore delle particelle nell'aria esterna . (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,3 \mu\text{m}$ -)

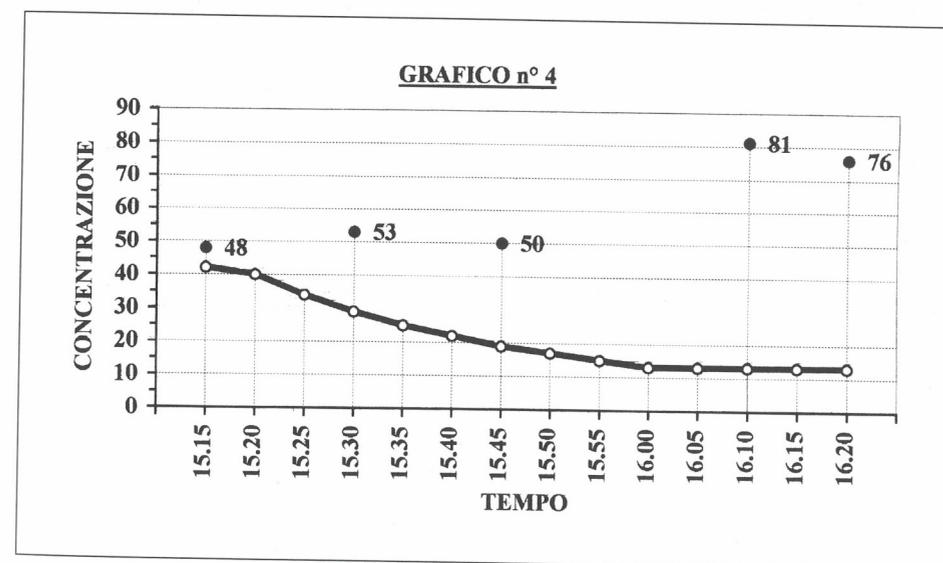


GRAFICO 4: Andamento nel tempo della concentrazione particellare all'interno dell'abitacolo con il depuratore in funzione, in assenza di apporto d'aria esterna (linea spessa) I punti singoli esprimono il valore delle particelle nell'aria esterna . (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,5 \mu\text{m}$ -)

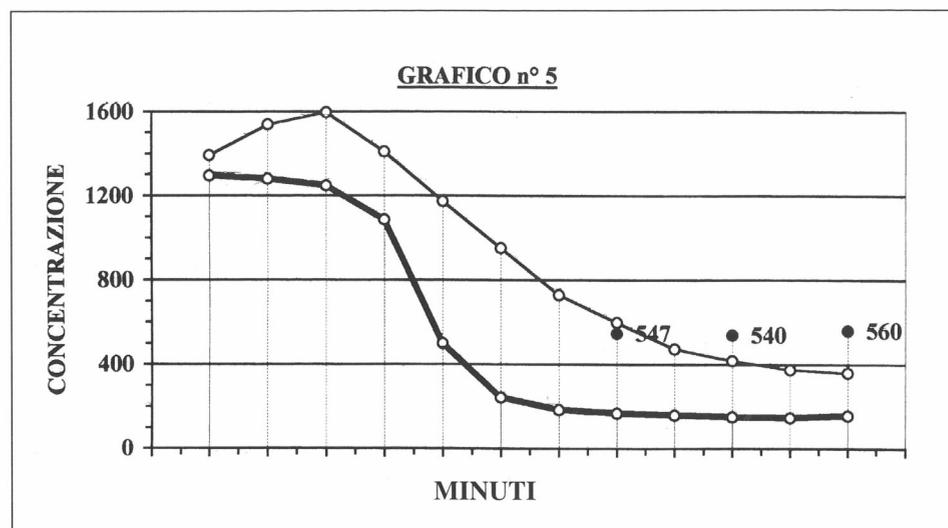


GRAFICO 5: Andamento nel tempo della concentrazione particellare all'interno dell'abitacolo con depuratore (linea spessa) e senza depuratore (linea fine) in funzione, con ricircolo aria interna pari a circa 25 Vol./ora, con produzione interna di inquinanti (fumo di tabacco) nei primi dieci minuti. I punti singoli esprimono il valore delle particelle nell'aria esterna. (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,3 \mu\text{m}$ -)

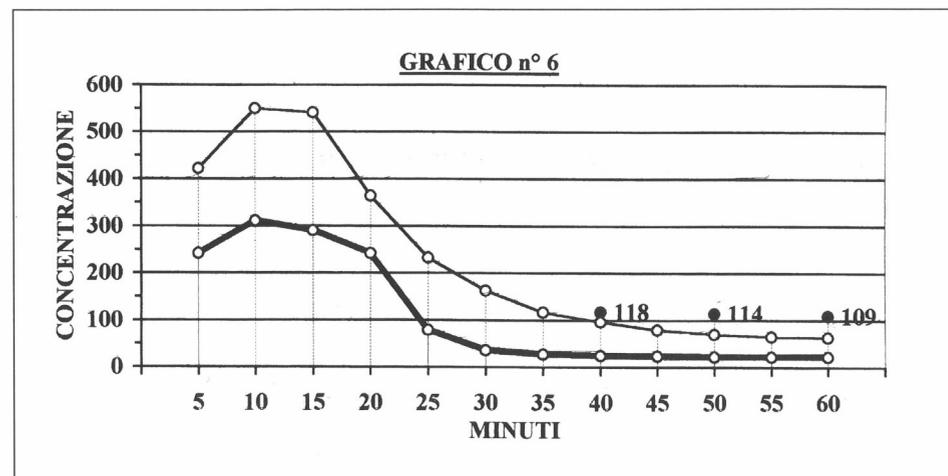


GRAFICO 6: Andamento nel tempo della concentrazione particellare all'interno dell'abitacolo con depuratore (linea spessa) e senza depuratore (linea fine) in funzione, con ricircolo aria interna pari a circa 25 Vol./ora, con produzione interna di inquinanti (fumo di tabacco) nei primi dieci minuti. I punti singoli esprimono il valore delle particelle nell'aria esterna. (concentrazione rilevata - $n^\circ \times 10^3 \times 52,28$ - canale di lettura $0,5 \mu\text{m}$ -)

Riferimenti bibliografici

- 1) L. Bontempi, "Filtro elettrostatico bistadio ad elementi estrusi modulari particolarmente per apparecchiature di ricircolo dell'aria" Domanda di brevetto per invenzione industriale n°. MI93A 001693 depositata il 28/07/93
- 2) Danielson, Air Pollution Engineering Manual, Air pollution control district country of Los Angeles, EPA, maggio 1973.
- 3) Ensor, A.A. Viner, J.T. Hanley, . "Air cleaner technologies for indoor air pollution". Engineering solution
- 4) B.Meyer "L'aria - Analisi dell'inquinamento negli ambienti" Edit. Tecniche Nuove, Milano 1990
- 5) N.L.Nagda, H.E.Rector, M.D. Koontz "La qualità dell'aria" Edit. Tecniche Nuove, Milano 1987
- 6) Offerman III, S.A. Loiselle, R.G. Sextro, "Performance comparisons of six different air cleaners installed in a residential forced-air ventilation system" IAQ 91 healthy Buildings,
- 7) Oglesby, G.B. Nichols, "Electrostatic Precipitation. Pollution engineering and technology". Edit. M. Dekker 1978
- 8) Dr. Ing. H. Reinhardt, Dr. Ing. M. Schuster, C. Freudenberg, "La filtrazione dell'aria nelle automobili" R.C.I. Aprile 95 Edit. Tecniche Nuove
- 9) G. Salvi cap.3 "Inquinamento dell'aria" Edit. PEG 1972

Il condizionamento dell'aria negli ambienti a grandi superfici aperte: confronto tra sistemi ad espansione diretta ed a fluido intermedio

CLAUDIA CALABRESE

Climaveneta-Bassano del Grappa (Vi)

0. PREMESSA

Oggetto del confronto sono i sistemi di condizionamento ad espansione diretta ed a fluido intermedio applicati ad ambienti ad ampie superfici aperte. In particolare vengono confrontati tra loro nel funzionamento sia in raffreddamento che in riscaldamento:

- a) roof-top con centrali di trattamento con batteria alimentata ad acqua in impianti caratterizzati da elevato carico endogeno, prevalentemente sensibile, e bassa percentuale d'aria di rinnovo (situazione tipica di fiere, negozi, supermercati urbani, ipermercati e zone principali dei centri commerciali)
- b) batterie ad espansione diretta con batteria alimentate ad acqua inserite in centrali di trattamento a tutta aria esterna in impianti caratterizzati da elevato carico latente dovuto all'affollamento (situazione tipica di sale spettacolo, sale conferenza e discoteche)
- c) impianti con pompe di calore autonome collegate ad un anello chiuso con sistemi con terminali ad acqua a due o quattro tubi impiegati in superfici chiuse all'interno di altre zone condizionate (situazione tipica delle zone negozi all'interno delle gallerie dei centri commerciali)

Lo sviluppo della relazione prevede una prima parte generale nella quale si esaminano i fattori che influenzano resa ed efficienza di un circuito frigorifero e delle batterie di scambio termico; dapprima separatamente, poi analizzando la loro interconnessione nel sistema impianto, tenendo conto anche della logica di regolazione. Nelle parti successive vengono affrontate in dettaglio le problematiche relative alle tre situazioni oggetto dell'analisi.

1. FATTORI D'INFLUENZA DELLA RESA E DELL'EFFICIENZA DEI PRINCIPALI COMPONENTI IMPIANTISTICI

Un impianto di condizionamento può essere macroscopicamente diviso in due parti essenziali: la sezione di generazione della potenza termica e la sezione di cessione della potenza stessa all'ambiente da climatizzare. Nei sistemi ad espansione diretta queste due parti sono direttamente interconnesse in quanto elementi della stessa macchina, mentre nei sistemi a fluido intermedio sono invece separate dal circuito idraulico. Per compren-

dere le differenti prestazioni dei due sistemi sull'ambiente condizionato, sia in termini di benessere che in termini energetici, è necessario analizzare separatamente i componenti fondamentali ed esaminare gli effetti del loro collegamento per i due differenti sistemi in base ai criteri di regolazione adottabili per ciascuno di essi.

Sostanzialmente si tratta di esaminare i fattori di influenza dei circuiti frigoriferi, per quanto riguarda la parte di generazione della potenza, e delle batterie di scambio termico, per quanto riguarda la cessione della potenza stessa.

1.1 I circuiti frigoriferi

Lo scopo di un circuito frigorifero è quello di trasferire del calore da una sorgente più fredda, a contatto con l'evaporatore, ad una più calda, a contatto con il condensatore: ciò è possibile solo grazie al lavoro meccanico fornito dal compressore che pertanto può essere considerato il cuore della macchina.

Il compressore innalza la pressione del fluido frigorifero, in fase vapore, da un certo valore (pressione di aspirazione) ad uno più elevato (pressione di mandata). La pressione di aspirazione e la pressione di mandata dipendono in primo luogo dalle temperature delle due sorgenti, rispettivamente quella fredda a contatto con l'evaporatore e quella calda a contatto con il condensatore. In un ciclo frigorifero ideale i valori delle due pressioni corrispondono esattamente alle pressioni di cambio di fase (evaporazione e condensazione) del fluido frigorifero utilizzato alle temperature delle due sorgenti.

Un ciclo ideale prevede scambiatori con superfici di scambio infinite: nella realtà i valori delle temperature di cambio fase differiscono dalle temperature delle sorgenti di circa 10 - 18°C per scambiatori ad aria e 5 - 7°C per scambiatori ad acqua: ciò significa che in un gruppo frigorifero ad aria, con aria esterna di 35°C la temperatura di condensazione potrà essere di circa 50°C. E' bene ricordare, anche se ampiamente noto, che si può parlare indifferentemente di pressione o di temperatura perché durante il passaggio di fase dei fluidi frigoriferi comunemente usati entrambi i valori rimangono costanti, identificando una relazione univoca tra le due grandezze. Ciò è assolutamente vero per l'R22 e per l'R134a, mentre per l'R407c la temperatura varia leggermente (fenomeno conosciuto come glide) durante le variazioni di fase: si può tuttavia ricomporre la relazione univoca prendendo il valore medio della temperature stessa.

Ovviamente le differenze di temperatura dipendono dal dimensionamento degli scambiatori e dalla loro funzione (condensatore o evaporatore): i valori precedentemente esposti sono da considerarsi quelli normalmente rilevabili nelle macchine di serie dei principali costruttori.

Da quanto detto finora, si potrebbe pensare di associare alla pressione di mandata la pressione di condensazione ed alla pressione di aspirazione la pressione di evaporazione. Sicuramente ciò è possibile nei refrigeratori d'acqua o nelle macchine ad espansione diretta monoblocco (armadi e roof-top) ma non nelle pompe di calore o nei sistemi ad espansione diretta in due sezioni [1]. La differenza tra le pressioni di aspirazione - mandata e di evaporazione - condensazione dipende dalle perdite di carico del circuito fluido frigorifero. Refrigeratori d'acqua e ad espansione diretta monoblocco hanno circuiti semplici e molto corti; viceversa le pompe di calore, a fluido intermedio o ad espansione diretta, hanno organi con elevate perdite localizzate, come le valvole di inversione di ciclo i separatori e i ricevitori di liquido, mentre le macchine in due sezioni pos-

sono avere circuiti estremamente estesi, nonché elementi con perdite di carico localizzate [2]. In questi sistemi, la temperatura di aspirazione può essere di 2 - 4°C inferiore a quella di evaporazione e quella di mandata superiore di 1-2°C a quella di condensazione.

Le pressioni di aspirazione e mandata sono molto importanti perché determinano sia la resa che l'efficienza del compressore, come è possibile osservare rispettivamente nelle figure 1 e 2, dove detti valori sono riportati in termini percentuali ponendo pari al 100% i valori riferiti ad una temperatura di mandata di 50°C ed una temperatura di aspirazione di 7°C, tipici di un roof-top ad espansione diretta.

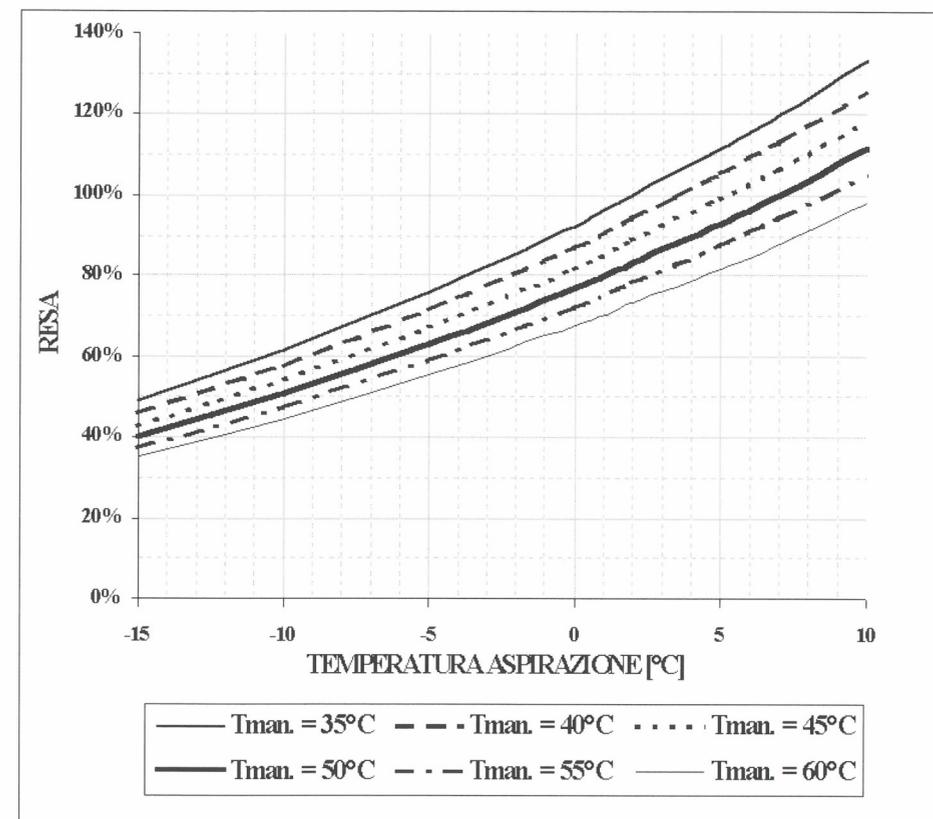


Figura 1: resa percentuale di un compressore semiermetico alternativo

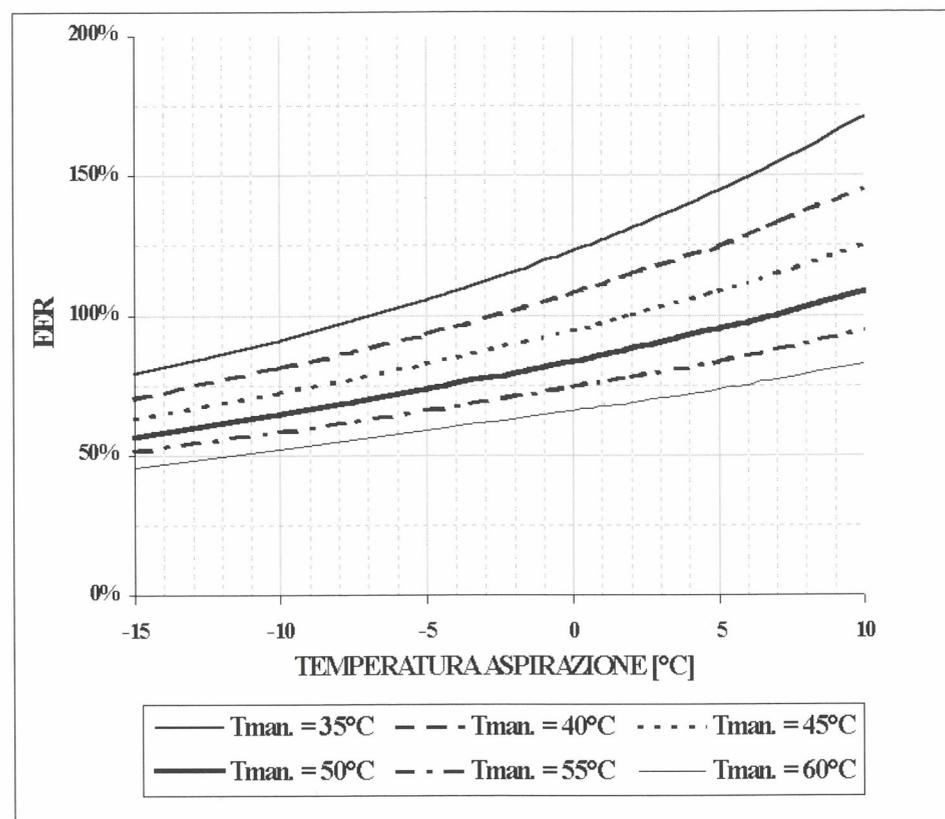


Figura 2: efficienza percentuale di un compressore semiermetico alternativo

Le figure permettono una serie di interessanti considerazioni: si nota, infatti, che la resa è maggiormente influenzata dalla temperatura di evaporazione, mentre l'efficienza (EER) è maggiormente influenzata dalla temperatura di condensazione.

Ad una temperatura di condensazione di 50°C, diminuendo la temperatura di evaporazione da 7°C (tipica di un roof-top) a 2°C (tipica di un refrigeratore d'acqua) la resa del compressore diminuisce del 17%, mentre l'efficienza diminuisce del 12%.

Da qui una prima importantissima osservazione: in molti casi, utilizzando un sistema ad espansione diretta, si può ottenere la medesima potenza frigorifera di un sistema a fluido intermedio utilizzando un compressore di una taglia inferiore, con conseguente riduzione dei costi. Ciò è sempre vero nelle macchine monoblocco, mentre per quelle a due sezioni le perdite di carico sul lato fluido refrigerante possono diminuire o addirittura annullare il vantaggio.

A parità di temperatura di evaporazione, la temperatura di condensazione influisce più sull'efficienza che non sulla resa: ad esempio con temperatura di evaporazione di 7°C, diminuendo la temperatura di condensazione a 45°C la resa aumenta del 6%, mentre l'efficienza aumenta del 14%. E' allora possibile trarre altre due considerazioni.

1. Al diminuire della temperatura di condensazione le differenze di EER, al variare della

temperatura di evaporazione, tendono a rimanere pressoché costanti: se con condensazione di 50°C la differenza di EER era del 12% tra evaporazione a 7°C ed evaporazione a 2°C, la stessa differenza passa al 15% con condensazione a 40°C.

2. L'espansione diretta porta a degli elevati benefici energetici soprattutto nel funzionamento in pompa di calore, in quanto permette una condensazione più bassa grazie allo scambio diretto tra fluido frigorifero ed aria. Per un ciclo inverso l'efficienza va espressa in COP dove:

$$COP = EER + 1 \quad (1)$$

Per questo motivo il grafico di figura 2 non indica immediatamente l'efficienza in pompa di calore, ma è necessario stabilire un valore assoluto dell'EER. Supponendo che il valore di EER con evaporazione 7°C e condensazione 50°C sia di 3,5, la differenza di efficienza tra una pompa di calore ad espansione diretta che condensi a 45°C ed una a fluido intermedio che condensi a 50°C passa dal 9% con evaporazione a -5°C al 11% con evaporazione a 5°C.

1.2 Le batterie di scambio termico

I fenomeni di scambio termico attraverso una batteria con determinata geometria costruttiva dipendono dalla portata di massa dell'aria, dalla sua temperatura ed umidità relativa in ingresso, dalla portata di massa e dalla temperatura del fluido (acqua nei sistemi a fluido intermedio o freon nei sistemi ad espansione diretta)[3].

In figura 3 sono riportati sul diagramma ASHRAE i trattamenti effettuati da una determinata batteria al variare dei parametri sopra ricordati.

Si supponga che il Caso A si riferisca alla condizione di progetto della batteria: per una certa portata d'aria, la temperatura di uscita dell'aria dalla batteria stessa, cioè la temperatura d'immissione nell'ambiente da condizionare T_{imA} , è definita univocamente dalla temperatura media e dalla portata di massa del fluido.

In caso di scambio ideale, la temperatura di uscita T_{imA} dovrebbe essere esattamente uguale alla temperatura media del fluido T_M pari:

- per i sistemi ad espansione diretta alla temperatura di evaporazione in regime di raffreddamento ed alla temperatura di condensazione in regime di riscaldamento;
- per i sistemi a fluido intermedio alla media tra la temperatura d'ingresso e la temperatura di uscita dall'acqua in batteria.

Nella realtà queste temperature differiscono poiché:

- 1) mentre in presenza di uno scambio solamente sensibile la temperatura superficiale della batteria T_s si può ritenere uguale alla temperatura media del fluido T_M , in caso di scambio anche latente il depositarsi della condensa sulla batteria provoca complessi fenomeni che influenzano lo scambio termico globale. Si definisce una nuova grandezza, detta temperatura di rugiada della batteria T_r ; essa, rappresenta l'effettiva temperatura superficiale della batteria causata dalla presenza del velo d'acqua. La differenza tra la temperatura media del fluido T_M e la temperatura di rugiada T_r non è costante, ma è tanto maggiore quanto più alta è la variazione di umidità assoluta sulla batteria, quindi quanta più condensa si deposita sulla batteria stessa, secondo la:

$$T_r = T_M + f(\Delta x) \quad (2)$$

dove $f(\Delta x)$ è una funzione sempre crescente la cui forma dipende dalla geometria della batteria ed ha un valore pari a 0 in caso di scambio solamente sensibile ($\Delta x = 0$).

2) la batteria ha una certa efficienza di scambio tra la superficie alettata e l'aria che dipende, oltre che dalla velocità con cui viene investita dall'aria, dalla sua geometria, in particolare dalla sua profondità, cioè dal numero di ranghi. Il parametro che definisce l'efficienza dello scambio è chiamato fattore di by-pass BF in quanto simula un by-pass fittizio di parte della portata d'aria: in particolare, esso fornisce una stima della parte della portata d'aria che, non venendo a contatto con la batteria, rimane alle condizioni iniziali e consente quindi di quantificare la portata d'aria effettivamente trattata dalla batteria. I valori di BF sono facilmente reperibili in letteratura: indicativamente vanno da 0,6 per batterie ad 1 rango a valori inferiori a 0,05 per batterie a 8 ranghi.

Tornando all'esempio di figura 3, nel Caso A la batteria, con BF = 0,12, alimentata con fluido ad una temperatura media T_M di 12,5°C, con una temperatura di rugiada T_r di 3°C superiore, raffredda l'aria fino al valore T_{imA} scambiando una potenza pari alla portata di massa dell'aria che l'attraversa per il salto entalpico (si ricorda che la portata di massa è pari alla portata volumetrica diviso il volume specifico).

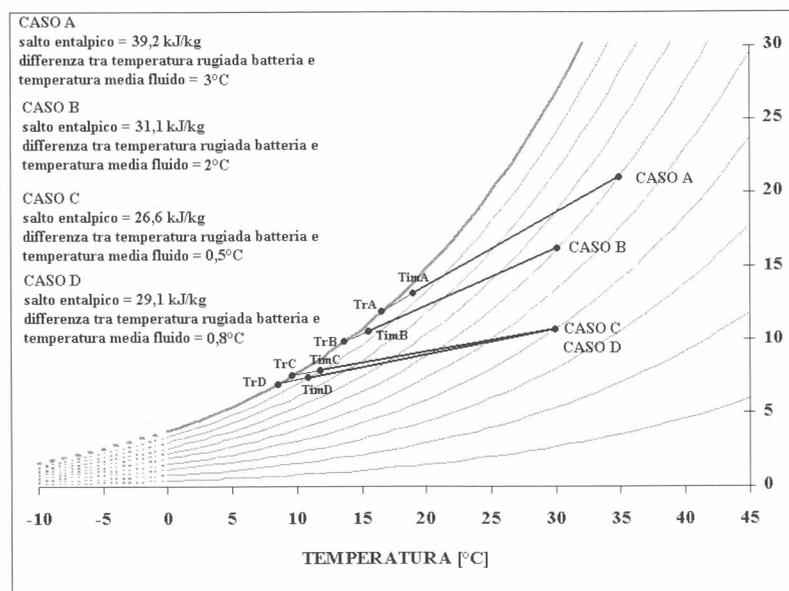


Figura 3: trattamenti dell'aria attraverso una batteria al variare dei principali parametri

In figura 3 è inoltre possibile osservare l'influenza dei vari parametri sullo scambio globale di calore tra fluido ed aria. A questo proposito bisogna subito fare una premessa: come meglio spiegato successivamente, mentre le batterie ad acqua usate nei sistemi a fluido intermedio hanno una "vita autonoma" indipendente dal gruppo frigorifero,

fero, le batterie ad espansione diretta sono interconnesse agli altri componenti del circuito, in particolare compressore e condensatore. Pertanto, la temperatura media del fluido è un parametro d'influenza univoco per le batterie ad acqua, in quanto definito dalla temperatura d'ingresso dell'acqua in batteria e dalla portata, mentre non lo è per le batterie ad espansione diretta.

- 1) **Influenza della temperatura dell'aria:** al diminuire della temperatura dell'aria (Caso B rispetto a Caso A) si abbassa il salto entalpico, e quindi la potenza scambiata in modo maggiore per quel che riguarda la parte latente (retta meno inclinata). Di conseguenza diminuisce anche la temperatura media del fluido, ma, riducendosi la capacità di scambio del calore latente, diminuisce anche la differenza tra temperatura media del fluido e temperatura di rugiada. La temperatura e l'umidità assoluta di uscita dalla batteria si abbassano di valore, mentre il fattore di by-pass BF rimane inalterato, dipendendo esclusivamente dalla portata dell'aria.
- 2) **Influenza dell'umidità dell'aria:** al diminuire dell'umidità dell'aria (Caso C rispetto a Caso B) diminuisce il salto entalpico con conseguente minor potenza scambiata, diminuisce la capacità di scambiare calore latente (retta meno inclinata), si riduce la temperatura media del fluido, ma contemporaneamente si riduce la differenza tra questa e la temperatura di rugiada. La temperatura e l'umidità assoluta di uscita dalla batteria si abbassano di valore, mentre il fattore di by-pass BF rimane inalterato.
- 3) **Influenza della temperatura media del fluido:** secondo la premessa fatta in precedenza, la variazione della temperatura media del fluido avviene in modo diverso per le batterie ad acqua rispetto alle batterie ad espansione diretta. Nelle batterie ad acqua la diminuzione della temperatura media può avvenire per:
 - la diminuzione, a parità di portata, della temperatura dell'acqua d'ingresso in batteria
 - l'aumento della portata a parità di temperatura d'ingresso in batteria
 Una riduzione della temperatura media del fluido comporta (Caso D rispetto a Caso C) un aumento di potenza totale scambiata (aumento di salto entalpico), una maggiore capacità di deumidificazione della batteria (retta più inclinata), un aumento della differenza esistente tra la temperatura di rugiada e la temperatura media del fluido stesso, una diminuzione della temperatura e della umidità assoluta in uscita dalla batteria. Da qui allora si comprende meglio quanto riportato in premessa: una batteria ad espansione diretta deve scambiare una potenza termica tale da equilibrare il sistema frigorifero nel suo insieme, quindi quanto permesso dalla temperatura di condensazione e dal compressore utilizzato, secondo le curve del grafico di figura 1. La temperatura media del fluido, che in questo caso equivale a quella di evaporazione, non è funzione univoca della sola batteria, ma di tutto il sistema frigorifero: se la potenza termica scambiata nel Caso C non è sufficiente ad equilibrare il sistema, l'evaporazione si abbassa automaticamente fino al punto di equilibrio (Caso D).
- 4) **Influenza della portata dell'aria:** una diminuzione della portata dell'aria in batteria fa diminuire il fattore di by-pass. Diminuiscono anche la potenza termica totale scambiata, la temperatura media del fluido, la temperatura d'immissione in ambiente, men-

tre aumentano la capacità di deumidificazione della batteria, la differenza tra temperatura media del fluido e la temperatura di rugiada.

Quando lo scambio è solamente sensibile, sia in riscaldamento che in raffreddamento, l'influenza termica dei vari parametri è assolutamente analoga a quanto visto in precedenza, salvo le seguenti differenze:

- l'umidità relativa dell'aria diviene totalmente ininfluyente per lo scambio termico;
- si annulla la differenza tra la temperatura media del fluido e la temperatura di rugiada;
- in caso di riscaldamento, le variazioni di temperatura sono di segno opposto: la potenza scambiata aumenta al diminuire della temperatura dell'aria d'immissione e all'aumentare della temperatura media del fluido.

Le osservazioni precedenti sono molto importanti perché dimostrano come, in una batteria ad espansione diretta il diminuire della temperatura di immissione comporti necessariamente l'aumento della differenza tra quest'ultima e la temperatura d'evaporazione. In una batteria ad acqua la stessa diminuzione si può ottenere senza variare la temperatura d'ingresso in batteria, quindi con minori conseguenze sulla temperatura di evaporazione e sulla resa del gruppo frigorifera.

1.3 Il sistema impianto

La differenza fondamentale tra il sistemi ad espansione diretta ed i sistemi a fluido intermedio è rappresentata dal "posizionamento" dell'evaporatore (del condensatore in riscaldamento) rispetto all'ambiente da climatizzare: nel primo caso scambia direttamente calore con l'aria dell'ambiente, nel secondo scambia calore con un circuito idraulico che a sua volta alimenta una batteria di trattamento.

In regime di equilibrio, ovvero se la potenza fornita dal circuito frigorifero è uguale alla potenza richiesta dall'ambiente, un sistema ad espansione diretta, a parità di ogni altra condizione, risulta più efficiente rispetto ad un sistema a fluido intermedio in quanto permette in raffreddamento temperature di evaporazione più elevate ed in riscaldamento temperature di condensazione più basse. In queste condizioni, i due sistemi si comportano in modo perfettamente analogo dal punto di vista della regolazione delle condizioni ambientali, mentre in condizioni di disequilibrio invece, quando il gruppo frigorifero fornisce una potenza termica maggiore di quella richiesta dall'ambiente, le prestazioni fornite dalle due soluzioni sono notevolmente diverse, a causa della differente logica di regolazione. Poiché i periodi totali in condizioni di disequilibrio sono, nella vita di un impianto, molto superiori alle condizioni di equilibrio, è necessario esaminare con attenzione le possibili conseguenze.

1.3.1. La regolazione della potenza termica

La regolazione della potenza termica di una batteria ad acqua avviene in modo continuo semplicemente riducendo la portata d'acqua della batteria stessa mediante una valvola di regolazione.

La potenza fornita da un circuito frigorifero è proporzionale alla portata di massa del fluido frigorifero. I compressori volumetrici, sia alternativi a pistoni che rotativi

(scroll e vite) mantengono costante la portata volumetrica del fluido indipendentemente dalle pressioni di aspirazione e mandata. I fluidi frigogeni hanno un volume specifico fortemente variabile in funzione della pressione [1]: pertanto all'interno degli scambiatori del gruppo frigorifero, condensatore ed evaporatore, la portata di massa, che determina lo scambio, varia, a parità di portata volumetrica, in funzione della pressione a cui avvengono condensazione ed evaporazione (cfr. figura 1).

Una regolazione della potenza sviluppata può avvenire variando la portata volumetrica del compressore e ciò può avvenire nei seguenti modi:

- variando la velocità di rotazione del compressore;
- effettuando un by-pass tra mandata ed aspirazione;
- nei compressori alternativi a pistone escludendo alcuni cilindri dal processo di compressione.

La variazione della velocità di rotazione può essere fatta a gradini discreti o in modo continuo. Il primo caso, ottenibile con speciali motori elettrici a doppia polarità, è attualmente utilizzato nei compressori Scroll ed è stato adottato in passato anche su compressori alternativi semiermetici, con scarsi risultati dal punto di vista dell'affidabilità. La regolazione continua del numero di giri nei compressori elettrici ermetici o semiermetici può essere effettuata solo attraverso inverter, il cui costo è tale da limitare di fatto questa soluzione solamente alle piccolissime potenze. Per i compressori aperti, invece, la regolazione è più agevole: un esempio eclatante è dato dai gruppi frigoriferi a motore endotermico nei quali la regolazione viene effettuata variando il numero di giri del motore. Vi è, tuttavia, un limite inferiore di giri sotto del quale non è possibile scendere per evitare che la velocità del fluido frigorifero all'interno del circuito sia troppo bassa per permettere il trasporto delle particelle d'olio e quindi il ritorno dell'olio stesso al compressore [2].

Il sistema di by-pass tra mandata ed aspirazione, usato ad esempio nei compressori a vite, permette una regolazione continua, ma provoca una diminuzione dell'efficienza del sistema tanto maggiore quanto maggiore è la parzializzazione [4].

Il sistema di parzializzazioni dei cilindri, utilizzato nei compressori semiermetici, ottenuto sollevando le valvole di aspirazione e mandata, dà una regolazione necessariamente a gradini discreti.

Tutti i sistemi di riduzione della portata, fanno diminuire l'efficienza del compressore: nei sistemi ad inverter, ciò dipende proprio dalla curva di efficienza dell'inverter stesso; nei motori a doppia polarità, dal differente rendimento elettrico del motore; nei vite, dalla presenza del by-pass; negli alternativi, dall'attrito meccanico dei pistoni che non compiono lavoro.

Tuttavia la riduzione della portata volumetrica consente un aumento della pressione di evaporazione ed una diminuzione della pressione di condensazione, a parità di ogni altra condizione, dovuta al fatto che gli scambiatori diventano ora sovradimensionati. Ciò permette di recuperare in parte o addirittura annullare le perdite di efficienza dovute ai sistemi di riduzione della portata, nel caso di variazione di velocità e parzializzazione dei cilindri, mentre per i sistemi a by-pass, la riduzione di efficienza dovuta alla compressione del fluido inutilizzato è sempre superiore alla quota di recupero.

Per quanto detto, la regolazione di potenza di un circuito frigorifero avviene, nella grande maggioranza dei casi in modo discreto. Soprattutto nelle macchine ad espansione diretta, a parte i piccoli split-system ricordati pocanzi, la regolazione del circuito frigorifero avviene solamente in modo discreto.

Un ulteriore approfondimento va fatto sui gruppi frigoriferi a più circuiti dove la regolazione della potenza generata è effettuata a gradini discreti semplicemente escludendo i singoli circuiti, ove questi siano sprovvisti di parzializzazione, oppure parzializzandoli in sequenza fino ad escluderli.

Nei refrigeratori d'acqua l'evaporatore può essere singolo per ogni circuito oppure comune sul lato acqua a più circuiti. Nel primo caso, tipico per le macchine di piccola potenza con compressori ermetici e scambiatori a piastre, l'esclusione di un circuito porta ad una diminuzione dell'efficienza del sistema: si pensi, infatti, ad una macchina che deve produrre acqua a 7°C con salto termico di 4°C. Quando la temperatura di ritorno è di 9°C e la temperatura di uscita è di 5°C, la macchina spegne un compressore [5]: la temperatura in uscita sale a 7°C, ma questo valore è dato dalla media delle portate sui due evaporatori, una a 9°C (evaporatore del circuito spento) e l'altra a 5°C (evaporatore in funzione). Il circuito in funzione lavora con una temperatura di evaporazione bassa.

La situazione cambia con le macchine con scambiatori a fascio tubiero, ove tutti i circuiti sono investiti dalla stessa portata d'acqua: nell'esempio precedente quando funziona un solo circuito la temperatura dell'acqua all'evaporatore è di 9°C in ingresso e 7°C in uscita e pertanto il circuito lavora con una temperatura di evaporazione più alta, con conseguente maggiore efficienza.

Un caso analogo avviene nelle macchine ad espansione diretta che possono avere batterie sdoppiate, oppure un unico pacco alettato con le tubazioni del fluido frigorifero incrociate tra loro (una tubazione del circuito 1 è seguita da una tubazione del circuito 2). Le prime si comportano in parzializzazione come il doppio evaporatore: la temperatura media dell'aria in uscita è la media tra la temperatura della batteria con compressore fermo, pari alla temperatura in ingresso, e la temperatura in uscita dalla batteria con compressore in funzione. Le seconde, invece, consentono di lavorare con efficienza maggiore in quanto tutto il pacco alettato partecipa allo scambio. Generalmente viene adottata la seconda soluzione, di gran lunga molto più efficiente, ma costosa: è bene verificare presso il costruttore la tipologia adottata.

1.3.2. I sistemi ad espansione diretta

I sistemi ad espansione diretta sono caratterizzati dal fatto che la batteria di trattamento dell'ambiente da climatizzare è parte integrante del gruppo frigorifero (cfr. figura 4). Il controllo della potenza frigorifera viene effettuato a gradini discreti direttamente sulla temperatura dell'aria ambiente che pertanto non può essere mantenuta costante, ma varia in un campo più o meno ristretto, generalmente di 2°C. Ad esempio, impostando un valore di set di 25°C, nel caso di macchine senza parzializzazione il compressore viene spento al raggiungimento della temperatura di 24°C e riattivato al raggiungimento di 26°C. Nel caso di 2 gradini, il primo stadio è spento a 24,5°C e riattivato a 26°C, il secondo spento a 24°C e riattivato a 25,5°C.

Generalmente su queste macchine ci si limita a due gradini di parzializzazione perché un sensore di temperatura posto sull'aria difficilmente riesce ad avere precisione inferiore a 0,5°C e pertanto, con un numero maggiore di stadi, si rischierebbe un pericoloso pendolamento.

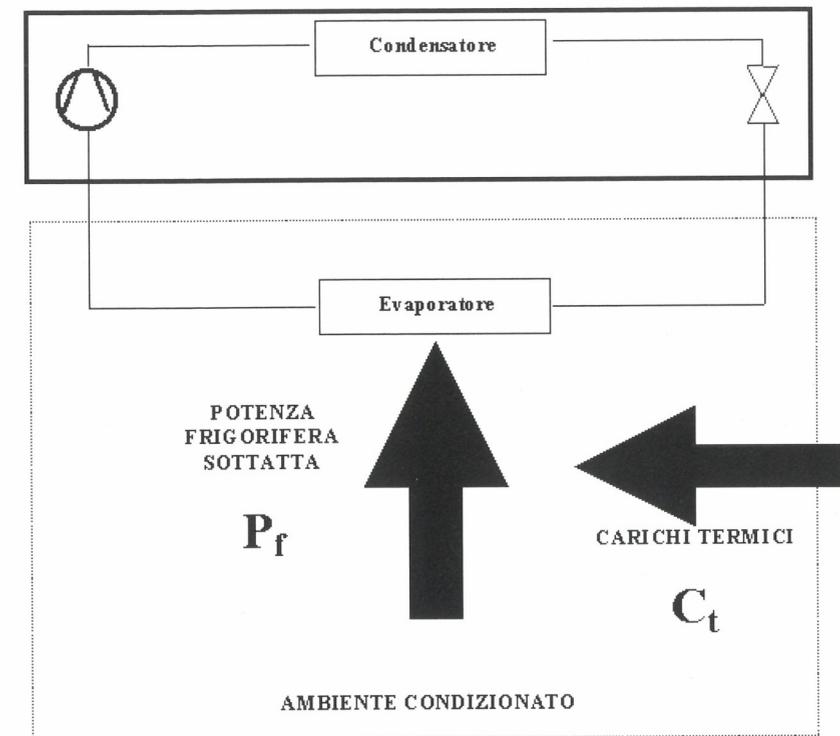


Figura 4: sistema ad espansione diretta

In regime di disequilibrio, la differenza tra la potenza frigorifera sottratta dall'evaporatore P_f e la potenza dovuta ai carichi termici C_t presi nella loro globalità (quindi comprensivi dei carichi strutturali, di carichi endogeni e la potenza dovuta all'immissione di aria esterna) porta ad una variazione delle condizioni tergoigrometriche interne secondo le relazioni:

$$\begin{aligned} \Delta h_A &= \int_{t=0}^{t=\tau} (P_f - C_t) \cdot \frac{V}{V} \cdot dt \\ \Delta T_A &= \int_{t=0}^{t=\tau} (P_{fS} - C_{tS}) \cdot \frac{V}{cV} \cdot dt \\ \Delta x_A &= \int_{t=0}^{t=\tau} (P_{fL} - C_{tL}) \cdot \frac{V}{rV} \cdot dt \end{aligned} \quad (3)$$

con:

- Δh_A variazione di entalpia nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ
- ΔT_A variazione di temperatura nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ
- Δx_A variazione di umidità assoluta nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ

P_f	potenza totale scambiata dalla batterie
P_{fs}	potenza sensibile scambiata dalla batterie
P_{fl}	potenza latente scambiata dalla batterie
C_t	carichi termici totali dell'ambiente climatizzato
C_{ts}	carichi termici sensibili dell'ambiente climatizzato
C_{tl}	carichi termici latenti dell'ambiente climatizzato
v	volume specifico dell'aria
c	calore specifico dell'aria
r	calore di vaporizzazione dell'acqua
V	volume dell'ambiente climatizzato

Le equazioni vanno scritte sotto forma di integrali perché la potenza scambiata dalla batteria, i carichi termici ed il volume specifico variano in continuazione al variare delle condizioni termoigrometriche.

La regolazione basata solo sulla temperatura dell'aria ambiente impedisce a questa di scendere o salire oltre i valori prefissati.

A parità di ogni altra condizione, gli intervalli di tempo τ di variazione della temperatura, dal valore massimo a quello minimo, impostati dalla regolazione, sono tanto maggiori quanto maggiore è il volume dell'ambiente. Sostanzialmente il surplus di energia prodotta dalla batteria rispetto a quella richiesta viene accumulato dall'ambiente stesso con conseguente variazione dell'entalpia. L'umidità specifica, non essendo regolata, varia in funzione della temperatura e dell'entalpia.

1.3.3 I sistemi a fluido intermedio

Nei sistemi a fluido intermedio il controllo della potenza frigorifera sottratta o ceduta all'ambiente è affidato ad una batteria regolata da una valvola e alimentata da un circuito idraulico nel quale si riversa la potenza prodotta dal gruppo frigorifero (cfr. figura 5).

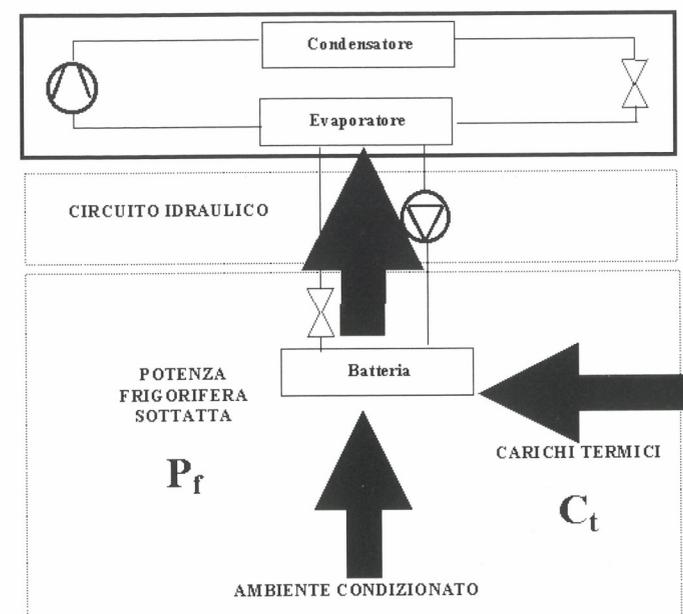


Figura 5: sistema a fluido intermedio

La regolazione continua della potenza della batteria ad acqua consente di equilibrare i carichi termici sensibili dell'ambiente e, quindi, di mantenere costante, a meno di trascurabili variazioni dovute alla precisione del sistema di regolazione della batteria, la temperatura all'interno dell'ambiente stesso. La differenza di potenza tra gruppo frigorifero e batteria viene assorbita dal circuito idraulico con ripercussioni sulla propria temperatura. Le equazioni (3) divengono:

$$\Delta T_A = 0$$

$$\Delta T_W = \int_{t=0}^{t=\tau_1} \frac{P_f - P_b}{c_W \cdot \rho \cdot V_W} dt \quad (4)$$

$$\Delta h_A = \Delta x_A = \int_{t=0}^{t=\tau} (P_{bL} - C_{tL}) \cdot \frac{v}{r \cdot V} \cdot dt$$

con:

ΔT_W variazione di temperatura del fluido intermedio nell'intervallo 0- τ_1

ΔT_A variazione di temperatura nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ

Δx_A variazione di umidità assoluta nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ

Δh_A variazione di entalpia nell'ambiente climatizzato nell'intervallo di tempo 0- τ

P_r	potenza totale scambiata dal gruppo frigorifero
P_b	potenza totale scambiata dalla batteria
P_{bl}	potenza latente scambiata dalla batteria
c_w	calore specifico del fluido intermedio
ρ	densità del fluido intermedio
V_w	volume del circuito del fluido intermedio
C_{tl}	carichi termici latenti dell'ambiente climatizzato
v	volume specifico dell'aria
c	calore specifico dell'aria
r	calore di vaporizzazione dell'acqua
V	volume dell'ambiente climatizzato

La costanza della temperatura porta, nell'intervallo di tempo τ , ad una variazione dell'entalpia minore che nel caso precedente perchè legata alla sola variazione dell'umidità assoluta. Gli intervalli τ_1 di variazione fra la massima e la minima temperatura dell'acqua dipendono dai parametri fissati nella regolazione del gruppo frigo e dal volume del circuito del fluido intermedio. In questo secondo caso, il surplus di energia viene accumulato principalmente nel circuito del fluido intermedio e solo in minima parte dall'ambiente ($\Delta h_A \neq 0$).

La regolazione della potenza del gruppo frigorifero può essere molto più fine in quanto la sensibilità dei termometri ad immersione sul fluido consente un numero maggiore di gradini e quindi la temperatura di ingresso alla batteria può essere con facilità tenuta sufficientemente costante, purché, ovviamente, il volume del circuito abbia un'inerzia tale da consentire un tempo di funzionamento minimo dei compressori [5].

1.3.4. Confronto tra i due sistemi

Il sistema a fluido intermedio riesce a controllare meglio la temperatura dell'aria in ambiente in quanto tale compito è delegato alla valvola che permette una regolazione continua della potenza mediante la variazione della portata dell'acqua alla batteria di trattamento. La temperatura di evaporazione del gruppo frigorifero è funzione delle temperature di ingresso e uscita dell'acqua dall'evaporatore. In condizioni di disequilibrio queste temperature si modificano. Tuttavia con un gruppo frigorifero a più gradini di parzializzazione e con un accumulo di dimensioni opportune tale variazione può essere minimizzata. Quindi si può pensare di mantenere abbastanza costante la temperatura di evaporazione in ogni condizione di funzionamento.

La resa della batteria è anche funzione della temperatura d'ingresso dell'acqua: pertanto nelle stagioni intermedie, quando il carico frigorifero richiesto è solo una frazione di quello nominale, la temperatura dell'acqua prodotta dal gruppo frigorifero può essere alzata a beneficio del consumo energetico. Ovviamente ciò può essere fatto solamente nelle utilizzazioni ove non sia richiesto un controllo spinto dell'umidità relativa, dal momento che questa potrebbe aumentare.

Nel sistema ad espansione diretta la temperatura di evaporazione è strettamente legata, oltre che alle condizioni termoisometriche dell'aria in ingresso alla batteria, ai componenti del circuito frigorifero, essendone la batteria stessa la sezione evaporante.

Come visto, la regolazione della potenza su queste macchine è a gradini discreti: pertanto, in molte condizioni di funzionamento, le temperature di evaporazione e di immissione dell'aria possono essere nettamente inferiori a quella di progetto. Ciò comporta da un lato una diminuzione dell'efficienza, dall'altro temperature d'immissione inferiori al valore di comfort.

Quanto sopra è tanto più marcato, quanto maggiore è la differenza di entalpia tra la condizione reale di funzionamento e la condizione nominale di progetto.

Per apprezzare anche graficamente quanto detto pocanzi, si supponga di avere un sistema ad espansione diretta a tutta aria esterna con un unico compressore privo di gradini di parzializzazione progettato per immettere aria in ambiente ad una temperatura pari a $T_{imm\ prog} = 16^\circ\text{C}$ con temperatura dell'aria esterna pari a 35°C ed umidità relativa del 50%. Si supponga inoltre, che il carico rimanga pressoché costante al variare delle condizioni esterne: nel caso in cui la temperatura dell'aria esterna scenda a 25°C sempre con U.R. pari al 50% la temperatura d'immissione ovviamente dovrà continuare ad essere di 16°C . La macchina ad espansione diretta invece per equilibrare il sistema frigorifero (cfr.1.2) immetterà aria necessariamente ad una temperatura inferiore come visibile in figura 6 curva 1.

Una batteria ad acqua è invece in grado di mantenere costante la temperatura d'immissione modulando la portata d'acqua (curva 2 figura 6).

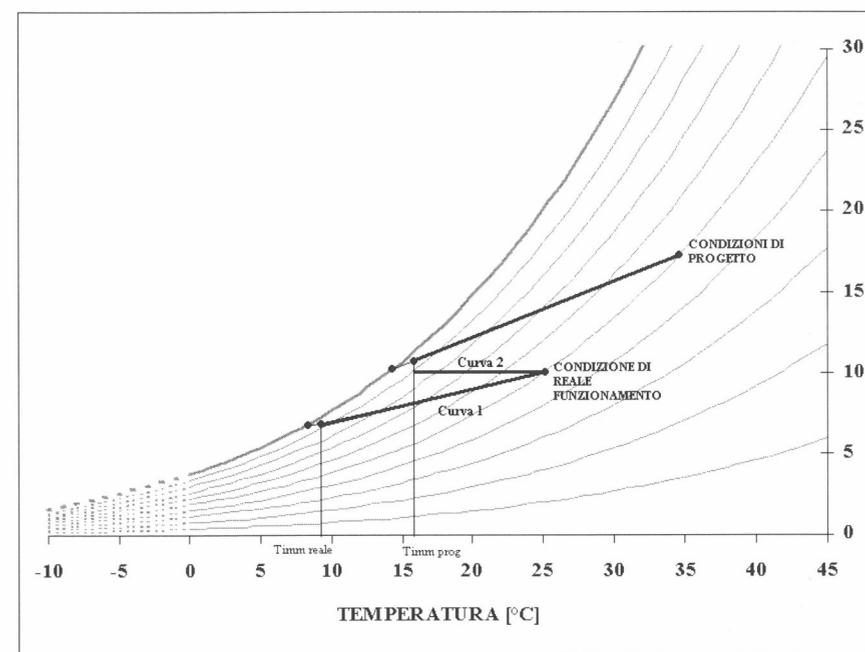


Figura 6: raffronto tra la trasformazione in batteria a tutta aria esterna nella condizione di progetto e nella condizione reale di funzionamento

Parimenti, poiché contemporaneamente scende anche l'umidità assoluta d'immissione, in alcuni casi si può avere una deriva verso valori bassi del contenuto d'acqua dell'ambiente condizionato ai sensi delle equazioni 3, con una riduzione della sua umidità relativa.

Il continuo pendolamento della temperatura dell'ambiente, oltre a provocare situazioni non propriamente di comfort [6] per gli occupanti, unito alla deriva dell'umidità assoluta, porta ad una maggiore spesa energetica rispetto ad un impianto a fluido intermedio in quanto l'ambiente si viene a trovare, con il sistema ad espansione diretta, a valori entalpici inferiori.

In figura 7 è mostrato l'andamento orario della temperatura di un ambiente climatizzato con carico di circa il 40% rispetto al nominale. Come si vede, la temperatura nel caso di sistema ad espansione diretta varia in continuazione tra 24°C e 25,5°C cui corrispondono rispettivamente l'accensione e lo spegnimento dell'unico compressore in funzione (il secondo è sempre fermo perché il carico dell'impianto è inferiore al 50% della resa della potenza resa dalla macchina).

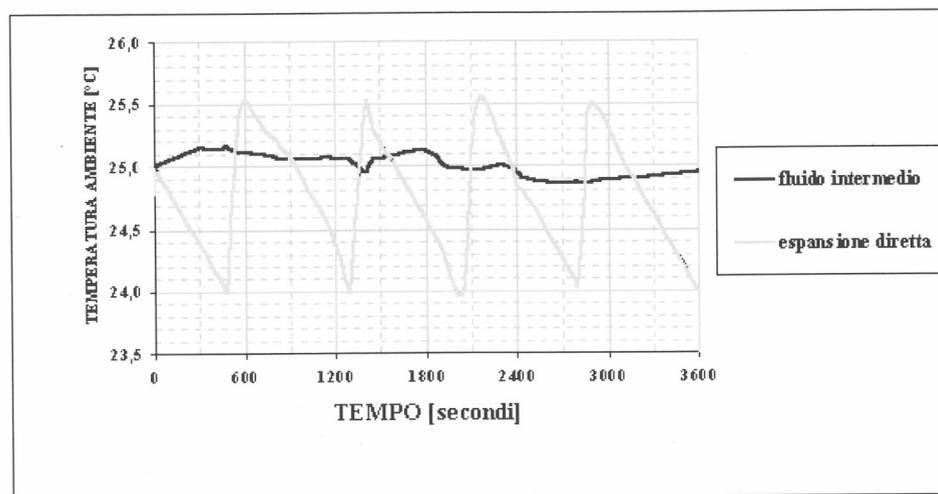


Figura 7: confronto tra l'andamento della temperatura ambiente mantenuta da un sistema a fluido intermedio ed un sistema ad espansione diretta

1.3.5. Il funzionamento in pompa di calore

Il sistema ad espansione diretta può essere utilizzato anche in pompa di calore; tuttavia, mentre i gruppi monoblocco, armadi e roof-top, vengono normalmente costruiti in entrambe le versioni, sia solo freddo che a pompa di calore, i gruppi in due sezioni sono generalmente utilizzati solamente per il condizionamento estivo.

Il motivo è molto semplice e di facile spiegazione. Il circuito frigorifero di una pompa di calore è più complesso di quello di un chiller e richiede particolari accorgi-

menti, soprattutto per permettere il corretto ritorno dell'olio al compressore. Da questo punto di vista i circuiti in due sezioni, soprattutto se particolarmente estesi, sono già di difficile realizzazione nel caso di semplice chiller e divengono di difficilissima installazione nel caso di pompa di calore. Per questo quasi tutti i costruttori non forniscono gruppi splittati di grosse dimensioni in due sezioni.

Le macchine monoblocco creano dei problemi durante le fasi di sbrinamento. Il ciclo di sbrinamento in una pompa di calore viene attivato per eliminare il ghiaccio formatosi sulla batteria evaporante esterna [7]; per far ciò la macchina inverte il ciclo da invernale ad estivo, facendo funzionare la batteria esterna come condensatore, in modo da sciogliere il ghiaccio, e la batteria interna da evaporatore. Così facendo, si sottrae calore.

Nei sistemi a fluido intermedio la sottrazione di calore fa abbassare la temperatura del circuito idraulico, senza però delle conseguenze immediate nell'ambiente climatizzato. La batteria di trattamento viene alimentata con acqua la cui temperatura diminuisce tanto più rapidamente quanto minore è l'inerzia del circuito (anche per questo motivo il contenuto dell'acqua di un impianto a pompa di calore deve essere almeno il doppio di quello di un normale chiller) [5], senza tuttavia che la temperatura di uscita dell'aria si abbassi eccessivamente, restando comunque sempre superiore a quella d'ingresso sulla batteria.

Nei sistemi ad espansione diretta, invece, la sottrazione di calore avviene direttamente dall'ambiente climatizzato: se la macchina è a doppio circuito, sbrinandone uno alla volta le potenze positive e negativa si compensano a vicenda e la temperatura in uscita dalla batteria è sostanzialmente pari a quella d'ingresso. Già questo caso può essere fastidioso per gli occupanti dell'ambiente riscaldato, in quanto la temperatura così risultante è sempre inferiore alla temperatura ambiente, essendo l'aria immessa la miscela dell'aria di ricircolo e dell'aria di rinnovo. Se poi la pompa di calore è ad un unico circuito, l'aria di ingresso della batteria viene addirittura raffreddata, con le conseguenze immaginabili.

Nelle condizioni di massima formazione di brina il tempo di sbrinamento raggiunge il 10% del funzionamento totale della macchina. Il problema può essere risolto ponendo una batteria di post-riscaldamento ad acqua calda oppure elettrica con il compito di innalzare la temperatura dell'aria durante l'inversione di ciclo. E' tuttavia molto importante che la valvola di regolazione di questa batteria reagisca in tempi estremamente brevi.

2. CONFRONTO TRA I DUE SISTEMI NEGLI AMBIENTI A GRANDI SUPERFICI APERTE

La prima parte di trattazione, ancorché lunga, è fondamentale per comprendere appieno le differenze tra i due sistemi in alcune applicazioni pratiche nel settore commerciale.

Da quanto si è detto finora sembra che i vantaggi del sistema ad espansione diretta siano legati alla migliore efficienza energetica, dovuta ad una maggiore temperatura di evaporazione in condizionamento e minori di condensazione in riscaldamento rispetto ad un sistema a fluido intermedio. Di contro quest'ultimo consente un controllo più uniforme della temperatura.

Di seguito si dimostrerà invece che anche dal punto di vista energetico i sistemi a fluido intermedio garantiscono prestazioni superiori rispetto ai sistemi ad espansione diretta.

2.1. Le grandi superfici aperte con elevato carico endogeno e bassa percentuale d'aria di rinnovo

Rientrano in questa categoria gli ambienti commerciali come fiere, negozi, supermercati urbani, ipermercati e zone principali dei centri commerciali. In questi ambienti vi è un elevato carico endogeno principalmente sensibile dovuto soprattutto alla presenza di forte illuminazione, mentre il carico latente è riferibile alle persone in moderata attività (le persone camminano all'interno dell'ambiente). Tale carico si mantiene pressoché costante in tutti i periodi dell'anno. L'affollamento non è comunque elevato, circa 1 persona ogni 4-10 metri quadrati di superficie. Questo ovviamente va considerato un valore medio nel periodo di massimo affollamento in considerazione anche della presenza delle zone espositive che occupano spazio e volume (tipico esempio le scaffalature dei supermercati).

Le nuove strutture extraurbane (ipermercati e centri commerciali) hanno volumi molto elevati per cui la portata d'aria di rinnovo è generalmente modesta e compresa tra il 10% ed il 30% della portata totale.

Questa è un'ottima condizione per l'utilizzo dei sistemi ad espansione diretta perché i possibili punti di miscela (ricircolo + rinnovo) dell'aria entrante nella batteria disegnano sul diagramma psicrometrico, sia in inverno che in estate, aree abbastanza ristrette, come visibile in figura 8. Ciò evita che le temperature d'immissione in ambiente e di evaporazione siano troppo basse, come invece accade nel caso di condizioni d'ingresso troppo distanti dal punto nominale di progetto (cfr. 1.3.4 e figura 6).

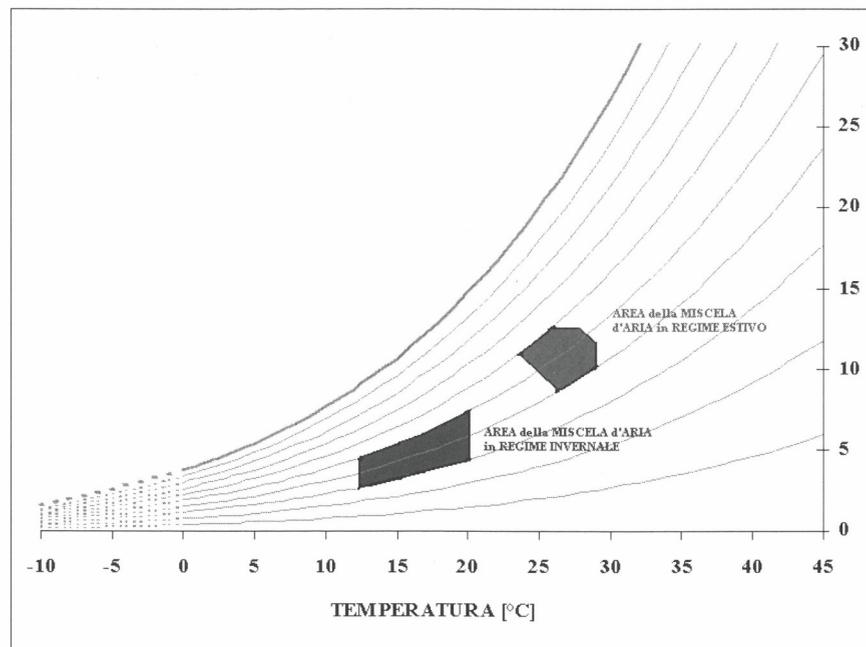


Figura 8: aree dei possibili punti di ingresso dell'aria in batteria (percentuale di aria di rinnovo pari al 10-30%)

La resa dei sistemi ad espansione diretta si mantiene sufficientemente elevata; tuttavia il costante pendolamento della temperatura ambiente dovuto alla tipologia di regolazione provoca in alcuni casi un valore di temperatura media inferiore a quello che si avrebbe con un sistema a fluido intermedio, con conseguente maggior spesa energetica. Si può tranquillamente sostenere che un sistema a fluido intermedio gestito correttamente possa dare un risparmio energetico estivo dell'ordine del 5% - 10%, mentre in inverno prevale il vantaggio legato ad una minore temperatura di condensazione per i sistemi ad espansione diretta. Va tuttavia tenuto conto che la spesa energetica invernale è in questi impianti abbastanza marginale rispetto alla spesa estiva. Inoltre vanno ricordate ancora una volta le problematiche legate allo sbrinamento dei sistemi ad espansione diretta in pompa di calore.

I limiti principali dei sistemi a fluido intermedio nelle strutture di questo tipo di piccole dimensioni sono legati all'ingombro dei macchinari, del circuito idraulico ed alla complessità dello stesso, sia dal punto di vista costruttivo che da quello manutentivo. Generalmente gli impianti delle piccole - medie strutture hanno estensione molto limitata: è spesso facile vedere un chiller collegato direttamente con una centrale di trattamento da un percorso estremamente ridotto. In casi del genere la mancanza di un accumulo appropriato, quindi di elevate dimensioni, anche per assoluta mancanza di spazio, porta ad un funzionamento scorretto del gruppo frigorifero a causa dei tempi troppo brevi di accensione dei compressori.

Un altro limite nelle applicazioni di piccola potenza è l'utilizzo di macchine con doppio evaporatore a piastre (quelle a fascio tubiero sono disponibili solo per potenze superiori ai 40 kW) che danno valori di efficienza inferiori in parzializzazione (cfr. 1.3.1).

Le macchine ad espansione diretta più utilizzate in questi casi (armadi per i piccoli negozi e roof-top) hanno spazi di ingombro estremamente contenuti, nonché costi iniziali di acquisto decisamente inferiori. Non a caso roof-top ed armadi sono nati proprio per soddisfare le esigenze di questa tipologia impiantistica, come si può facilmente osservare sfogliando il catalogo dei costruttori. Il rapporto tra aria esterna e aria di ricircolo, il salto entalpico nominale sulla batteria, la stessa portata d'aria del ventilatore di mandata all'impianto si sposano perfettamente con le necessità di una struttura commerciale. Inoltre l'inerzia del volume climatizzato permette un tempo minimo di funzionamento del compressore in ogni condizione di esercizio.

Se per le strutture più piccole con potenze inferiori ai 60 - 100 kW il sistema a espansione diretta sembra preferibile, lo stesso non si può dire dei grandi ipermercati e dei centri commerciali extraurbani. In questi casi il sistema a fluido intermedio garantisce condizioni di comfort termico e limitati consumi di esercizio, oltre a permettere l'utilizzo di sistemi innovativi per il risparmio energetico. Un esempio è rappresentato dall'utilizzo del volume idrico dell'impianto antincendio come accumulo di acqua gelida in estate ed acqua calda in inverno in modo da sfruttare al massimo la tariffazione elettrica multioraria. Una testimonianza di tale impianto è data dal supermercato IPER del Centro Commerciale Montebello della Battaglia (PV) per il quale sono state installate 4 pompe di calore Climaveneta da 400kW frigoriferi cadauna senza caldaia. La mancanza della caldaia è possibile anche in un clima come quello di Pavia, pessimo per le pompe di calore, grazie al presenza di questo enorme accumulo che consente di mantenere costante la temperatura di condensazione, ottimizzando così le fasi di sbrinamento.

Oltre all'accumulo ad acqua gelida è possibile utilizzare anche sistemi di accumulo in ghiaccio (un esempio è dato dal supermercato Multimarket di Sassari per il quale

sono state installate 2 pompe di calore Climaveneta da 180 kW frigoriferi cadauna) oppure sfruttare il gas come fonte alternativa su pompe di calore a motore endotermico (Centro Commerciale Gigante di Milano).

2.2. Le grandi superfici aperte caratterizzate da elevato carico latente dovuto all'affollamento delle persone

Rientrano in questa categoria gli impianti per le sale conferenze, teatri, cinematografi, palestre e discoteche. In queste strutture il carico latente è molto elevato e la quantità di aria di rinnovo deve essere pari al totale della portata trattata, almeno nelle condizioni di massima presenza delle persone. Un caso a parte è rappresentato dalle discoteche, dove, ad un carico latente estremamente elevato, dovuto all'attività delle persone, vi è anche una notevole presenza di fumo.

L'elevata percentuale di calore latente farebbe pensare ad una valida collocazione per i sistemi ad espansione diretta in quanto, a parità di temperatura di evaporazione, permettono condizioni di immissione ad umidità assoluta inferiore a quelle di un sistema a fluido intermedio. Quanto ricordato nei paragrafi precedenti esclude, però, in modo assoluto che il sistema si adatti a tale tipologia impiantistica, con le uniche eccezioni delle discoteche.

Questa affermazione categorica si basa sulle seguenti considerazioni:

1. Le aree disegnate sul diagramma psicrometrico dei punti di ingresso dell'aria in batteria, sia in estate che in inverno, sono molto vaste, con valori anche molto discosti da quelli di progetto della batteria. Ciò può comportare gli inconvenienti già esaminati nel paragrafo 1.3.4., come si può osservare in figura 9.

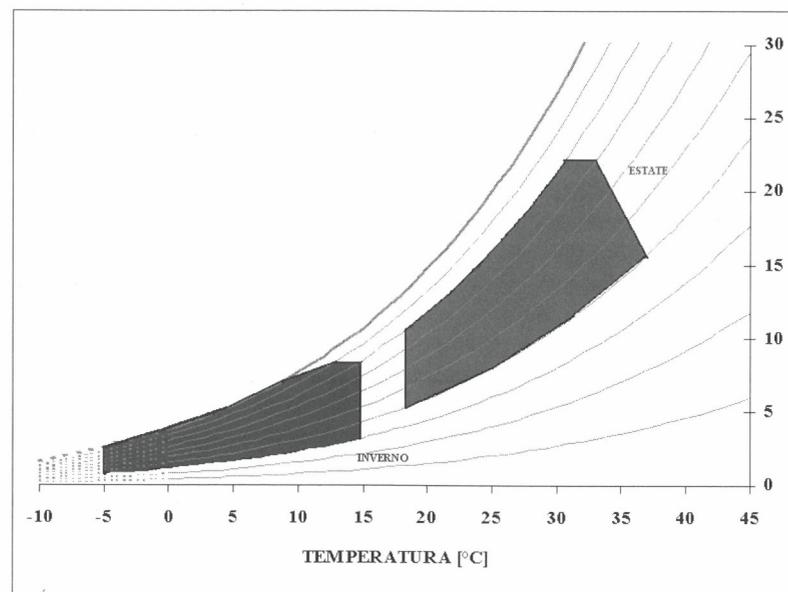


Figura 9: aree dei possibili punti di ingresso dell'aria in batteria (percentuale di aria di rinnovo pari al 100%)

2. Il carico all'interno degli ambienti può essere molto variabile in funzione dell'affollamento: un sistema ad espansione diretta ha una tipologia di regolazione che mal si sposa con questa esigenza. A presenza ridotta, inoltre, può cambiare la quantità di aria di rinnovo immessa
3. In caso di controllo spinto dell'umidità è necessaria la presenza di una batteria di post-riscaldamento a valle della batteria di raffreddamento. Un sistema a fluido intermedio, effettuando una regolazione continua della portata d'acqua in batteria, è in grado di consentire una regolazione stabile; viceversa, una macchina ad espansione diretta, a causa del continuo pendolamento della temperatura in uscita dalla batteria può creare continue oscillazioni sui parametri ambientali.
4. Il funzionamento in pompa di calore è impossibile per temperature di aria in ingresso alla batteria condensante inferiori ai 10–12°C perché oltre questi valori si abbassa eccessivamente la temperatura di condensazione, portando rapidamente il sistema al blocco. Per evitare questo, si può agire direttamente sul circuito mediante sistemi però molto complessi e costosi (allagamento della batteria condensante, utilizzo della valvola termostatica elettronica) o più semplicemente si può inserire una batteria di preriscaldamento dell'aria alimentata ad acqua in modo da impedire il superamento di questa soglia limite.

In ogni caso non è possibile utilizzare un roof-top di serie per un impianto a tutta aria esterna dal momento che questi sono progettati per salti entalpici inferiori, tipici dell'impianto con massimo un 30% di aria di ricircolo. Come alternativa bisogna allora utilizzare una batteria ad espansione diretta in una normale centrale di trattamento, con le complicazioni impiantistiche che ciò comporta.

Le discoteche possono rappresentare un'eccezione, sostanzialmente per due motivi:

- Gli studi di Fangher sul benessere [6] dimostrano che il valore di comfort della temperatura dell'aria in ambiente è tanto più basso quanto più elevata è l'attività metabolica delle persone. Dal momento che questa è estremamente elevata all'interno di una discoteca, si può pensare di mantenere temperature inferiori a quelle normalmente tenute negli altri ambienti citati. Così, all'abbassarsi della temperatura dell'aria esterna (che corrisponde a quella di ingresso in batteria) si può abbassare anche la temperatura interna e rendere meno sgradevoli le basse temperature d'immissione, a patto di avere diffusori adatti allo scopo.
- Il funzionamento di una discoteca è prevalentemente notturno, per cui l'area dei punti di figura 9 può essere ridotta.

Malgrado quanto testé affermato, anche in una discoteca il sistema a fluido intermedio garantisce prestazioni migliori.

2.3. Le superfici chiuse ed autonome inserite in ambienti aperti

Gli impianti a pompa di calore ad anello d'acqua rappresentano una soluzione impiantistica molto diffusa nei paesi stranieri, soprattutto negli Stati Uniti, in tipologie edilizie quali uffici, negozi presenti all'interno dei centri commerciali, alberghi, edifici a doppia esposizione. L'impianto è costituito da un circuito idraulico a due tubi (uno di mandata, l'altro di ritorno) al quale vengono collegate le unità autonome a pompa di calore acqua-aria reversibili [8].

La temperatura dell'acqua che circola nell'impianto ed alimenta le unità autonome

viene mantenuta durante tutto il corso dell'anno in un range compreso fra i 18 e i 32°C (intervallo di temperatura che consente alle unità il funzionamento sia in pompa di calore che in chiller) grazie alla presenza di una caldaia integrativa (la quale interviene ogni qualvolta la temperatura dell'anello raggiunge il limite inferiore dei 21°C) e di una torre di raffreddamento (la quale entra in funzione qualora la temperatura dell'acqua superi i 29°C).

Durante l'esercizio dell'impianto le unità possono funzionare simultaneamente nella seguenti modalità:

A. RAFFREDDAMENTO

Lo scambiatore di calore acqua-refrigerante collegato al circuito ad anello funge da condensatore mentre la batteria interna da evaporatore immettendo in tal modo in ambiente aria fredda. Il circuito ad anello in tale configurazione funge da sorgente a alta temperatura ove riversare l'energia da smaltire con conseguente innalzamento della sua temperatura: si può a titolo di esempio, supporre che l'acqua venga prelevata dal condensatore ad una temperatura di 25°C e restituita a 30°C.

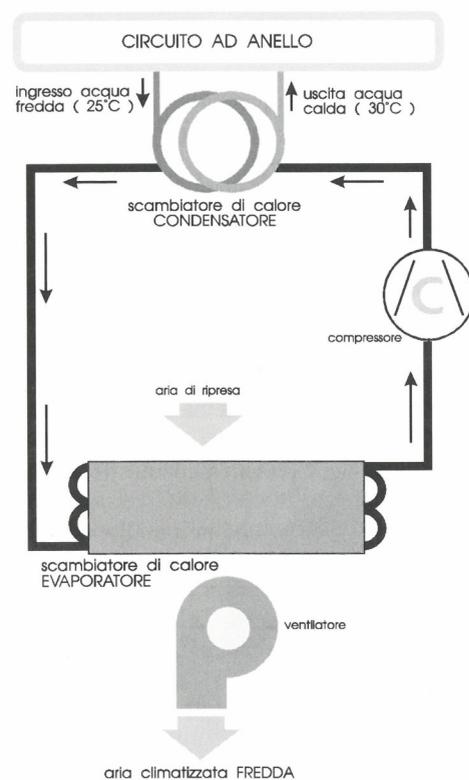


Figura 10: Circuito frigorifero di un'unità a pompa di calore per impianti ad anello d'acqua in regime di raffreddamento.

B. RISCALDAMENTO

Lo scambiatore di calore acqua-refrigerante collegato al circuito ad anello lavora come evaporatore mentre la batteria interna come condensatore immettendo in tal modo in ambiente aria calda. Il circuito ad anello in tale configurazione funge da sorgente a bassa temperatura dalla quale attingere energia con conseguente raffreddamento: si può a titolo di esempio, supporre che l'acqua venga prelevata dall'evaporatore ad una temperatura di 25°C e restituita a 20°C.

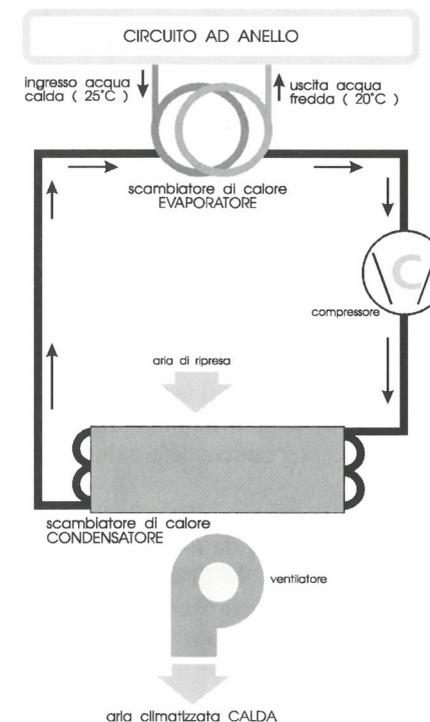


Figura 11: Circuito frigorifero di un'unità a pompa di calore per impianti ad anello d'acqua in regime di riscaldamento

Si analizza ora energeticamente il comportamento dell'impianto nell'arco dell'anno:

CASO 1: Tutte le unità in raffreddamento

Qualora i carichi termici siano tali da comportare il funzionamento di tutte le unità in raffreddamento, la temperatura dell'acqua dell'anello tenderà ad aumentare ed a superare il limite massimo dei 29°C; ciò comporterà l'attivazione della torre evaporativa la quale ha il compito di smaltire in aria il calore in eccesso consentendo il mantenimento della temperatura dell'acqua nel circuito fra i 25 e i 27°C.

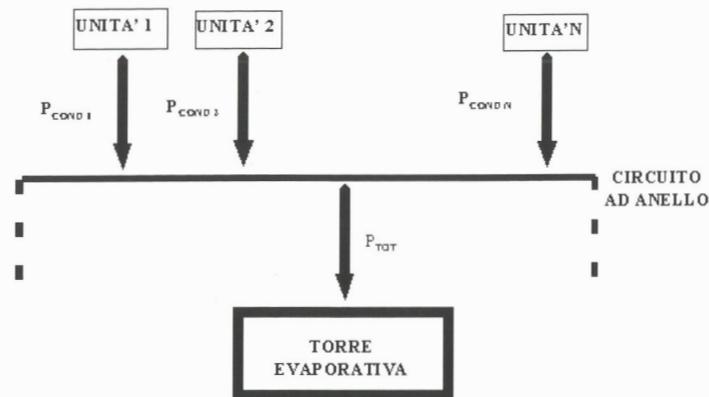


Figura 12: Impianto ad anello: tutte le unità in "raffreddamento"

Tale impianto equivale a quello in cui siano presenti gruppi frigoriferi condensati ad acqua la quale a sua volta viene raffreddata dall'aria mediante torre evaporativa.

CASO2: Alcune unità in riscaldamento e altre in raffreddamento

Nelle situazioni in cui le richieste sono contrapposte ma squilibrate si rende necessario l'intervento della torre evaporativa (se il maggior numero delle unità lavora in raffreddamento) o della caldaia (se il maggior numero delle unità lavora in riscaldamento) a seconda di quale sia la richiesta preponderante e quindi quale sia l'energia da controbilanciare.

In particolare, qualora il calore ceduto all'anello dalle unità che funzionano in raffreddamento eguaglia il calore assorbito da quelle che lavorano in modalità riscaldamento l'impianto si porta in una situazione di equilibrio termico. In tale situazione, la temperatura dell'acqua del circuito ad anello non viene alterata: il sistema si autoregola attraverso le compensazioni che si realizzano fra prelievi di calore (aree da riscaldare) e apporti di calore (aree da riscaldare) evitando in tal modo l'intervento sia della caldaia che della torre evaporativa.

In tale situazione il funzionamento dell'impianto ad anello equivale a quello di un impianto a quattro tubi con chiller con recupero o meglio ancora con gruppi termofrigoriferi polivalenti a recupero totale.

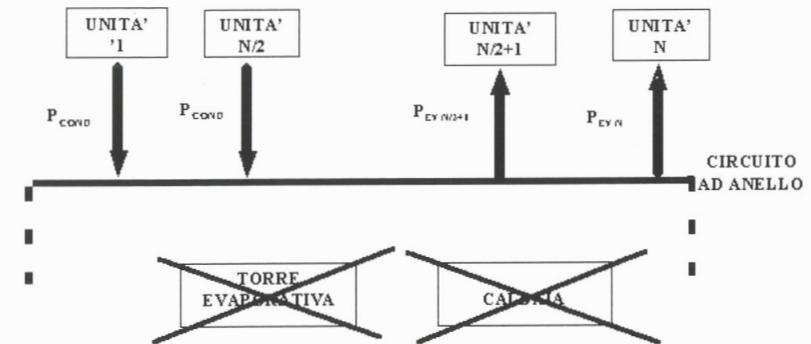


Figura 13: Impianto ad anello: alcune unità in "raffreddamento" ed altre in "riscaldamento"

CASO 3: Tutte le unità in riscaldamento

Qualora i carichi termici siano tali da comportare il funzionamento di tutte le unità in riscaldamento, la temperatura dell'acqua dell'anello tenderà a diminuire ed a superare il limite minimo dei 21°C; ciò comporterà l'attivazione della caldaia la quale ha il compito di fornire all'anello il calore sottrattogli, consentendo il mantenimento della temperatura dell'acqua nel circuito fra i 25 e i 27°C.

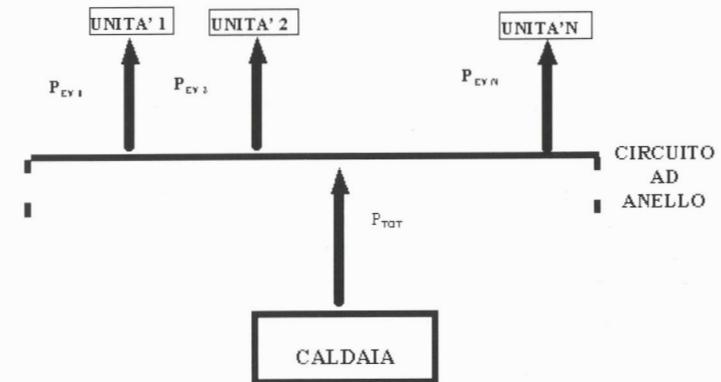


Figura 14: Impianto ad anello: tutte le unità in "riscaldamento"

Tale regime di funzionamento costituisce il limite dell'impianto ad anello con pompe di calore autonome. In questa condizione infatti, l'energia trasferita dalla sorgente fredda (anello) alla sorgente calda (ambiente) non è più gratuita bensì prodotta dalla caldaia.

Per una pompa di calore vale la seguente relazione:

$$P_{COND} = P_{EV} + P_{ASS} \quad (5)$$

con:

P_{COND} = Potenza ceduta alla sorgente calda dal condensatore

P_{EV} = Potenza sottratta alla sorgente fredda dall'evaporatore

P_{ASS} = Potenza assorbita dal compressore

Essendo P_{EV} non più gratuita ma fornita da una caldaia, di fatto in questa condizione di funzionamento il sistema non risulta più a pompa di calore ma equivale ad un impianto con batteria ad acqua calda più batteria di post-riscaldamento elettrico.

Ecco che in tale situazione risulta economicamente conveniente l'utilizzo di gruppi frigoriferi per impianti a 4 tubi.

Le unità termofrigorifere polivalenti energyraiser Climaveneta della serie WRAQ sono pompe di calore aria-acqua ad inversione di ciclo: la loro peculiarità consiste nella presenza di un evaporatore da collegare al circuito freddo e di un condensatore ad acqua da collegare all'impianto caldo, in aggiunta alle batterie ad aria che fungono indifferentemente da evaporatore o da condensatore a seconda della modalità di funzionamento dell'unità.

Sono così in grado di produrre contemporaneamente energia di segno opposto, lavorando sul carico più gravoso (fra il termico ed il frigorifero) e recuperando la restante parte.

Le configurazioni realizzabili con tali unità sono:

- solo chiller
- solo pompa di calore
- chiller con recupero totale del calore di condensazione
- chiller a recupero parziale (unità pluricircuito)
- pompa di calore a recupero parziale (unità pluricircuito)

Un numero così elevato di modalità di funzionamento rendono le unità WRAQ estremamente flessibili e ne consentono un perfetto adattamento ai carichi istantanei richiesti dall'impianto siano essi termici e/o frigoriferi.

Dal confronto fra l'impianto a pompa di calore ad anello d'acqua e l'impianto a 4 tubi con unità polivalente emergono le seguenti considerazioni:

1. Il costo di un impianto a quattro tubi è superiore per la maggiore complessità del sistema dovuto alla maggiore quantità delle tubazioni, al fatto che le stesse vanno coibentate e soprattutto al costo della regolazione.
2. I negozi interni dei centri commerciali devono avere una contabilizzazione autonoma: ciò comporta, per l'impianto a quattro tubi, l'inserimento di 2 contatori di calore, uno sulla linea fredda ed uno sulla linea calda, per ogni singolo negozio. Con l'impianto ad anello l'energia elettrica del compressore viene erogata dal contatore ENEL del negozio, mentre la contabilizzazione del consumo di gas della caldaia è generalmente fatta a millesimi.
3. Il sistema ad anello richiede la presenza di una caldaia, quindi di una centrale termica, e di una torre evaporativa con i conseguenti oneri di manutenzione.
4. A meno che le pompe di calore dell'impianto ad anello non siano dotate di sistema ad inverter per la parzializzazione della potenza, la temperatura interna non può essere mantenuta costante a differenza dell'impianto a 4 tubi.
5. L'efficienza dei compressori delle pompe di calore dell'impianto ad anello è, a parità di ogni altra condizione, minore di quella di un impianto con gruppo frigorifero polivalente dal momento che i compressori sono di taglia inferiore.

6. In pompa di calore il gruppo frigorifero polivalente WRAQ necessita di cicli di sbrinamento che ne diminuiscono l'efficienza. Tuttavia, il costo di esercizio di questo sistema è sempre inferiore al sistema ad anello. Quando il gruppo lavora nelle configurazioni chiller o chiller con recupero, gioca a favore del costo di esercizio di un sistema a 4 tubi la miglior efficienza dei compressori; quando invece lavora in pompa di calore il vantaggio è dato proprio dalla filosofia di funzionamento. Per fare un esempio tangibile, si supponga un costo dell'energia elettrica di 200 £/kWh ed un costo del gas di 1000 £/Nm³. Per produrre 100 kWh termici con un gruppo polivalente bisogna consumare 40 kWh elettrici, quando il gruppo lavora con COP pari a 2,5, 25 kWh elettrici quando lavora con COP 4 (questi valori sono intesi come i limiti minimi e massimi di efficienza del gruppo): i relativi costi sono di 8000 £ nel primo caso e 5000 £ nel secondo (costi unitari rispettivamente di 80 e 50 £/kWh termico). Con un circuito ad anello, nel caso in cui le pompe di calore lavorino costantemente con COP pari a 4 (la temperatura dell'anello è sempre mantenuta costante), dei 100 kWh necessari 75 kWh sono forniti dal calore sottratto all'anello (sorgente fredda) e gli altri 25 kWh sono l'energia elettrica assorbita dal compressore, come chiaramente esposto dalla relazione (5). Con un rendimento della caldaia del 90%, per produrre 75 kWh termici è necessario un consumo di 8,6Nm³: la spesa è pertanto di 8680 £ per il gas e 5000 £ per l'energia elettrica, per un totale di 13680 £ (costo unitario 136 £/kWh termico).

Per quanto detto, l'installazione di un impianto ad anello ha un senso logico nei negozi interni dei centri commerciali, dal momento che molto difficilmente gli stessi richiederanno tutti contemporaneamente energia termica, anche nei periodi più rigidi dell'inverno. E' invece da escludere assolutamente nei palazzi per uffici, almeno nei nostri climi e nelle tipologie edilizie tipiche dell'Italia, giacché è inconsueto trovare ampie zone che richiedano condizionamento in pieno inverno.

3. CONCLUSIONI

I sistemi ad espansione diretta hanno, in generale, un costo di installazione inferiore, ma garantiscono peggiori prestazioni sia dal punto di vista energetico che da quello del comfort ambientale rispetto ai sistemi a fluido intermedio.

Il loro utilizzo è giustificabile solamente in strutture commerciali di piccolo o media dimensione, come è il caso dei negozi o dei supermercati urbani. In analoghe strutture richiedenti potenze superiori (ipermercati, centri commerciali), è sempre consigliabile l'applicazione di sistemi a fluido intermedio per limitare i costi energetici di gestione.

I sistemi ad espansione diretta non sono utilizzabili in impianti ove sia quindi primario garantire buone condizioni di comfort unite ad elevati ricambi dell'aria, come ad esempio le sale conferenze, i locali di pubblico spettacolo e strutture affini.

Un caso particolare è costituito dagli impianti ad anello d'acqua che rappresentano una valida soluzione nel caso dei negozi interni dei grandi centri commerciali, in quanto garantiscono soprattutto una gestione estremamente facilitata, ma che non possono essere applicati ad altre destinazioni che richiedano un funzionamento non trascurabile in riscaldamento, come il caso dei palazzi uffici.

BIBLIOGRAFIA

- [1] G.Sormani: "Il ciclo frigorifero" Didattiche Climaveneta 1994
- [2] L.Minca: "Dimensionamento linee frigorifere negli impianti a due sezioni" Didattiche Climaveneta 1994
- [3] D.Portoso: "Le batterie di scambio termico" Quaderno N°7 PEG-EDITRICE 1983
- [4] "Il compressore a vite" Didattiche Climaveneta 1997
- [5] M.Vio: "Le centrali frigorifere" Condizionamento dell'aria marzo-aprile 1996
- [6] A.Briganti: "Il condizionamento dell'aria" Cap 14 -Tecniche Nuove 1991
- [7] M.Vio, Ma. Vio: "Applicabilità delle pompe di calore evaporanti in Italia" Condizionamento dell'aria, Febbraio 1995
- [8] W.Pennati: "Impianti ad anello chiuso" RCI luglio 1997

Michele Vio

La tecnologia delle celle a combustibile è quasi matura per una commercializzazione diffusa sia nel settore veicolare sia in quello della cogenerazione.

Ai primi di maggio di quest'anno ha avuto una certa eco sui media una dichiarazione del premio Nobel Rubbia su come, nel giro di cinque anni, le fuel cells potrebbero cambiare la qualità della vita, risolvendo parte dei problemi di inquinamento che oggi affliggono il mondo. Mentre le maggiori case auto-

LE CELLE A COMBUSTIBILE

Il loro impiego nel campo della cogenerazione

mobilitiche continuano ad annunciare l'immissione sul mercato di veicoli a emissione zero entro il 2005, la notizia più interessante, per quanto riguarda la climatizzazione, viene dalla presentazione da parte della Vaillant di un prototipo di piccolo cogeneratore domestico, basato sulla tecnologia delle fuel cells a membrana a scambio protonico, le stesse utilizzate nel settore veicolare, la cui immissione sul mercato dovrebbe avvenire entro il 2003.

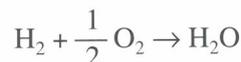
Quella che fino a poco tempo fa sembrava fantascienza, sta diventando rapidamente realtà. Tuttavia le fuel cells non potranno sostituire completamente i motori tradizionali, almeno fino a quando la tecnologia non avrà fatto ulteriori progres-

si, eliminando completamente il platino, attualmente utilizzato come catalizzatore: la limitata disponibilità di questo materiale è il principale ostacolo a una loro diffusione massiccia.

COME FUNZIONANO LE CELLE A COMBUSTIBILE

Una cella, o pila, a combustibile è un dispositivo elettrochimico che converte in modo diretto l'energia chimica di un combustibile e di un comburente in energia elettrica a corrente continua [1] [2] [3]. La reazione di ossidoriduzione implica il trasferimento di elettroni dalla specie che si ossida a quella che si riduce. Se, come accade in una fuel cell, le reazioni di ossidazione e riduzione avvengono in compartimenti separati e gli elettroni vengono convogliati in un flusso ordinato, il sistema è in grado di fornire energia elettrica all'esterno.

L'elemento base della fuel cell, la cella elementare detta anche stack, è costituita da due elettrodi, catodo e anodo, separati da un elettrolita, che può essere un liquido trattenuto da una matrice o un solido. Le reazioni chimiche utilizzabili in una pila a combustibile possono essere parecchie, ma la più sfruttata è la formazione di acqua a partire dall'idrogeno e dall'ossigeno, secondo la reazione inversa a quella dell'elettrolisi:



Nel processo di elettrolisi si fornisce energia elettrica per scindere idrogeno e ossigeno partendo dall'acqua; nelle fuel cells si combinano assieme gli atomi delle due sostanze, producendo in questo modo acqua, corrente elettrica e calore.

La figura 1 mostra il funzionamento di una pila a combustibile utilizzando una membrana polimerica come elettrolita. L'idrogeno si ossida all'anodo liberando elettroni che, convogliati in un circuito elettrico, raggiungono il catodo dove vengono assorbiti dall'ossigeno che si riduce. Gli ioni di idrogeno viaggiano, invece, attraverso l'elettrolita. Il flusso di

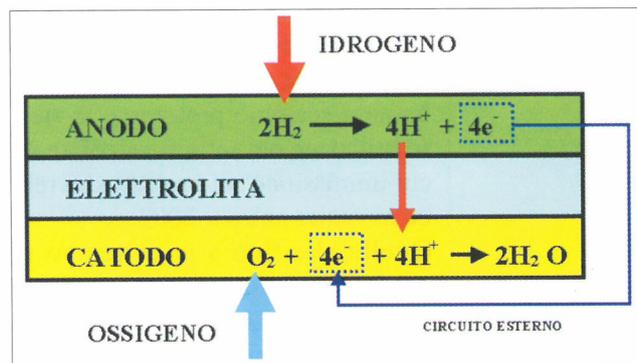


Figura 1- Principio di funzionamento di una fuel cell (elettrolita membrana polimerica). La reazione, oltre a energia elettrica e acqua, produce anche calore.

elettroni generato dalla reazione produce lavoro attraversando il circuito esterno. La differenza di energia tra il calore di reazione e il lavoro elettrico prodotto viene liberata sotto forma di calore che deve essere rimosso e può essere recuperato. Nel caso di una pila a combustibile utilizzando la membrana polimerica o acido fosforico come elettrolita, la formazione di acqua avviene al catodo. Utilizzando idrossido di potassio come elettrolita, invece, l'acqua si ottiene all'anodo.

La conversione di energia chimica in energia elettrica prodotta in una cella a combustibile può, in teoria, raggiungere un rendimento elevato. In pratica, però, la lenta reazione dell'ossigeno in corrispondenza del catodo limita l'efficienza attorno al 45% - 60%, valore nettamente superiore a quello di un motore a combustione interna che può raggiungere un rendimento del 35% in condizioni ottimali, ma, nel funzionamento automobilistico, a causa del continuo variare di prestazioni richieste, difficilmente raggiunge il 15%.

Dall'osservazione della figura si comprendono i vantaggi ambientali forniti dalle fuel cells: se alimentate a idrogeno, le uniche emissioni prodotte sono acqua e calore, ovverosia vapore acqueo. Si tratta, quindi, di un motore perfettamente pulito, silenzioso e privo di vibrazioni.

LE TIPOLOGIE DI CELLA A COMBUSTIBILE ESISTENTI

Allo stato di sviluppo attuale esistono cinque tipologie diverse di fuel cells, catalogate in funzione dell'elettrolita utilizzato, come mostrato in tabella I. A queste se ne aggiunge una sesta, in fase di sviluppo, denominata "a metanolo diretto", di fatto un'evoluzione delle celle polimeriche solide. Rimandando alla più esauriente descrizione riportata nel capitolo "Lo stato dell'arte", l'osservazione della Tabella I porta a suddividere le celle secondo due parametri diversi: la temperatura di lavoro e lo stato dell'elettrolita (solido o liquido).

La temperatura di lavoro influenza molto la velocità delle reazioni chimiche e quindi le prestazioni delle celle.

Le celle a bassa temperatura, le alcaline e le polimeriche solide, sono sicuramente le più adatte per l'installazione veicolare, ma necessitano di platino come catalizzatore per aumentare la velocità di reazione. Ad oggi questo è il principale limite al loro sviluppo, non tanto in termini di costo, quanto piuttosto per la disponibilità del prezioso materiale.

Le celle a elettrolita liquido, le AFC e le PAFC, sono state le prime a essere sviluppate e la loro tecnologia è ormai matura e consolidata. Un problema non ancora completamente risolto è dato dal decadimento

Tabella I - Principali tipi di fuel cells

	Alcaline	Polimeriche solide	Acide	Carbonati fusi	Ossidi solidi
Sigle	AFC	PEM SPEFC	PAFC	MCFC	SOFC
Elettrolita	Idrossido di Potassio	Membrana a scambio protonico	Acido Fosforico	Carbonati di Litio e Potassio	Ossido di Zirconio stabilizzato
Vettore della carica nell'elettrolita	OH ⁻	H ⁺	H ⁺	CO ₃ ⁻	O ⁻
Temperatura operativa	< 90°C	50 - 100°C	160-220°C	650-700°C	1000°C
Reagenti	H ₂ e O ₂	H ₂ e aria	H ₂ e aria	H ₂ CO e aria	H ₂ CO e aria
Impieghi	Missioni spaziali Veicolare	Veicolare Cogenerazione <200 kW	Cogenerazione >200 kW <11 MW	Cogenerazione 2 MW	Cogenerazione fino a oltre 30 MW
Sviluppo	Consolidato	Prototipazione avanzata	In commercio	Primi prototipi	Pre prototipazione

delle prestazioni in funzione della variazione di concentrazione dell'elettrolita nel tempo, cosa invece superata con l'uso di elettroliti solidi.

LA PRODUZIONE IN LOCO DI IDROGENO: IL PROCESSO DI REFORMING

Qualunque sia il tipo di fuel cell utilizzata, gli elementi base per produrre la reazione sono ossigeno e idrogeno. Se il primo può essere tratto semplicemente dall'aria, il secondo può essere prodotto direttamente all'interno del sistema a partire da un combustibile fossile, generalmente metano per gli impianti fissi, metanolo o anche benzina per le fuel cells poste a bordo dei veicoli.

Nel caso di questi ultimi, il problema dell'alimentazione diretta con idrogeno non è tanto la necessità di formare ex novo una rete di distributori attrezzati allo scopo, quanto piuttosto lo spazio richiesto dal serbatoio.

Per garantire 500 km di autonomia a un'utilitaria motorizzata con fuel cells si devono stivare 3 kg di idrogeno: alla pressione atmosferica lo spazio richiesto sarebbe di 36 m³, pari al volume totale di una decina di automobili. Un recipiente pressurizzato potrebbe contenere la stessa massa di combustibile in soli 180 litri, valore ancora troppo elevato per permettere un'abitabilità all'interno del veicolo per quattro persone e i relativi bagagli. Tuttavia, alcuni costruttori, come la Ford, stanno seguendo questa strada e hanno progettato serbatoi in materiale composito del peso totale di 25 kg.

Un'alternativa certamente perseguibile è quella di rifornire le automobili con idrogeno liquido, utilizzando dei serbatoi criogenici del volume di 100 litri e del peso di 45 kg. Gli inconvenienti principali consistono nella perdita del 30% dell'energia del combustibile, a causa della liquefazione, e soprattutto nell'elevato tasso di evaporazione: si potrebbe rischiare di trovare l'auto completamente a secco dopo una sosta di pochi giorni.

Un'altra opzione al vaglio consiste nel combinare l'idrogeno con leghe di idruri metallici, in grado di immagazzinare il gas in modo reversibile fino al 2% del loro peso.

Questi materiali, costosi e pesanti, riducono a 50 litri il volume necessario per contenere 3 kg di H₂, a fronte di un peso di oltre 150 kg totali.

Nel 1998 ricercatori della Northeastern University hanno annunciato un metodo di immagazzinamento attraverso nanofibre di carbonio a temperatura ambiente, con risultati davvero sorprendenti, in quanto il volume necessario scende a soli 35 litri.

È tuttavia possibile anche produrre l'idrogeno direttamente in loco, attraverso un processo noto con il nome di reforming. Ciò diventa fondamentale nel-

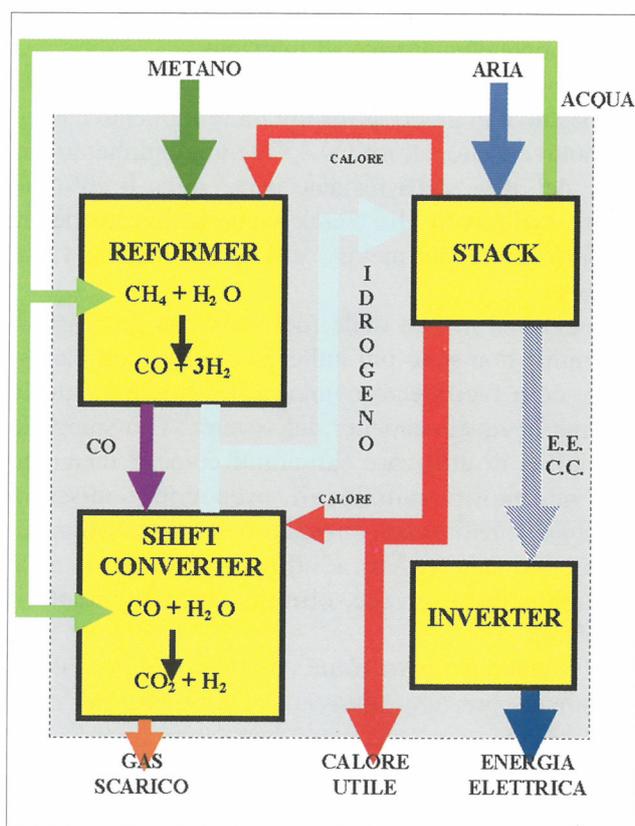


Figura 2 - Schema di funzionamento di una fuel cell ad acido fosforico per cogenerazione

l'uso stazionario delle celle a combustibile, in quanto è assolutamente impensabile di distribuire capillarmente idrogeno gassoso all'interno degli edifici.

Il combustibile dal quale è più semplice produrre idrogeno da reforming è senza dubbio il metano.

In figura 2 è mostrato lo schema di funzionamento di una cella a combustibile ad acido fosforico per impianto di cogenerazione.

Il metano, proveniente dalla rete pubblica, viene inviato nel sistema di trattamento del combustibile, detto reformer.

Il processo che si attua è quello della idrodesolforazione tramite vapore d'acqua, secondo la reazione mostrata in figura: dall'unione di una molecola di metano e una di vapore d'acqua si ottengono tre molecole di idrogeno e una di monossido di carbonio. L'idrogeno viene inviato direttamente alla zona di generazione di potenza, chiamata stack, il vero cuore del sistema. Il monossido di carbonio viene invece inviato nello shift converter dove reagisce con il vapore d'acqua per formare nuovamente idrogeno, da inviare allo stack, e anidride carbonica, da eliminare. Nello stack avviene la produzione di energia elettrica in corrente continua, che viene trasformata in corrente alternata mediante un convertitore a inverter. Parte del calore generato dalla reazione nello stack e l'acqua prodotta dalla reazione elettrochimica vengono inviati al reformer e allo shift converter, o separatamente o direttamente sotto forma di vapore acqueo, per garantire le reazioni necessarie alla formazione di idrogeno. La restante parte di calore viene fornita direttamente all'impianto.

Dal punto di vista energetico una fuel cell alimentata da metano è in grado di fornire un rendimento elettrico molto elevato, attorno al 45% e un rendimento termico del 30%: della restante parte, circa il 20% del calore sviluppato allo Stack viene utilizzato per la trasformazione del metano e il rimanente 5% viene disperso.

Le emissioni nocive delle fuel cells con processo di reforming non sono più nulle, ma rimangono bassissime, cosa facilmente comprensibile osservando lo schema di funzionamento del sistema. Ciò spiega la possibilità di utilizzare carburanti come il metanolo che, nei motori tradizionali, producono emissioni estremamente dannose e residui della combustione in alcuni casi cancerogeni. L'utilizzo attraverso le celle a combustibile, invece, elimina completamente il problema.

Se il metano è adatto come combustibile per gli usi stazionari, presenta tuttavia dei problemi nel caso dell'utilizzo veicolare, come ben sanno i possessori delle auto con motori tradizionali così alimentate.

L'alternativa più valida è senz'altro il metanolo: allo stato liquido è stabile e sicuro come il petrolio.

Inoltre può essere facilmente fabbricato o direttamente dalla fermentazione di prodotti agricoli, ad esem-

pio barbabietole da zucchero, o, come già il metano, derivato direttamente dall'acqua, scindendo l'idrogeno tramite processi di elettrolisi e combinandolo con il carbonio. Da sottolineare che esiste già un progetto di studio del Governo brasiliano che si muove in questa direzione. L'enorme disponibilità di energia idroelettrica del paese sudamericano rende impossibile la sua completa utilizzazione in molte ore del giorno: si sta pertanto pensando di utilizzarla per processi di elettrolisi in modo da fabbricare naturalmente combustibili di semplice stoccaggio. Le celle ad acido fosforico sono particolarmente adatte per il reforming da metanolo grazie alla temperatura di funzionamento particolarmente alta che permette di fornire vapore per la conversione, oltre a renderle resistenti alla contaminazione da parte delle piccole quantità di monossido di carbonio prodotte nel funzionamento. Per tipiche celle ad acido fosforico è possibile raggiungere un'efficienza elettrica del 50% partendo dal metanolo. Alcuni autobus costruiti con questi sistemi hanno raggiunto prestazioni davvero interessanti: il funzionamento è silenzioso e due volte più efficiente rispetto ai veicoli con motore diesel, con emissioni contenute all'1,5% di CO e allo 0,25% di NO_x, rispetto ai limiti di legge imposti all'epoca della loro costruzione. In pratica si possono ottenere veicoli a emissioni zero pur utilizzando combustibili diversi dall'idrogeno puro.

Il reforming da metanolo è meno facilmente accoppiabile con celle a membrana a scambio protonico perché sarebbe necessaria una grande quantità di lega rutenio - platino come catalizzatore all'anodo per prevenire l'avvelenamento delle piccole quantità di CO inviate alla cella, anche in presenza dello shift converter. Inoltre, data la bassa temperatura, parte dell'idrogeno dovrebbe essere bruciato per produrre il vapore acqueo necessario al processo di reforming. Un sistema messo a punto dalla Toyota permette di raggiungere un'efficienza del 37%.

Daimler Chrysler e Shell stanno considerando celle a combustibile alimentate a benzina, bruciando parte del combustibile per produrre vapore. Occorre però un processo a due stadi per ripulire l'idrogeno, visto l'elevato numero di atomi di carbonio nella molecola della benzina, con la conseguente produzione di CO, velenoso per la cella PEM. Inoltre, la presenza di zolfo può ridurre la vita del sistema e comunque, allo stato attuale, non è pensabile di raggiungere efficienze elettriche superiori al 33%.

UN PO' DI STORIA

Sir Humphrey Davy nel 1802, due anni dopo la costruzione della prima pila da parte di Volta, riuscì per primo a produrre energia elettrica partendo da un combustibile, impiegando una cella con un elettrodo

anodico di carbone e acido nitrico acquoso come reagente catodico [2].

Fu però sir William Grove, un giurista appassionato di fenomeni elettrochimici, a intuire come fosse possibile invertire il processo dell'elettrolisi e generare energia elettrica facendo reagire idrogeno con ossigeno. Costruì quella che viene considerata la prima cella a combustibile nel 1839 e realizzò un banco di 50 celle perfettamente funzionanti nel 1842. Fu costretto ad abbandonare i propri studi perché non riuscì mai a raggiungere potenze sufficienti per competere con le convenzionali celle galvaniche, evolute in seguito nelle attuali batterie di accumulatori.

I suoi studi furono ripresi solo nel 1889 da Ludwig Mond e Charles Langer, i primi a utilizzare il termine fuel cell, che realizzarono un impianto utilizzando un elettrolita impregnato in una matrice porosa di sostegno, con aria come l'elemento ossidante e gas di carbone come combustibile. Il veloce deperimento del sistema e l'alto costo dei catalizzatori in platino li costrinsero a interrompere studi per altri versi molto promettenti.

Analoghi fecero i molti progetti sorti tra la fine dell'ottocento e la prima metà del secolo scorso. Tra tutti spicca la prima cella ad alta temperatura a carbonati fusi, realizzata da Baur nel 1921. Lo studio fallì sul nascere a causa dei problemi di corrosione e di stabilità dei materiali insorti con l'elevata temperatura di funzionamento (700°C).

Il primo programma di ricerca a ottenere risultati positivi fu condotto a partire dal 1932 da F.T. Bacon (discendente del filosofo del '700) alla Cambridge University. Selezionando l'impiego di un elettrolita alcalino, di idrogeno e ossigeno come reagenti, sviluppò, dopo 25 anni di ricerca, un impianto funzionante a 200°C dotato di elettrodi bistrato a doppia porosità, in grado di erogare 5 kW.

Decisivi nello sviluppo delle celle alcaline furono i programmi spaziali della NASA, Gemini prima e Apollo poi. L'alta efficienza, la capacità di produrre acqua potabile, la possibilità di svincolarsi dalla dipendenza dalla luce solare resero vincente la tecnologia delle fuel cells rispetto alle batterie convenzionali o ai pannelli fotovoltaici, in considerazione anche della non eccessiva durata delle missioni (massimo 14 giorni).

Arrivando ai nostri giorni, è stata l'industria automobilistica a dare un enorme contributo allo sviluppo delle celle a combustibile, in particolare quelle a membrana polimerica.

La necessità di limitare drasticamente le emissioni inquinanti, più ancora della preoccupazione per la riduzione dei giacimenti petroliferi, ha spinto negli anni tutti i costruttori verso questa strada, che consente ricadute positive anche nel settore della generazione stazionaria di piccola potenza. La sola eccezione è rappresentata da BMW, che invece punta su tra-



Figura 3 - Il primo prototipo di automobile a fuel cells: Austin A40 Sedan del 1966

dizionali motori a ciclo otto alimentati a idrogeno liquido.

Una rapida carrellata può aiutare a capire come gli studi si stiano sempre più intensificando [4]. Il primo esperimento di applicazione veicolare delle fuel cells fu effettuato nel 1959 su un trattore Allis Chalmers con cella alcalina alimentata da idrogeno e ossigeno compresso. Nel 1966 viene realizzata, da Karl Kordesh, la prima automobile, una Austin A40 Sedan (figura 3). Dotato di celle alcaline della Union Carbide, alimentate da idrogeno compresso con serbatoi disposti sopra il tetto, il veicolo, ancorché storicamente importante, era molto poco funzionale in quanto le celle generavano solo 6 kW e le batterie accumulatrici occupavano l'intera parte posteriore dell'abitacolo di potenza. A causa della scarsa potenza, infatti, alle celle erano state affiancate delle batterie di supporto con il compito sia di accumulare l'energia prodotta dalle celle stesse sia di fornire la potenza necessaria durante le accelerazioni. Questa soluzione, tuttora adottata in alcuni prototipi recenti, è conosciuta con il nome di sistema combinato celle - batterie.

Si deve attendere fino al 1990 per vedere un altro tentativo. La H Power, in collaborazione con Georgetown University e Governo statunitense, costruisce tre autobus da 9 metri con celle ad acido fosforico da 50 kW della Fuji Electric, utilizzanti metanolo da reforming, con accumulatori aggiuntivi per realizzare il sistema combinato descritto in precedenza.

Nel 1991 la Ballard, in collaborazione con Power Systems, presenta il primo veicolo mosso da fuel cells a membrana polimerica in grado di fornire ben 120 kW, un autobus da 10 metri alimentato a idrogeno compresso. La potenza raggiunta dalle celle permette di eliminare gli accumulatori aggiuntivi e per la prima volta le fuel cells vengono utilizzate come unico motore a bordo di un veicolo.

Sempre negli Stati Uniti, dove le leggi antinquinamento cominciano a far sentire i loro effetti, viene presentata, nello stesso anno, un'auto sportiva da Energy Partners, denominata Green Car con celle a

membrana polimerica da 15 kW, sempre alimentata a idrogeno.

La prima casa automobilistica a credere in questa tecnologia è la Daimler Benz che ha presentato negli anni una serie di prototipi denominati NECAR (No Emission CAR) e NEBUS (No Emission BUS) sempre con celle Ballard a membrana polimerica. Il primo prototipo è la NECAR del 1994, realizzato su furgone Mercedes 180, con potenza di 60 kW. Segue, due anni dopo, la NECAR 2 su minivan Mercedes classe V, 50 kW di potenza e 250 km di autonomia.

Nel 1997 è la volta della NECAR 3, su base di una Mercedes Classe A, 50 kW di potenza alimentata a metanolo da reformer e 400 km di autonomia. Segue nel 1998 (nel frattempo si è realizzata la fusione con Chrysler) la NECAR 4, sempre su Classe A, sempre con la stessa potenza, ma alimentata da idrogeno liquido. Contemporaneamente la Ballard, che sta entrando in quegli anni nell'orbita Daimler, costruisce, dal 1994 al 1997, sei autobus da 12 metri, della potenza di 205 kW, alimentati a idrogeno compresso. Nel 1997 Daimler presenta il NEBUS, autobus da 12 metri con 190 kW di potenza.

Ormai la strada seguita da tutti è quella delle celle a scambio protonico.

Sulla scia della Daimler, la Toyota presenta due prototipi sullo sport utility RAV 4. Il primo, del 1996, ha una potenza di 25 kW e, utilizzando come combustibile idrogeno stivato nell'idruro metallico, ha un'autonomia di 250 km. Il secondo, del 1997, ha una potenza di 25 kW, raggiunge i 130 km orari con un'autonomia di 500 km ed è alimentato da metanolo da reforming. Entrambi utilizzano il sistema combinato, con accumulatori in ausilio alle celle.

Nello stesso anno la Renault sviluppa una Laguna Station Wagon con celle polimeriche da 30 kW di potenza, dell'italiana De Nora, alimentate da idrogeno liquido, in grado di garantire 500 km di autonomia.

Seguono, sempre nel '97, la Mazda Demio, 25 kW, idrogeno stivato nell'idruro metallico come carburante e 170 km di autonomia, e nel 1998 la Opel Zafira, 50 kW alimentata da metanolo da reforming.

Entrambi i modelli adottano il sistema combinato.

Le uniche eccezioni alla scelta delle celle polimeriche vengono presentate nel 1998 e adottano un sistema combinato. La Georgetown University, in collaborazione con Nova Bus e US Department of Transportation, sceglie, per un autobus da 12 metri, delle celle ad acido fosforico da 100 kW della International Fuel Cells. La Zevco, invece, per il Taxi Millennium London sceglie delle alcaline da 5 kW.

In questa carrellata è assente la FIAT, che però ha annunciato entro il 2001 un prototipo di Multipla con celle polimeriche.

L'industria torinese si occupa di fuel cells fin dagli anni '70, quando avviò un programma di ricerca sulle celle alcaline, bloccato però dalla crisi del settore

automobilistico giunta verso la fine del decennio. Ora sta cercando di recuperare il terreno perduto grazie anche a una serie di collaborazioni strategiche con enti di ricerca e produttori italiani. Inoltre, il recente accordo con General Motor le permetterà di usufruire delle esperienze già conseguite da questa industria.

LO STATO DELL'ARTE

Le celle alcaline, conosciute anche con la sigla AFC (Alkaline Fuel Cell), sono state le prime a raggiungere un grado notevole di efficienza, ma sono fortemente limitate sia dal costo della componentistica sia da un problema legato agli elettrodi, sensibili alla presenza di CO₂ che porta alla carbonatazione degli elettrodi stessi e quindi al blocco della cella. Per questo motivo non possono utilizzare direttamente aria come ossidante, ma ossigeno puro. La ricerca è attualmente indirizzata allo sviluppo di componenti di costo inferiore e tali da permettere, pur accettando prestazioni inferiori, l'impiego diretto dell'aria nel processo di ossidazione. Per questo motivo, la scelta della Zevco per il citato Taxi Millennium London appare decisamente controcorrente, giustificata però dal fatto che questa tecnologia richiede, come catalizzatore, solamente un quinto di platino rispetto alle celle polimeriche. L'unico impiego pratico della tecnologia AFC è limitato, ad oggi, alle missioni spaziali.

La tecnologia delle celle ad acido fosforico è stata sviluppata soprattutto negli USA e in Giappone. La sigla che distingue questa tipologia di celle è PAFC (Phosphoric Acid Fuel Cell).

Finora è l'unica tecnologia ad aver raggiunto lo stato commerciale: al mondo esistono circa 200 impianti di cogenerazione, per un totale di oltre 50 MW. I principali costruttori sono l'International Fuel Cells Corporation e la sua consociata ONSI Corporation, negli Stati Uniti, Fuji Electric, Sanyo, Hitachi, Mitsubishi Electric e Toshiba in Giappone.

L'impianto più grande, 11 MW, è stato realizzato proprio nel paese asiatico ed è gestito dalla Tokio Electric Power Company.

La ONSI commercializza un modulo, denominato PC-25, della potenza di 200 kW, completo di reformer e shift converter, con cui è stato realizzato sia l'impianto dimostrativo dell'ACOSER di Bologna (unico modulo) sia quello dell'AEM di Milano Bicocca (1,2 MW). Ad oggi questi prodotti hanno superato in alcuni casi le 40.000 ore di funzionamento con un rendimento elettrico medio superiore al 40%.

Il costo attuale è di 3000 \$ per kW di potenza, ma i costruttori sperano di far scendere il costo a 1500 \$/kW una volta raggiunta una produzione di serie.

In Europa nessuna azienda è impegnata nella produzione di stack ad acido fosforico, ma alcune si sono

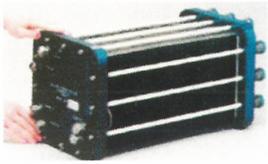


Figura 4 - Stack PEM della Ballard per uso automobilistico

inserite nel processo d'industrializzazione e commercializzazione tramite accordi con i costruttori statunitensi e giapponesi. Tra queste vi è l'italiana Ansaldo Ricerche.

Il decollo della tecnologia delle celle a combustibile nell'utilizzo quotidiano è totalmente affidato alla tipologia a elettrolita polimerico, detta anche a membrana a scambio protonico. La sigla identificativa nella terminologia anglosassone è PEM (Polymer Electrolyte Membrane o Proton Exchange Membrane) oppure SPEFC (Solid Polymer Electrolyte Fuel Cell).

L'elettrolita è una membrana a scambio ionico, generalmente un polimero perfluorosulfonato, come il Nafion 117, inserita tra due elettrodi porosi impregnati di platino con funzione di catalizzatore. Le facce esterne degli elettrodi sono rese idrorepellenti mediante il rivestimento con composti come il Teflon®: queste zone permettono la diffusione del gas verso gli elettrodi e mantengono l'acqua a contatto con la membrana. Le celle, di forma planare, sono sovrapposte con alternanza catodo - elettrolita - anodo a formare una pila, come mostrato in figura 4.

Le temperature di funzionamento sono attorno agli 80°C.

La presenza di acqua come unico liquido, unita alla bassa temperatura di funzionamento, annulla ogni problema di corrosione dei materiali. Inoltre, l'elevata densità di corrente (circa 2A/cm²) consente accensioni e salite di carico estremamente veloci, oltre a compattezza e leggerezza, fondamentali nell'uso automobilistico e nella cogenerazione di piccola taglia. Di contro, le basse temperature di funzionamento richiedono combustibile ricco di idrogeno e praticamente privo di CO, pena l'avvelenamento dei catalizzatori. La concentrazione di CO deve essere sotto 10 ppm, quando il gas da reforming di metanolo contiene circa l'1% di CO.

Recentemente sono cominciati degli studi, estremamente promettenti, per delle celle polimeriche che utilizzino direttamente metanolo, senza stadio di reforming esterno (celle a metanolo diretto).

All'anodo viene fornita una miscela liquida, acqua - metanolo molto diluita (3% di quest'ultimo), che reagisce dando luogo a CO₂ e protoni H⁺. Questi ultimi permeano la membrana e reagiscono al catodo con l'ossigeno dell'aria, dando luogo ad acqua. Il combustibile non reagito viene ricircolato. Questa tecnologia, una volta risolte le problematiche di sviluppo più pesanti, come la tendenza del metanolo a fluire attraverso la membrana, cortocircuitando in parte la cella, appare estremamente interessante nel settore automo-

bilistico, perché permette di eliminare tutta la parte d'impianto destinata al reforming del combustibile e all'eliminazione del CO.

La Ballard Power System è riconosciuta come la società leader nella tecnologia delle celle PEM, sia per i risultati raggiunti sia per i numerosi accordi di collaborazione siglati con le maggiori industrie automobilistiche. È datata 1997 la joint venture con Daimler Chrysler per la costituzione della DBB Fuel Cell Engine, società destinata allo sviluppo e alla produzione di celle a combustibile per usi veicolari. Successivamente sono entrate nel gruppo anche la Ford Motor Corporation e la sua associata Mazda Motor. Obiettivo di questa alleanza strategica è

quello di arrivare alla commercializzazione di veicoli fin dalla fine del 2004. Ballard inoltre fornisce stack a tutti i principali costruttori impegnati nelle realizzazioni di prototipi, quali General Motors, Volkswagen, Volvo, Honda e Nissan.

La società ha realizzato stack da 50 kW, con una potenza specifica di 1 kW/dm³ di volume occupato e di 0,8 kW/kg

di peso. Il rendimento elettrico è prossimo al 40%. Nel campo stazionario, la sua consociata Ballard Generation System ha realizzato degli impianti per la cogenerazione on-site con tecnologia PEM, della potenza di 250 kW. Si presume una commercializzazione di questi prodotti a partire già dal 2001. Partner strategici della BGS sono la statunitense GPU International, la francese GEC Alstom e la giapponese Ebara.

Altre società statunitensi stanno lavorando allo sviluppo di sistemi di potenza inferiore ai 50 kW per il settore residenziale. Tra queste spiccano la Plug Power e la General Electric Fuel Cells Systems, che hanno recentemente chiuso un importante accordo con la Vaillant, leader in Europa nel campo delle caldaie murali a gas, per la commercializzazione della tecnologia della cogenerazione residenziale tramite celle PEM. Il prototipo, visibile in figura 5, è stato presentato da poco anche in Italia.

In Italia spicca l'attività della De Nora di Milano, che, in collaborazione con l'ENEA e l'Istituto TAE del CNR di Messina, ha realizzato uno stack della potenza specifica di 0,25 kW/kg e della potenza tota-

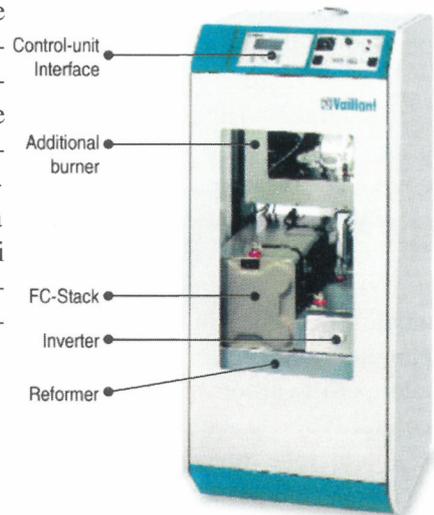


Figura 5 - Prototipo di cogeneratore a celle PEM presentato dalla Vaillant

le di 30 kW, impiegato dalla Renault per il proprio prototipo basato sul modello Laguna SW.

I costruttori di celle PEM stanno lavorando assiduamente per ridurre le quantità di platino necessarie.

Sono stati effettuati passi enormi negli ultimi anni: le celle di nuova generazione richiedono un trentesimo del prezioso materiale rispetto a quelle del 1986, scendendo da 16 grammi per kW elettrico prodotto a poco più di 0,5 grammi. Il problema non è solo di costo, ma soprattutto di reperibilità del materiale. Se ad oggi fossero costruiti due milioni di automobili con motori elettrochimici da 50 kW, occorrerebbero 50 tonnellate di platino, ovvero un terzo del totale estratto nel mondo. Qualcosa si può ancora fare, ma il platino resterà sempre un componente importante, cosa che necessariamente limiterà la diffusione su larghissima scala delle celle PEM, almeno fintantoché non si troverà un altro materiale in grado di funzionare egregiamente come catalizzatore.

Le celle a carbonati fusi sono note anche con la sigla MCFC (Molten Carbonate Fuel Cells). L'elettrolita utilizzato è usualmente una miscela di carbonati alcalini trattenuta in una matrice ceramica. Il funzionamento avviene tra i 600°C e i 700°C, temperature alle quali i carbonati formano un sale fuso altamente conduttivo, con ioni carbonato CO_3^- che permettono la conduzione ionica.

A queste temperature non sono necessari materiali nobili come il platino per svolgere la funzione di catalizzatori: la cinetica delle reazioni è avvantaggiata dalle condizioni termiche e sono sufficienti elettrodi porosi a base di Nichel legati con il 10% di Cromo.

Le alte temperature di esercizio permettono alle MCFC di raggiungere elevati rendimenti e maggiore flessibilità nell'utilizzo dei combustibili disponibili rispetto alle celle ad acido fosforico: sono state addirittura sviluppate configurazioni che consentono il reforming interno del metano sfruttando il solo effetto catalizzante del Nichel, più che sufficiente alle temperature di lavoro della cella. Questo tipo di cella è noto anche con la sigla IIR – MCFC o DIR – MCFC a seconda che il processo di reforming avvenga in una camera separata, sfruttandone il calore di scarto (Indirect Internal Reforming), o sia condotto direttamente all'interno del comparto anodico, sfruttando il consumo di idrogeno e la produzione di vapore d'acqua per forzare ulteriormente le reazioni di conversione (Direct Internal Reforming). In questo caso la cella può essere direttamente alimentata da gas naturale.

Le problematiche principali ancora da risolvere prima di poter commercializzare la tecnologia su larga scala sono diverse. Alle temperature di funzionamento sorgono problemi legati alla resistenza alla corrosione degli elettrodi sottoposti ad aggressione

da parte dei sali fusi, di stabilità dei materiali e di vita utile della cella. Inoltre, per il raggiungimento di elevate prestazioni, è fondamentale una gestione corretta dell'elettrolita, in particolare del controllo della distribuzione dei carbonati fusi nelle porosità degli elettrodi.

La tecnologia delle MCFC è attualmente nella fase di dimostrazione, con stack da 100 – 300 kW già realizzati e provati. I primi prototipi di impianti pre-commerciali, di potenza di 1-2 kW saranno pronti a breve, mentre per impianti di potenza superiore si deve attendere il 2005.

Negli USA i costruttori impegnati nello sviluppo di queste celle, con il supporto del Department of Energy, sono l'Energy Research Corporation (ERC) e la M-C Power.

L'impianto più potente mai realizzato, da 1,8 MW con l'alimentazione diretta del metano, è stato installato dall'ERC a Santa Clara, in California.

In Giappone sono stati avviati già negli anni 80 dei programmi di sviluppo nazionali e, attualmente, nello sviluppo delle MCFC sono coinvolte industrie di primaria importanza, come la Ishikawajima Harima Industries, Hitachi, Mitsubishi Electric Company, Toshiba e Sanyo. Nel luglio del 1999 è entrato in funzione un impianto pilota da 1 MW con reformer indiretto (IIR – MCFC) a Kowagie, nella centrale della Chubu Electric Company.

In Europa le iniziative di maggior rilievo sono in corso in Italia e Spagna, (programma MOLCARE – MOLten CARbonate Europe – con la partecipazione delle italiane Ansaldo Ricerche, ENEA, FN, ENEL Ricerche e delle spagnole Iberdrola Endesa e Babcock & Wilcox Española), in Germania con la MTU Friedrichshafen (unità da 300 kW) e in Olanda con il consorzio BCN.

Le celle a combustibile a ossidi solidi sono contraddistinte dalla sigla SOFC (Solid Oxide Fuel Cell).

L'elettrolita è un ossido metallico non poroso, tipicamente un ossido di Zirconio stabilizzato con Ittrio.

La cella opera a temperature comprese tra i 650°C e i 1000°C, tra le quali ha luogo una sufficiente conduzione ionica tramite ioni ossigeno O^- . Gli elettrodi sono costituiti da ossidi di Zirconio al Cobalto o al Nichel (anodo) e da Manganite di Lantanio drogata con Stronzio (catodo).

Dal punto di vista della generazione di energia elettrica questo tipo di cella permette i migliori risultati in assoluto, se combinata a cicli termodinamici a gas e/o a vapore: in questo modo si possono raggiungere rendimenti elettrici globali attorno al 70%. In assetto cogenerativo questi sistemi possono fornire calore dai gas di scarico a 250°C con rendimenti globali di 1° principio pari al 92%.

I principali vantaggi delle SOFC dipendono dall'elettrolita solido che permette di eliminare tutti i problemi relativi alla corrosione e alla sua concentrazione agli elettrodi. In più, alle temperature di funziona-

mento, la dinamica delle reazioni è tale da rendere il CO addirittura un combustibile e non più un elemento dannoso, come nelle altre tipologie di celle.

Inoltre, è proprio la temperatura di funzionamento che permette la combinazione delle celle a ossidi solidi con altri cicli termodinamici, aumentando così il rendimento globale del sistema. Di contro, proprio i livelli termici pongono dei problemi gravosi, soprattutto nell'assemblamento dei materiali, cui si sta lavorando per arrivare rapidamente a uno sviluppo tale da consentire una commercializzazione su larga scala. La tecnologia è estremamente interessante perché consente di produrre prodotti a partire da 2 kW di potenza per arrivare a oltre 30 MW. Leader mondiale è attualmente la Westinghouse Power Corporation, che sta sviluppando, da oltre 30 anni, una serie di celle dette tubolari per il loro particolare disegno.

Durante questo lasso di tempo ha condotto diversi programmi dimostrativi con sistemi di potenza fino a 100 kW sia presso i propri laboratori sia direttamente sul campo.

La commercializzazione di impianti combinati da 1 MW fino a 3 MW è prevista a partire dal prossimo anno.

In alternativa alla tecnologia tubolare, altre industrie statunitensi e giapponesi stanno lavorando sulla tecnologia detta planare. Tra queste vanno ricordate la Technology Management Inc., Ztek, Sulzer, SOFCO, Fuji e Mitsubishi Heavy Industries.

L'IMPIEGO NEL CAMPO AUTOMOBILISTICO

I problemi dell'impiego nel campo automobilistico sono maggiori rispetto a quelli posti dagli utilizzi stazionari.

Un'utilitaria ha bisogno di una potenza di 50 kW per avere prestazioni sufficientemente competitive rispetto a un modello con motore tradizionale, mentre gli autobus urbani richiedono potenze almeno quattro volte superiori. Per questi ultimi, però, le prestazioni, in termini di accelerazione, sono inferiori per cui è più facile ipotizzare un uso massiccio delle fuel cells nei trasporti pubblici piuttosto che in quelli privati.

Un rapporto del California Air Resources Board, stilato nel luglio 1998, ha stimato che entro il luglio del 2000 i produttori di automobili avrebbero speso 1,5 miliardi di dollari per lo studio di veicoli mossi da celle PEM. Data per scontata la loro commercializzazione a partire dal 2005, c'è da sottolineare come questi non potranno dominare il mercato negli anni futuri. Pur supponendo che tutto il mercato della cogenerazione, tra una ventina d'anni, sia coperto da celle a carbonati fusi o a ossidi solidi, prive di platino, la disponibilità di questo materiale non permetterà di costruire ogni anno stack per una po-

tenza superiore ai 150 GW, pari a tre milioni di auto con motori da 50 kW, una minima parte rispetto alla produzione mondiale.

Nel campo automobilistico, la più valida alternativa alle celle a combustibile è la motorizzazione ibrida.

Si tratta di veicoli con motori elettrici ai quali l'energia viene fornita da motori a scoppio tradizionali collegati a un alternatore. Il motore gira sempre al regime ottimale di massimo rendimento e l'eventuale surplus di energia viene accumulato in batterie elettriche. In questo modo l'auto può funzionare a sola corrente elettrica, ad esempio nei percorsi cittadini, oppure fornire accelerazioni interessanti, combinando la potenza elettrica fornita dal motore e dalle batterie. Inoltre, durante le fasi di frenata, i motori elettrici possono funzionare essi stessi come generatori di corrente, per ricaricare le pile: si sfrutta così l'effetto freno motore per produrre energia elettrica gratuita. Veicoli di questo tipo sono già disponibili, soprattutto nel settore degli autobus urbani. A fine 2000 sarà commercializzata anche in Europa, Italia compresa, l'Honda Insight, un interessante coupé due posti con motore a benzina da 1000 cm³ e alternatore, in grado di viaggiare a 160 km/h, accelerare da 0 a 100 km/h in 12 secondi, garantire 500 km di autonomia con un consumo medio di un litro di benzina per 30 km e emissioni pari a meno della metà di un veicolo tradizionale. L'auto, già venduta negli USA a meno di 40 milioni, ha vinto un premio internazionale per il miglior motore prodotto nel 2000.

Per essere competitive e raggiungere una significativa diffusione in futuro, le auto a fuel cells dovranno presentare chiari vantaggi economici rispetto ai veicoli ibridi che verosimilmente verranno prodotti, giacché il semplice fatto di avere emissioni trascurabili non sembra sufficiente. Per migliorare l'efficienza, alcuni produttori hanno sperimentato celle portate alla pressione di qualche atmosfera, in cui idrogeno e ossigeno diffondono e reagiscono più velocemente.

Si può ridurre così il platino impiegato, anche se con risparmi modesti, ma il contenitore più robusto appesantisce la cella. Inoltre, poiché per un funzionamento efficiente deve essere fornita una grande quantità di ossigeno, la portata di aria da comprimere diventa molto maggiore di quella consumata: a causa delle basse efficienze dei compressori, l'effettiva convenienza della pressurizzazione è controversa.

Attualmente un altro ostacolo considerevole è il costo delle membrane, 95 \$ per kW, ma la DuPont ritiene che il prezzo possa abbassarsi di 10 volte se si costruissero almeno 2.500.000 auto all'anno con celle PEM.

Per limitare il fabbisogno di platino, la soluzione vincente sarà quella del sistema combinato celle +

batterie elettriche. Sostanzialmente il sistema è simile all'ibrido, con la cella a combustibile a sostituire il motore endotermico.

Lo stack lavora continuamente per alimentare le batterie di accumulo che forniscono l'energia al motore elettrico.

Nei momenti in cui è richiesta una maggiore potenza, ad esempio durante le accelerazioni, fuel cell e batteria lavorano in parallelo: così facendo si riduce di circa cinque volte la potenza necessaria alla cella e di conseguenza anche la quantità di platino necessaria. Sarebbe pertanto possibile costruire un numero cinque volte superiore di automobili, circa 15 milioni l'anno, incidendo in modo significativo sulla loro diffusione. Se poi le celle PEM venissero sostituite dalle alcaline, come nel caso del Taxi Millennium London della Zevco, la quantità di platino necessaria si ridurrebbe ulteriormente a un quinto. Questa, però, sembra una strada difficilmente percorribile, a causa degli elevati costi delle AFC.

L'IMPIEGO NEL CAMPO DELLA COGENERAZIONE

Nel campo della cogenerazione sono senza dubbio le celle a ossidi solidi a promettere i risultati migliori, soprattutto se combinate con altri cicli termodinamici; tuttavia non è pensabile una loro diffusione massiccia prima di 15 anni. Nel frattempo, scartata la possibilità di ulteriore sviluppo per le celle ad acido fosforico, già in commercio da anni con costi assolutamente proibitivi (3500 \$ per kW elettrico attuali e 1500 \$/kW nel caso più ottimistico di larga produzione in serie), sono le celle PEM a destare il maggior interesse, soprattutto nel campo della piccola cogenerazione.

Recentemente la Vaillant, in collaborazione con la Plag Power, ha presentato un prototipo di cogenerato-

re con celle PEM di piccola taglia, il cui schema di funzionamento è mostrato in figura 6.

Il metano proveniente dalla rete deve essere trattato opportunamente prima di entrare nel reformer per eliminare tutte le impurità che potrebbero inquinare la cella a combustibile. Nel reformer e nello shift converter viene prodotto idrogeno da inviare allo stack, come descritto in precedenza (cfr. capitolo "La produzione in loco dell'idrogeno: il processo di reforming"). L'energia elettrica, prodotta in corrente continua, deve essere trasformata in corrente alternata da un inverter.

Con il calore generato nello stack si riscalda prima l'acqua da inviare, sotto forma di vapore, al reformer e quindi l'acqua dell'impianto termico. Poiché la temperatura di funzionamento è di 80°C, inferiore al punto di ebollizione a pressione atmosferica, per produrre vapore è necessario avere anche un bruciatore di supporto, in grado di integrare la potenza termica necessaria all'impianto di riscaldamento.

Le taglie sono due: da 1 a 10 kW e da 10 a 50 kW di potenza elettrica fornita. Le celle a combustibile lavorano molto bene anche in parzializzazione, senza perdere efficienza: in pratica è possibile coprire tutte le potenze fino a 50 kW elettrici per singolo modulo. Il loro utilizzo, pertanto, non è limitato solo al settore residenziale, ma anche possibile in edifici per il terziario, in alberghi e in piccole industrie.

Dal punto di vista dei costi, si può ritenere possano diminuire circa del 20% per ogni raddoppio di produzione. Secondo la Vaillant, il prodotto può essere decisamente competitivo con i sistemi di cogenerazione tradizionali a partire da 100.000 unità prodotte all'anno globalmente. Si deve pensare che, poiché le membrane impiegate sono le stesse del settore automobilistico, e così anche altri componenti principali, nel conto dei pezzi prodotti vanno inserite anche le auto a fuel cell. Pertanto già a partire dal 2005, non

appena si aprirà anche il mercato veicolare, si raggiungerà una sufficiente competitività, con una considerevole diminuzione dei prezzi nel quinquennio seguente.

Sempre da stime della casa tedesca, nel 2005 si dovrebbe toccare in Europa la cifra di 30.000 unità vendute ogni anno, di cui il 60% nel mercato tedesco, il più disponibile già adesso nei confronti della microcogenerazione. Nel 2010 si dovrebbe varcare quota 100.000 unità all'anno (40.000 nel mercato tedesco); a regime si ritiene possibile un mercato di 250.000 unità all'anno, con 100.000 pezzi venduti in Germania.

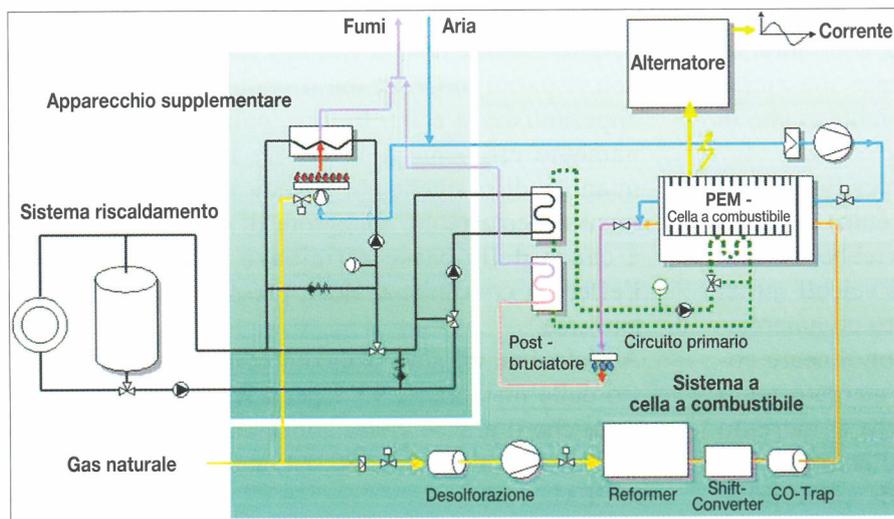


Figura 6 - Schema di funzionamento del cogeneratore a celle PEM presentato dalla Vaillant

Nel futuro saranno disponibili, anche per piccole taglie (inferiori ai 250 kW), i sistemi combinati SOFC con microturbine a gas, con rendimenti elettrici complessivi oggi assolutamente impensabili.

È necessario segnalare come attualmente siano allo studio vari progetti di microturbine con elementi ceramici a basso rapporto di compressione e rigenerazione dei gas con potenze comprese tra i 25 kW e gli 80 kW elettrici.

Rimandando al testo citato in bibliografia [2] chi fosse interessato ad approfondire l'argomento, ai fini della comprensione di quanto detto in seguito, ci si limita a ricordare come queste macchine, in grado di fornire rendimenti elettrici pari o superiori al 30%, impensabili con le attuali turbine di pari potenza (rendimenti simili nei turbogas sono attualmente raggiungibili solo per taglie superiori ai 3 MW), lavorino con temperatura al combustore inferiore ai 1000°C, assolutamente compatibile con la temperatura di funzionamento delle SOFC. Si può allora pensare di sostituire il combustore della microturbina con un modulo SOFC, così come mostrato in figura 7, che lavora con l'aria pressurizzata

fornita dal compressore e preriscaldata dal rigeneratore, in grado di generare i gas di scarico da espandere nella turbina.

L'aria necessaria al funzionamento della cella a ossidi solidi viene compressa dal compressore collegato alla turbina: la sua temperatura viene innalzata così da 15°C a 180°C. Un ulteriore incremento di temperatura, fino a 400°C, avviene nel rigeneratore, uno scambiatore in controcorrente tra aria in mandata alla cella e fumi di scarico in uscita dalla turbina. A questa temperatura l'aria entra nel catodo della SOFC, mentre all'anodo viene fornito idrogeno derivante da reforming di metano.

La cella è in grado di fornire energia elettrica con un rendimento del 52%, oltre a calore ad alta temperatura, sotto forma di fumi di scarico a 900°C. Questi vengono convogliati nella turbina, dove escono, generando energia elettrica, con un rendimento del 30%, e si raffreddano fino a 620°C.

Vengono poi convogliati prima al rigeneratore, dove diminuiscono la propria temperatura fino a 250°C, poi a un recuperatore di calore in grado di produrre acqua calda per il riscaldamento o per usi sanitari. La potenza elettrica fornita dalla SOFC è quattro volte superiore a quella fornita dalla turbina: fatte 100 le unità di energia introdotte come combustibile, la cella produce 52 unità di energia elettrica e la turbina 13 unità con un rendimento del 30% (13 è il 30% delle rimanenti 48 unità di energia presenti nei fumi). La figura 7 mostra il bilancio energetico del sistema:

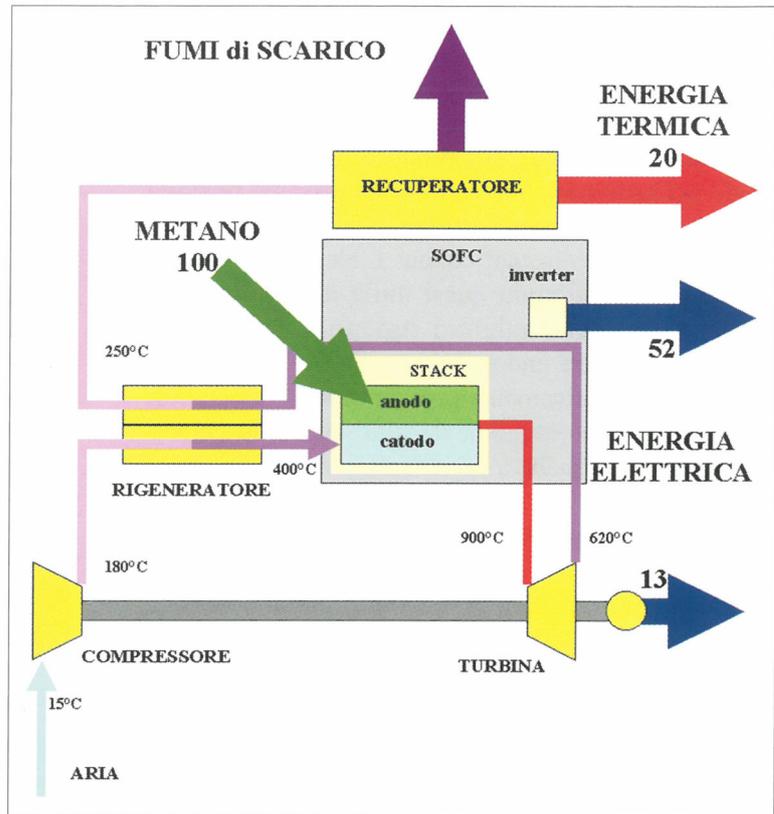


Figura 7 - Bilancio energetico di un sistema combinato SOFC + microturbina a gas con rendimento elettrico pari al 65% e rendimento totale dell'85%

il rendimento elettrico raggiungibile è pari al 65%, il doppio rispetto ai migliori sistemi di cogenerazione tradizionali con motore endotermico di pari potenza. Inoltre, è possibile recuperare un 20% della potenza introdotta, come combustibile, dai fumi di scarico, per un rendimento globale di primo principio pari all'85%. È logico che un sistema del genere, non appena disponibile, si diffonderà rapidamente, anche grazie all'impatto ambientale praticamente nullo. Le taglie potranno presumibilmente partire da circa 100 kW, quindi soppiantare completamente i cogeneratori con motori endotermici.

CONCLUSIONI

Le celle a combustibile sono senz'altro la tecnologia emergente più promettente sia dal punto di vista energetico sia soprattutto da quello ambientale. La loro diffusione rivoluzionerà il settore della piccola cogenerazione più ancora del settore automobilistico, dove una loro diffusione in larga serie è prevista già entro i prossimi quattro anni.

Le tipologie di celle attualmente sviluppate sono cinque, delle quali almeno tre hanno raggiunto una sufficiente maturità.

Tra queste ultime sono quelle a membrana a scambio protonico a promettere i migliori risultati e sulle quali l'industria, non solo automobilistica, punta maggiormente per un rapido sviluppo.

Quasi tutti i prototipi di auto e di microcogeneratori sono dotati di queste fuel cells, la cui diffusione potrebbe però essere frenata dall'elevato impiego di platino, a causa della limitata disponibilità.

Tuttavia è presumibile una produzione su scala industriale nei prossimi anni, con un'interessante ricaduta nel campo della climatizzazione in genere e della microcogenerazione in particolare. L'elevata efficienza elettrica e le emissioni quasi nulle di inquinanti le rendono nettamente migliori rispetto ai tradizionali sistemi con motore endotermico.

In un futuro relativamente prossimo, lo sviluppo delle due tecnologie attualmente allo studio, le celle a carbonati fusi e quelle a ossidi solidi, entrambe caratterizzate dall'elevata temperatura di lavoro, permetterà degli sviluppi notevolissimi nel campo della cogenerazione.

In particolare le celle a ossidi solidi potranno essere combinate con cicli termodinamici, quali turbine a vapore e turbogas, raggiungendo rendimenti elettrici dell'ordine del 72% nel caso di impianti di elevata potenza (circa 30 MW) e del 65% nel caso di cogenerazione di piccola taglia, attorno ai 250 kW. Queste celle, infatti, le più promettenti per la generazione stazionaria di energia, potranno essere costruite in taglie da pochi kW fino alle decine di MW.

Entro i prossimi cinque anni si assisterà all'inizio di una vera e propria rivoluzione nel campo della produzione dell'energia, che nel giro di venti anni circa porterà a raggiungere traguardi fino a poco tempo fa assolutamente impensabili.

Ringraziamenti

L'autore ringrazia il dott. Bontempi, Amministratore Delegato di Vaillant Spa, e la dott.ssa Negretti dell'agenzia DMS per il materiale messo a disposizione per la stesura del presente articolo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] M Vio: "Sistemi Total Energy per la climatizzazione" Atti del convegno AICARR "Condizionamento, Riscaldamento, Refrigerazione", Milano 27 - 28 marzo 1998
- [2] S. Consonni, E. Macchi: "Libro bianco sulla cogenerazione, volume quinto", ATIG novembre 1998
- [3] M Vio: "La riscoperta delle pompe di calore - terza parte" CdA N° 4/99, Aprile 1999
- [4] A.J. Appleby: "Motori per veicoli ad emissioni zero", Le scienze 373, settembre 1999
- [5] R. Vellone: "Celle a combustibile: stato e prospettive di sviluppo ed applicazione della tecnologia", atti del convegno AEI "Riduzione dell'inquinamento urbano mediante tecnologie elettriche", Milano 11 novembre 1999
- [6] A.C. Lloyd: "Una Centrale elettrica in cantina", Le scienze 373, settembre 1999

Dott. ing. Michele Vio, RC Group

RIASSUNTO - ABSTRACT

Le celle a combustibile Il loro impiego nel campo della cogenerazione

Le celle a combustibile sono senz'altro la tecnologia emergente più promettente sia dal punto di vista energetico sia soprattutto da quello ambientale.

La loro diffusione rivoluzionerà il settore della piccola cogenerazione più ancora del settore automobilistico, dove una loro diffusione in larga serie è prevista già entro i prossimi quattro anni.

Le tipologie di celle attualmente sviluppate sono cinque, delle quali almeno tre hanno raggiunto una sufficiente maturità.

Tra queste ultime sono quelle a membrana a scambio protonico a promettere i migliori risultati e sulle quali l'industria, non solo automobilistica, punta maggiormente per un rapido sviluppo.

È presumibile una produzione su scala industriale nei prossimi anni, con un'interessante ricaduta nel campo della climatizzazione in genere e della microcogenerazione in particolare.

L'elevata efficienza elettrica e le emissioni quasi nulle di inquinanti le rendono nettamente migliori rispetto ai tradizionali sistemi con motore endotermico.

Parole chiave: Celle a combustibile - Cogenerazione - Inquinamento - Climatizzazione

Fuel Cells Using them in cogeneration

Fuel cells are undoubtedly the most promising state-of-the-art technologies both energetically and environmentally speaking. As they become widespread, they will revolutionize the small cogeneration sector even more than the car industry where their large scale diffusion is due to occur over the next four years.

For the moment, five types of cells have been developed and three of them have already reached a sufficient degree of maturity.

Out of these, proton exchange membrane cells seem to be the most promising, with the industrial sector - not only the car industry - counting on them for fast development. Industrial scale production is expected in the next few years, with interesting consequences in the air-conditioning sector and, more specifically, in the micro-cogeneration industry.

The high electric efficiency and the very low emission of pollutants make them remarkably better than traditional systems with endothermic engines.

Key words: Fuel cells - Cogeneration - Pollution - Air conditioning

Qualità dell'aria con sistemi di ventilazione a dislocamento

STEFANO P. CORGNATI, MARCO FILIPPI, GIANVINCENZO FRACASTORO

Dipartimento di Energetica - Politecnico di Torino

RIASSUNTO

Tra i pregi riconosciuti alla ventilazione a dislocamento vi è senza dubbio l'elevato livello di qualità dell'aria che può essere ottenuto nella zona occupata dalle persone.

Questa memoria si propone di illustrare nello specifico i principi che determinano il campo di concentrazione dei contaminanti in ambiente quando viene impiegata questa strategia di ventilazione. In particolare, si introducono le efficienze di ventilazione e i modelli da utilizzare per la determinazione del profilo di concentrazione di contaminante nel locale e per la stima del livello di concentrazione all'altezza di inalazione dell'individuo, influenzata dall'azione di richiamo di aria fresca e pulita da parte del pennacchio termico generato dal corpo umano. Inoltre, si evidenzia il differente comportamento ed effetto sulla qualità dell'aria delle sorgenti di contaminante attive e passive, nonché l'influenza della posizione delle sorgenti stesse sulla distribuzione del contaminante in ambiente.

1. INTRODUZIONE

Nella ventilazione a dislocamento (*displacement ventilation*, DV) l'aria è immessa nel locale a bassa velocità e basso livello di turbolenza ed essa, più fredda dell'aria ambiente, si diffonde lungo tutto il pavimento. Le sorgenti termiche presenti nel locale creano delle correnti convettive ascensionali (pennacchi termici) che trasportano l'aria verso l'alto (Mundt, 1996). L'aria calda sale così nella parte superiore del locale e viene rimossa a livello del soffitto (figura 1). All'interno del locale si crea quindi un gradiente verticale di temperatura dell'aria, con temperatura minima a livello del pavimento e massima a soffitto (Skistad, 2002).

Altra caratteristica peculiare dei sistemi DV è la suddivisione del locale in due zone distinte, caratterizzate da un livello di concentrazione di sostanze inquinanti sensibilmente differente: una zona inferiore con basso livello di concentrazione di contaminante e una superiore con elevato livello di concentrazione di contaminante. Il

piano di separazione delle due zone è chiamato *piano neutro*¹: la sua altezza dal pavimento è detta *altezza del piano neutro* (Nielsen, 1996).

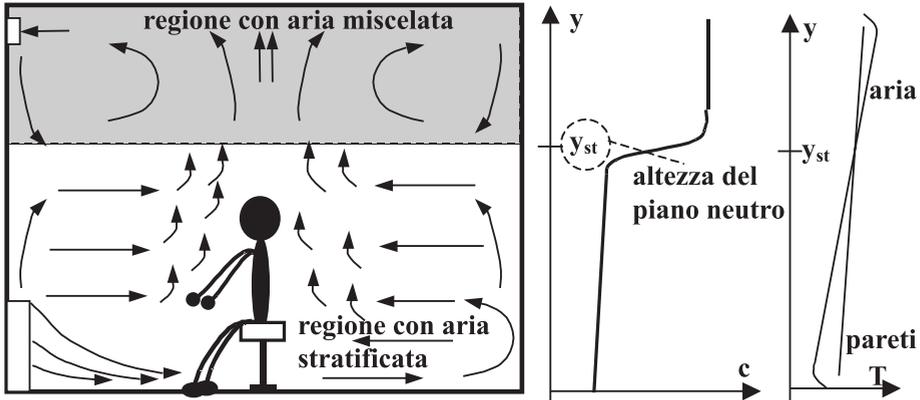


Figura 1 – Locale con ventilazione a dislocamento: regione con aria stratificata e con aria miscelata, profilo di concentrazione del contaminante (c) e di temperatura (T) al crescere dell'altezza da pavimento (y)

Nella zona inferiore del locale, con aria fredda e “pulita”, si rileva un moto caratterizzato da stati d'aria orizzontali a temperatura via via crescente con l'altezza. Nella zona superiore, con aria calda e contaminata, l'aria è invece tipicamente miscelata e la temperatura è praticamente uniforme (figura 1).

L'altezza del piano neutro y_{st} è un parametro fondamentale nel progetto di un sistema di ventilazione a dislocamento. Infatti la sua posizione deve essere tale da garantire che gli individui presenti all'interno del locale respirino aria “pulita”, cioè aria contenuta al di sotto dell'altezza del piano neutro.

In pratica, scelta opportunamente la quota alla quale posizionare l'altezza y_{st} (per esempio 1.1 m nel caso di persone sedute o 1.7 m nel caso di persone in piedi), in sede di progetto si determina la portata d'aria \dot{V}_0 da immettere in ambiente attraverso la relazione:

$$\dot{V}_0 = \dot{V}_1(y_{st}) \quad (1)$$

dove $\dot{V}_1(y_{st})$ rappresenta la portata generata dalle sorgenti termiche presenti nella stanza, valutata all'altezza prescelta per y_{st} (Filippi e Corgnati, 2002). Questo perché, come schematicamente rappresentato in figura 2, le portate

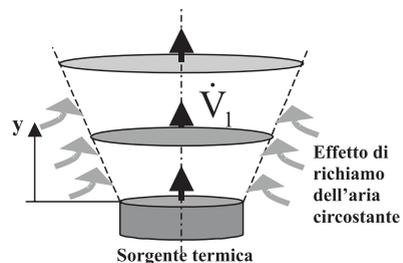


Figura 2 – Aumento della portata \dot{V}_0 al crescere della distanza dalla sorgente termica

¹ La denominazione “piano neutro” discende dal fatto che all'altezza corrispondente a tale piano la temperatura dell'aria eguaglia quella delle pareti (figura 1).

d'aria ascendenti generate dalle sorgenti termiche sono tanto maggiori quanto è maggiore la distanza dalle sorgenti stesse e quindi l'altezza (Kofoed e Nielsen, 1990). Il valore di $\dot{V}_1(y_{st})$ può essere determinato attraverso equazioni empiriche o diagrammi (Mundt, 1992; Nielsen, 1994), del tipo rappresentato qualitativamente in figura 3. Per esempio, la portata \dot{V}_1 generata da una persona in attività sedentaria ad un'altezza da pavimento di 1.1 m è di circa 20 l/s.

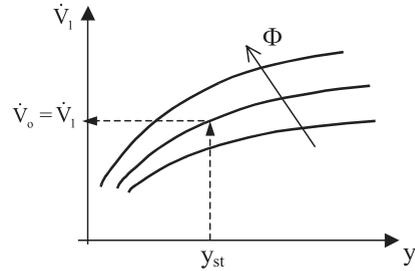


Figura 3 – Diagramma qualitativo per la determinazione di \dot{V}_1 in funzione dell'altezza y al variare della potenza Φ della sorgente termica

2. DISTRIBUZIONE DEL CONTAMINANTE IN AMBIENTE

La concentrazione di contaminante al di sotto dell'altezza del piano neutro y_{st} può essere stimata in sede di progetto pari ad una opportuna frazione α della concentrazione alla bocchetta di ripresa c_R . In particolare, studi sperimentali presentati da Nielsen (1994) hanno mostrato che al di sotto del piano neutro la concentrazione di contaminante assume valori compresi tra 0.1 e 0.3 volte la concentrazione alla bocchetta di ripresa c_R . Ulteriori studi sperimentali condotti da Brohus e Nielsen (1996) confermano che nella regione al di sotto di y_{st} la concentrazione di contaminante si mantiene inferiore a 0.5 volte quella alla ripresa c_R . Un valore di α tra 0.3 e 0.5 può essere quindi preso come riferimento in sede progettuale.

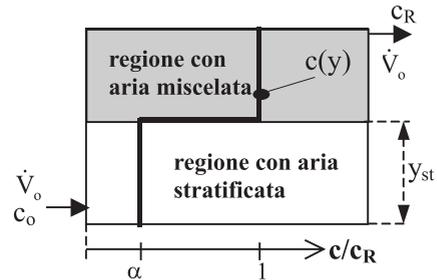


Figura 4 – Concentrazione del contaminante: modello a due zone

In particolare, come rappresentato in figura 4, l'ambiente può essere schematizzato attraverso un modello "a due zone", in cui

• per $y < y_{st} \Rightarrow c(y) \approx \alpha c_R$

• per $y > y_{st} \Rightarrow c(y) \approx c_R$.

Il valore di c_R viene valutato mediante la risoluzione dell'equazione di bilancio del contaminante nel locale, secondo uno schema a "singola zona" (figura 5):

$$c_R - c_o = \frac{\dot{q}_c}{\dot{V}_o} \quad (2)$$

E' quindi evidente che, nel caso dei sistemi DV, se l'altezza del piano neutro è posta al di sopra della zona occupata dalle persone, a parità di portata immessa, si ottiene un livello di qualità dell'aria nella zona occupata migliore rispetto a quello con ventilazione

a miscelazione, nella quale il livello di concentrazione del contaminante all'interno dell'ambiente risulterebbe teoricamente uniforme e pari al valore all'estrazione c_R .

Definita quindi la "efficacia di ventilazione nella zona occupata" ε_{oc} (*ventilation effectiveness in the occupied zone*) come:

$$\varepsilon_{oc} = \frac{c_R}{c_{oc}} \quad (3)$$

dove c_{oc} è la concentrazione media di contaminante nella zona occupata, tale indice assumerà valore pari a 1 nel caso di ventilazione a miscelazione perfetta, mentre sarà maggiore di 1 nel caso di ventilazione a dislocamento.

Al fine di caratterizzare completamente l'efficacia di ventilazione di un sistema DV è risultato poi opportuno introdurre altri due indici.

Si definisce "indice di ventilazione locale" ε_p (*local ventilation index*) la grandezza:

$$\varepsilon_p = \frac{c_R}{c_p} \quad (4)$$

dove c_p è la concentrazione di contaminante in un punto P di altezza generica all'interno dell'ambiente.

Inoltre, per quantificare la concentrazione di contaminante nella zona di inalazione c_e , si definisce l'"indice di esposizione personale" ε_e (*personal exposure index*):

$$\varepsilon_e = \frac{c_R}{c_e} \quad (5)$$

In figura 6 sono riportati i profili di concentrazione di contaminante, espressi attraverso l'indice ε_p , e i livelli di concentrazione nella zona di inalazione, espressi attraverso l'indice ε_e , ottenuti da Brohus (1997) in tre differenti condizioni sperimentali, illustrate in tabella 1.

I diagrammi di figura 6 testimoniano come effettivamente l'altezza del piano neutro y_{st} aumenti al crescere della portata d'aria immessa \dot{V}_0 (y_{st} rispettivamente pari a 1.00 m, 1.35 m e 2.25 m nei casi A, B e C) e come la concentrazione al di sotto di y_{st} sia sensibilmente più bassa di quella alla ripresa c_R : l'efficacia di ventilazione nella zona occupata aumenta, naturalmente, al crescere dell'altezza del piano neutro.

E' inoltre interessante osservare i valori assunti dalla concentrazione del contaminante nella zona di inalazione nel caso di persona seduta ($y_e = 1.1$ m) e in piedi ($y_e = 1.5$ m).

I risultati sperimentali dimostrano che, qualora l'altezza di inalazione dell'individuo sia superiore all'altezza del piano neutro y_{st} , il livello di concentrazione del

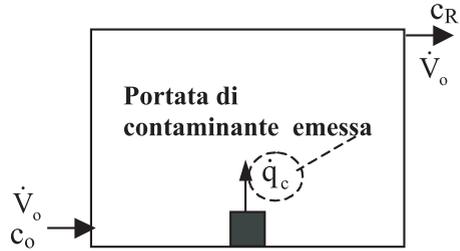


Figura 5 – Schema a singola zona per la determinazione della concentrazione c_R

contaminante c_e sia significativamente più basso di quello misurato alla stessa altezza lontano dalla zona di inalazione, cioè

$$\text{se } y_e > y_{st} \Rightarrow \epsilon_e < \epsilon_p(y_e)$$

Ciò è dovuto all'effetto del pennacchio termico generato dal corpo umano che, richiamando aria fresca e pulita dalla parte bassa dell'ambiente sino alla zona di inalazione, consente di ottenere in tale zona una qualità dell'aria migliore rispetto a quella prevista.

Tabella 1 – Valori delle grandezze caratteristiche nei casi A, B e C di figura 6

Caso ⁺	\dot{V} [m ³ /h]	Φ^* [W]	T_o [°C]	TR [°C]	y_{st} [m]
A	145	771	14.7	24.4	1.00
B	290	376	17.6	22.6	1.35
C	395	781	15.8	23.4	2.25

+ Dimensioni della camera di prova: [L, W, H] = [8, 6, 4] m

* Carico termico prodotto da sorgenti termiche endogene

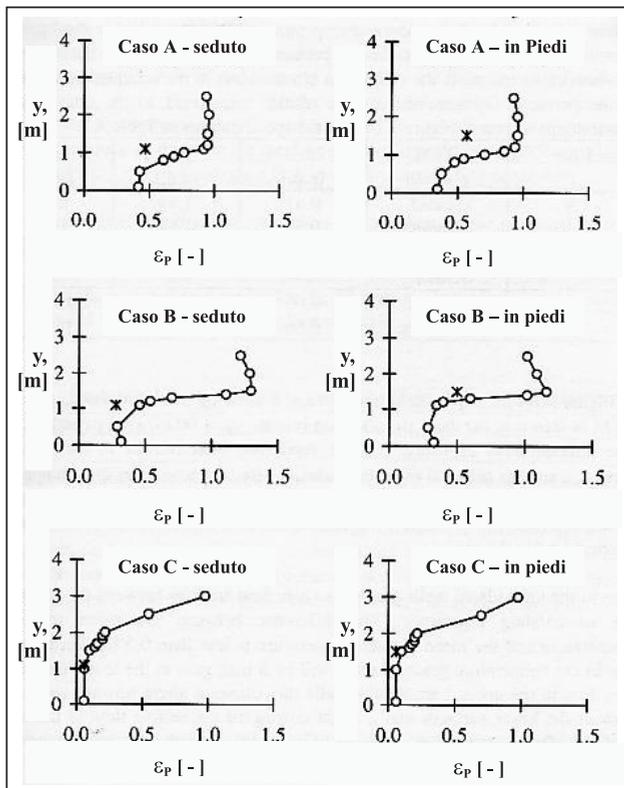


Figura 6 – Indice di ventilazione locale ϵ_p (punti "o") e indice di esposizione personale ϵ_e (punti "*") con persona seduta e in piedi nei casi A, B e C in tabella 1. L'indice di esposizione personale ϵ_e è misurato all'altezza di 1.1 m con persona seduta e a 1.5 m con persona in piedi (Brohus, 1997).

3. EFFETTO DI RICHIAMO D'ARIA DA PARTE DEL CORPO UMANO

Per tener conto che l'aria inspirata può presentare una concentrazione $c_e(y_e)$ sensibilmente differente da quella al di fuori della zona di inalazione, grazie all'azione di richiamo di aria fresca da parte del pennacchio termico generato dal corpo umano (Brohus e Nielsen, 1996), ed al fine di stimare la qualità dell'aria respirata dall'individuo, è stato di recente definito un nuovo indice, detto "efficacia di trasporto del corpo umano" η_e (*effectiveness of entrainment in the human boundary layer*), così formulato (si veda figura 7):

$$\eta_e = \frac{c_p - c_e}{c_p - c_f} \quad (6)$$

dove $c_p(y_e)$ è la concentrazione di contaminante che si ha nell'ambiente all'altezza di inalazione y_e ma in assenza di individuo e c_f è la concentrazione di contaminante al livello del pavimento. Esso esprime la capacità del pennacchio convettivo creato dal corpo umano di richiamare aria pulita dal livello del pavimento fino alla zona di inalazione.

L'indice η_e può assumere valori compresi tra 0 e 1, in particolare:

- $\eta_e \equiv 1$ se $y_e \leq y_{st}$, assumendo che la concentrazione di contaminante al di sotto dell'altezza del piano neutro sia costante (modello a due zone)
- $0 \leq \eta_e \leq 1$ se $y_e > y_{st}$, dove
 - $\eta_e = 1$ se $c_e = c_f$, cioè tutta l'aria inspirata giunge dal pavimento
 - $\eta_e = 0$ se $c_e = c_p(y_e)$, cioè non si ha alcun effetto di richiamo di aria fresca e pulita nella zona di inalazione

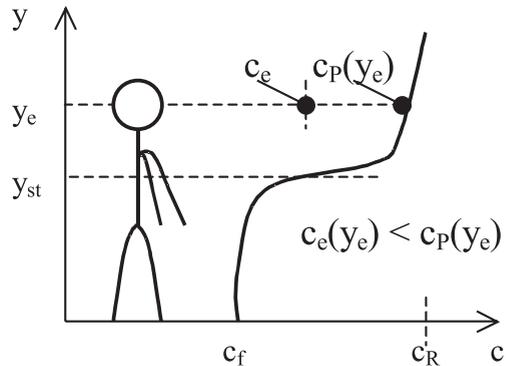


Figura 7 – Distribuzione della concentrazione di contaminante c e concentrazione nella zona di inalazione c_e in un locale con ventilazione a dislocamento

L'equazione (6) può essere riscritta andando ad esplicitare la concentrazione del contaminante nella zona di inalazione c_e :

$$c_e = c_p - \eta_e (c_p - c_f) \quad (7)$$

Questa espressione può rappresentare uno strumento estremamente utile in fase di progetto per la stima di c_e , tuttavia presuppone la conoscenza del valore di η_e .

Analizzando i risultati ottenuti da studi sperimentali condotti da diversi autori, emerge una correlazione tra il valore assunto dal parametro η_e e il rapporto y_{st}/y_e , come illustrato in figura 8 (Brohus, 1997).

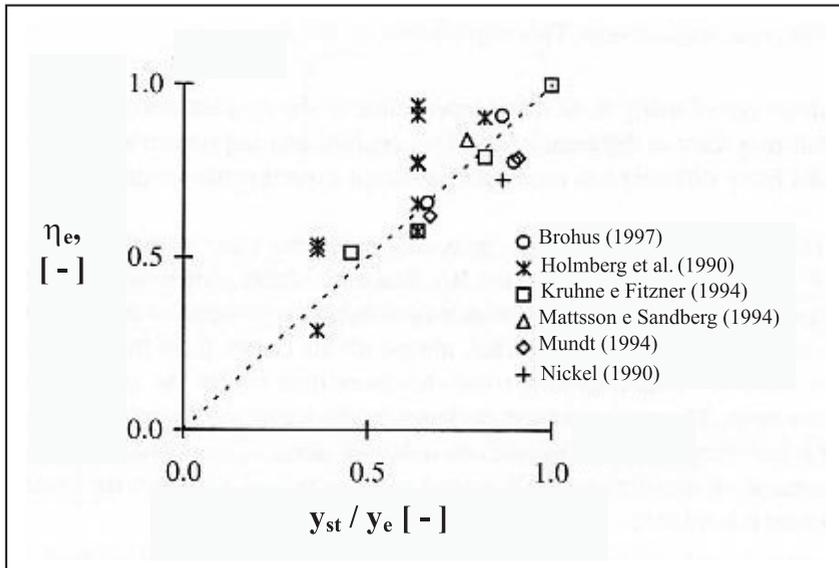


Figura 8 – Efficacia di trasporto del corpo umano η_e in funzione del parametro adimensionale y_{st}/y_e , secondo i risultati sperimentali di diversi autori (Brohus, 1997).

Poiché i risultati presentati in figura 8 suggeriscono una relazione quasi lineare tra η_e e y_{st}/y_e , nella pratica è ragionevole adottare la semplice espressione

$$\eta_e = \frac{y_{st}}{y_e} \quad (8)$$

e, sostituendo questa espressione nella (8), si ottiene:

$$c_e = c_p - \left(\frac{y_{st}}{y_e} \right) \cdot (c_p - c_f) \quad (9)$$

E' così possibile valutare c_e una volta note le concentrazioni c_f e c_p e le altezze y_e e y_{st} .

In sede di progetto, stabiliti i valori di y_e e y_{st} , è necessario operare alcune ipotesi relativamente ai valori di c_f e c_p . In particolare, adottando il modello a due zone in si può assumere che:

- per $y > y_{st}$, $c_p = c_R$
- per $y < y_{st}$, $c_f = \alpha c_R$.

In base a queste ipotesi, la (9) può essere riscritta come:

$$c_e = c_R \cdot \left(1 - \alpha \frac{y_{st}}{y_e} \right) \quad (10)$$

relazione che può essere direttamente utilizzata nei calcoli di progetto.

La (10) può essere anche rielaborata al fine di esplicitare l' "indice di esposizione personale" ε_e di cui in (5):

$$\varepsilon_e = \frac{c_R}{c_e} = \left(1 - \alpha \frac{y_{st}}{y_e} \right)^{-1} \quad (11)$$

il cui andamento è rappresentato in figura 9, con $\alpha = [0.3 \div 0.5]$.

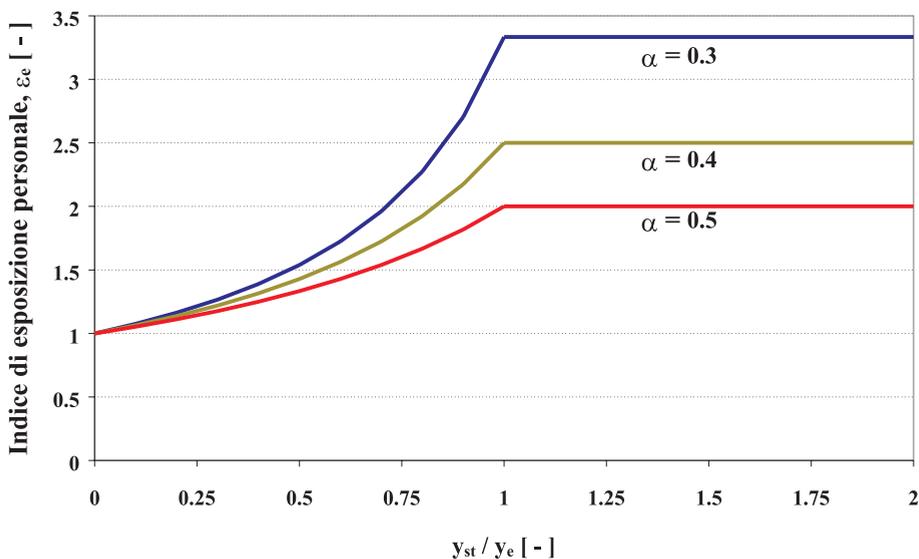


Figura 9 – Indice di esposizione personale ε_e in funzione del rapporto y_{st}/y_e al variare di $\alpha = (c_f / c_R)$

In figura 10 sono riportati gli andamenti dell'indice di esposizione personale e di ventilazione locale nel caso di $\alpha = 0.3$. L'area compresa tra le due curve indica qualitativamente il "guadagno di aria fresca e pulita" che si ottiene nella zona di inalazione grazie all'effetto del pennacchio termico generato dal corpo umano.

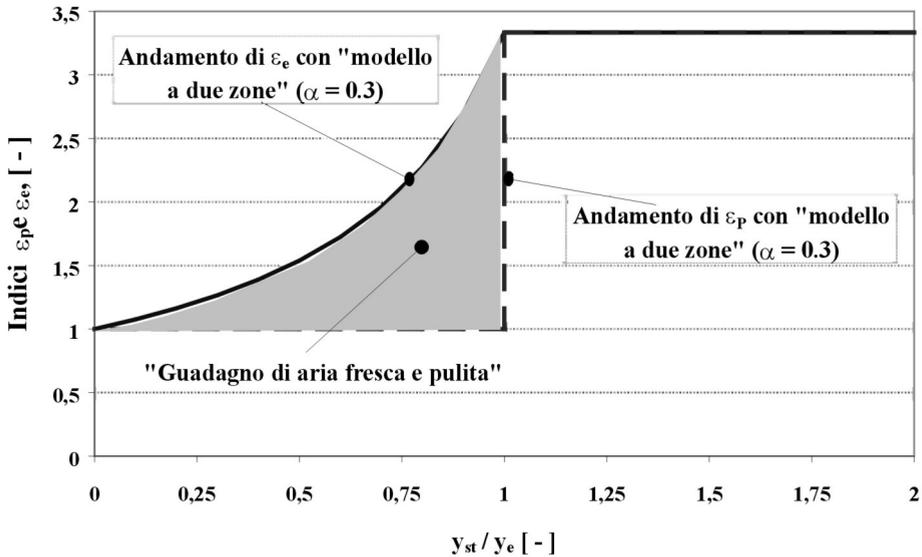


Figura 10 – Indici ε_e e ε_p in funzione del rapporto y_{st}/y_e per $\alpha = 0.3$

E' opportuno precisare che il modello di calcolo qui descritto vale per lo studio di situazioni nelle quali gli individui svolgono attività sedentaria ed equivalgono a *sorgenti inquinanti calde*, anche dette *sorgenti inquinanti attive*, cioè sorgenti sia di calore che di inquinanti, in posizione fissa.

Continui bruschi movimenti da parte delle persone o persone che camminano velocemente all'interno di un locale ventilato a dislocamento inducono invece significative variazioni al campo di moto dell'aria in ambiente (Mundt, 1994).

4. SORGENTI INQUINATI "PASSIVE" E POSIZIONE DEGLI OCCUPANTI

In ambiente possono essere presenti sia *sorgenti inquinanti attive (o calde)* sia sorgenti *inquinanti passive (o fredde)*, cioè sorgenti di inquinanti ma non di calore.

Come si è visto le prime, fra cui il corpo umano, sono in grado di trasportare "autonomamente" nella parte alta del locale i contaminanti da esse stesse prodotte sfruttando l'effetto di trasporto della corrente ascensionale convettiva generata dalla sorgente calda. In questo caso, quindi, il contaminante è veicolato verso l'alto dall'effetto termico della sorgente stessa.

Nel caso di presenza in ambiente di sorgenti inquinanti passive il trasporto del contaminante da esse prodotto viene demandato all'azione delle sorgenti termiche presenti nel locale e l'effetto di trasporto di aria dal livello del pavimento da parte del campo termico del corpo umano può determinare un peggioramento della qualità dell'aria respirata qualora la sorgente fredda sia posizionata nella zona di influenza del campo termico dell'individuo e al di sotto dell'altezza di inalazione.

Infatti il pennacchio termico generato dall'individuo tende a trasportare nella zona di inalazione anche il contaminante prodotto dalla sorgente fredda.

In generale, quindi, si può registrare un netto peggioramento della qualità dell'aria inalata in ambienti in cui siano presenti anche sorgenti inquinanti passive oltre che di individui. La qualità dell'aria inalata è tanto peggiore quanto più la sorgente passiva è situata ad in basso ed inoltre dipende dalla reciproca posizione della sorgente inquinante fredda, dell'individuo e del diffusore del sistema DV.

E' quindi necessario prestare particolare attenzione alla localizzazione delle sorgenti inquinanti passive in ambiente, come emerge dai

risultati degli studi sperimentali condotti da Brohus (1997) e presentati in figura 11 e 12 (condizioni di immissione: caso B in tabella 1).

Tali figure mostrano i livelli di concentrazione nella zona di inalazione con sorgente passiva posta a differenti altezze dal pavimento (0,25, 0,5 e 1 m) nel caso di persona seduta rivolta di fronte (figura 11) e di schiena (figura 12) al diffusore. In entrambe i casi si può osservare come la concentrazione c_e tenda a diminuire al crescere della quota alla quale è posizionata la sorgente passiva. Si può inoltre notare come nel caso di persona di fronte al diffusore e sorgente posizionata tra diffusore e individuo (figura 11) si raggiungono livelli di concentrazione decisamente più elevati, mediamente il 60% in più, rispetto a quelli registrati con configurazione opposta (figura 12). Questo perché nel caso in figura 11 l'aria immessa dal diffusore spinge il contaminante verso l'individuo: qui il contaminante viene "catturato" e trascinato verso la zona di inalazione dal pennacchio termico generato dalla persona.

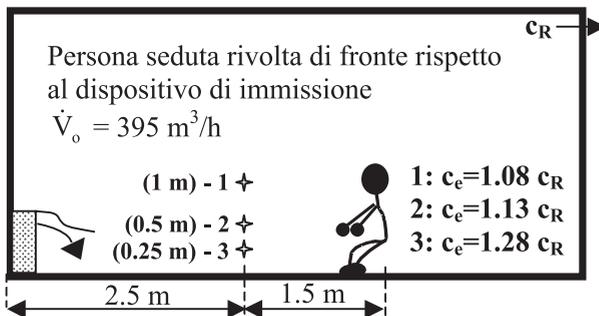


Figura 11 – Concentrazione di contaminante all'altezza di inalazione con sorgente passiva localizzata a tre differenti altezze con individuo rivolto di fronte al diffusore (Brohus, 1997)

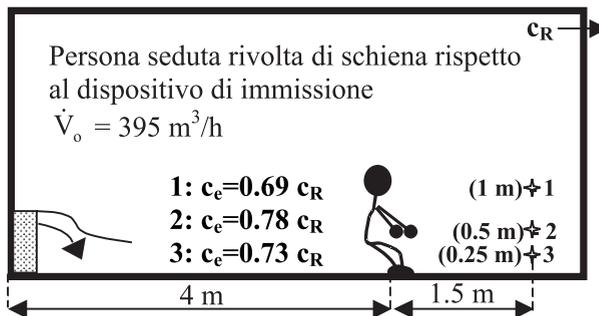


Figura 12 – Concentrazione c all'altezza di inalazione con sorgente passiva localizzata a tre differenti altezze con individuo rivolto di schiena al diffusore (Brohus, 1997)

5. CONCLUSIONI

Si è visto che in generale nei sistemi DV occorre fare in modo che l'altezza del piano neutro sia uguale o superiore all'altezza della zona occupata dalle persone al fine di assicurare i vantaggi previsti circa la qualità dell'aria (da studi sperimentali, il livello di concentrazione di inquinanti nella zona occupata risulta pari a circa il 30% di quello all'estrazione). Si è anche visto che l'innalzamento dell'altezza del piano neutro comporta un incremento della portata d'aria immessa in ambiente.

Recenti studi sperimentali hanno dimostrato che quando l'altezza del piano neutro non è superiore all'altezza occupata dalle persone (a causa, per esempio, di una portata d'aria immessa insufficiente) si verificano fenomeni particolari per quanto riguarda la qualità dell'aria inspirata dall'individuo. In particolare, se l'ambiente è caratterizzato dalla presenza di sole sorgenti inquinanti attive, il pennacchio termico generato dagli individui provoca comunque un miglioramento della qualità dell'aria inspirata, miglioramento tanto più significativo quanto più prossimi sono i valori dell'altezza della zona di inalazione e dell'altezza del piano neutro.

La presenza in ambiente sorgenti inquinanti passive può invece provocare un sensibile peggioramento della qualità dell'aria respirata dagli individui in ragione dell'altezza alla quale è posizionata la sorgente contaminante fredda e della reciproca posizione della sorgente stessa, dell'individuo e del diffusore del sistema DV.

6. RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- Brouhs H., Nielsen, P.V., *Personal Exposure in Displacement Ventilated Rooms*, Indoor Air, 1996
- Brouhs H., *Personal Exposure to Contaminant Sources in Ventilated Rooms*, Ph.D. Thesis, Aalborg University, 1997
- Filippi, M., Corgnati, S.P., *Displacement Ventilation: funzionamento e progetto*, Convegno AICARR "Distribuzione e movimento dell'aria nell'ambiente confinato: energia, benessere, rumore", Padova, Giugno, 2002
- Kofoed, P., Nielsen, P.V., *Thermal Plumes in Ventilated Rooms*, Proc. of International Conference of Engineering Aero and Thermodynamics of Ventilated Rooms, ROOMVENT '90, Oslo, 1990
- Mundt, P., *Convection Flows in Rooms with Temperature Gradients – Theory and Measurements*, Proc. of Third International Conference on Air Distribution in Rooms, ROOMVENT '92, Copenhagen, 1992
- Mundt, E., *Contaminant Distribution in Displacement Ventilation – Influence of Disturbances*, Building and Environment, Vol. 29 – No. 3, 1994
- Mundt, E., *Temperature Gradient Models in Displacement Ventilated Rooms*, Roomvent'96, Vol. 3, Yokohama, 1996
- Nielsen, P.V., *Displacement Ventilation – Theory and Design*, ISSN 0902-8002 U9306, Aalborg University, 1994
- Nielsen, P.V., *Temperature Distribution in a Displacement Ventilated Room*, Roomvent'96, Vol. 3, Yokohama, 1996
- Skistad, H., *Ventilazione a dislocamento in paesi a clima temperato*, CDA, Giugno, 2002

7. SIMBOLOGIA

c	Concentrazione di contaminante	[ppm o kg/kg]
n	Tasso di ricambio d'aria dell'ambiente	[h ⁻¹]
\dot{q}_c	Portata di contaminante	[kg/s]
T	Temperatura	[°C]
\dot{V}	Portata volumica d'aria	[m ³ /s o m ³ /h]
y	Altezza generica nel locale	[m]
y_{st}	Altezza del piano neutro (o altezza della zona con aria stratificata)	[m]
Φ	Carico termico ambiente	[W]
ε, η	Efficacia (<i>effectiveness</i>)	[-]

Pedici

e	riferito alle condizioni di inalazione
f	riferito alle condizioni a livello del pavimento
o	riferito alle condizioni di immissione
oc	riferito alle condizioni nella zona occupata
P	riferito alle condizioni nel generico punto P
R	riferito alle condizioni di estrazione

Problematiche di rumore immesso nell'ambiente esterno da impianti di climatizzazione autonomi

FRANCESCO CASTELLOTTI, RENATO LAZZARIN

Dipartimento di Tecnica e Gestione dei sistemi industriali – Università di Padova, sede di Vicenza

RIASSUNTO

Il proliferare negli ultimi anni di sistemi di condizionamento autonomi, dovuto all'abbassamento del prezzo di acquisto, soprattutto per i sistemi di tipo split, ha in qualche modo aggravato il problema dell'inquinamento acustico dell'ambiente esterno. Infatti, se da una parte il cliente ormai richiede al condizionatore elevate prestazioni anche acustiche per l'unità interna, dall'altra spesso è trascurata l'emissione sonora dell'unità esterna che alloggiando ventilatore e soprattutto compressore costituisce la parte più rumorosa del condizionatore. Le prestazioni acustiche fornite dai costruttori per l'unità esterna (come per l'interna) differiscono anche nel tipo di grandezza dichiarata: solitamente il livello di pressione sonora viene dichiarato con le più diverse condizioni al contorno, spesso per nulla descrittive nell'effettiva installazione in opera. Risulta difficile, pertanto, una valutazione preventiva del disturbo provocato nell'ambiente esterno. Alcune misure fonometriche effettuate testimoniano in tal senso la difficoltà nella stima dell'emissione sonora a partire da dati di catalogo. Inoltre il livello sonoro dipende in maniera rilevante dalla posizione scelta per l'installazione.

Un indice di qualità più utile sarebbe quello introdotto dal livello di potenza sonora, grandezza indipendente dalle condizioni contingenti, che permetterebbe una valutazione inequivocabile e immediata della prestazione acustica da parte dell'utente. Per arrivare alla previsione nell'emissione sonora è necessario conoscere però anche le caratteristiche direzionali della sorgente sonora e il calcolo andrebbe fatto a distanza tale da ipotizzare una sorgente puntiforme. Con tali informazioni il progettista dell'impianto (qualora ci fosse) potrebbe essere in grado di valutare se l'installazione produca livelli sonori conformi alla classificazione acustica del territorio, prima che ci pensi eventualmente il perito di un tribunale.

1. INTRODUZIONE

Poco più di 10 anni fa avevano lasciato stupiti tutti i termotecnici i dati di vendita in Giappone di unità di condizionamento e di pompe di calore. Si parlava di 1 o 2 milioni di apparecchi all'anno! In Italia nel 2002 si sono appunto vendute circa un milione di

unità con netta prevalenza di piccole macchine di tipo autonomo, designate con un nomignolo assai più dispregiativo che vezzeggiativo (splittini), né più né meno come si fa con i generatori di calore da appartamento (caldaiette). Ebbene, si può dire che gli splittini sono dilagati in Italia e in Spagna (780.000 unità in un anno) per almeno due cause concomitanti: un'estate particolarmente torrida e costi in discesa libera (rischia in alcuni casi di costare di più l'installazione che l'apparecchio vero e proprio).

Il dilagare degli splittini in Italia si è manifestato si può dire nello stesso modo disordinato con cui le antenne televisive hanno riempito i tetti delle case negli anni '60. Ogni pezzo di muro, di terrazzo, di tetto, di giardino è apparso idoneo ad ospitare la sezione esterna dell'apparecchio. Dal momento che tale unità è generalmente rumorosa (il costruttore pone le sue attenzioni sull'insonorizzazione prevalentemente sull'unità interna) sono nate numerose controversie anche di natura giudiziaria, tanto che alcuni regolamenti comunali fanno esplicito riferimento alla necessità di idoneo controllo di rumorosità sui gruppi esterni dei condizionatori.

La Figura 1 fornisce una panoramica del mercato dei condizionatori autonomi nel 2002 per i principali acquirenti europei. L'85% di tutti i sistemi split venduti sono di tipo singolo, cioè con un'unica unità interna, circa 2/3 sono acquistati per applicazioni residenziali e circa il 60% sono venduti nella versione a pompa di calore.

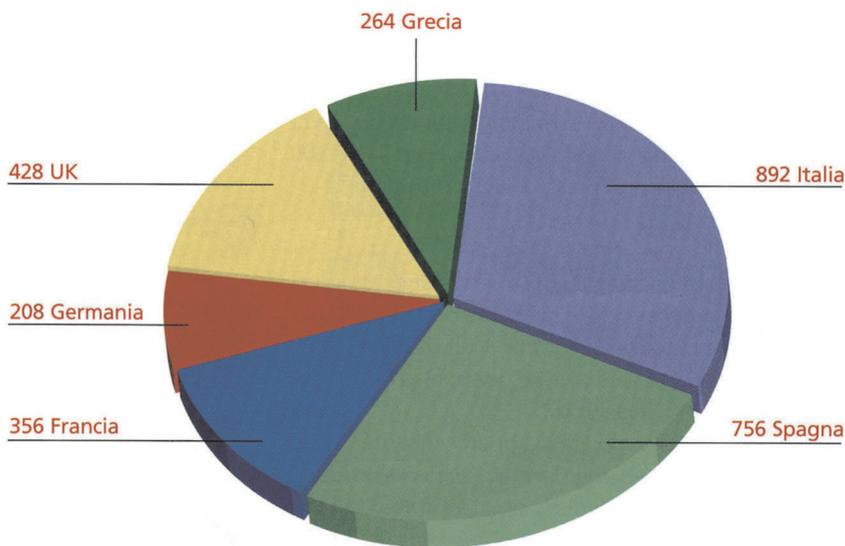


Figura 1. Mercato dei climatizzatori autonomi nei 6 principali paesi d'Europa nel 2002 in milioni di euro [1].

2. LA TECNOLOGIA DEL CONDIZIONATORE SPLIT

La tecnologia cui si fa riferimento in questo lavoro è il condizionatore ad espansione diretta, cioè con fluido frigorifero che scambia calore direttamente con l'aria

da trattare, di tipo split raffreddato ad aria. Con il termine split si intende la separazione della macchina in due unità (Figura 2) collegate da tubazioni percorse dal fluido frigorifero: nell'unità interna – in regime di raffrescamento – si trova l'evaporatore che raffredda e deumidifica l'aria ambiente; nell'unità esterna trovano posto il compressore ed il condensatore del gruppo frigorifero che scambia calore con l'aria esterna (unità motocondensante). La movimentazione dell'aria è solitamente effettuata da un ventilatore assiale. Naturalmente in modalità pompa di calore i due scambiatori si invertono di ruolo.

La disposizione e la scelta dei diversi elementi nell'unità interna garantiscono oggi livelli di rumorosità ridotta. Il ventilatore di tipo tangenziale solitamente può funzionare a diverse velocità in funzione del carico termico. La disposizione delle lame può essere allineata o sfalsata per contenere ulteriormente la rumorosità.

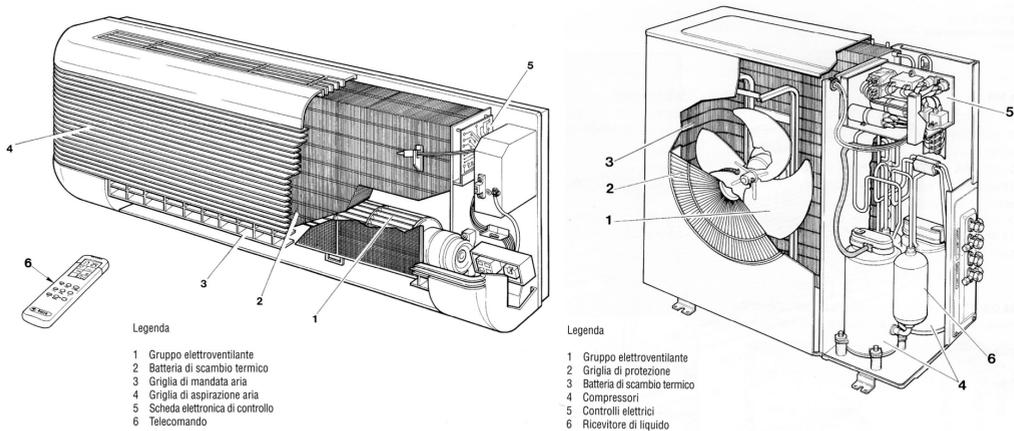


Figura 2. I diversi elementi costituenti l'unità interna (a sinistra) e l'unità esterna di un condizionatore split raffreddato ad aria (gentile concessione di Riello S.p.A.)

Per quanto riguarda l'unità esterna l'introduzione della tecnologia dell'inverter, e quindi della variazione continua del numero dei giri del compressore che evita i cicli attacca/stacca, permette da una parte un risparmio energetico considerevole e garantisce dall'altra livelli di comfort interni superiori, in virtù proprio dell'assenza di accensioni e spegnimenti ripetuti e delle conseguenti variazioni di temperatura interna. Generalmente un regime di rotazione più basso per il compressore ne riduce sensibilmente la rumorosità. Salvo le primissime installazioni dotate di compressore alternativo, solitamente il compressore è di tipo rotativo, ma già ci sono casi di applicazioni di compressori scroll su sistemi di condizionamento residenziale. Il compressore scroll è caratterizzato da un funzionamento più regolare, da minori vibrazioni e quindi da livelli di rumorosità più contenuti.

I fluidi frigoriferi oggi più ampiamente utilizzati nei piccoli condizionatori sono lo R-407C e lo R-410.

Tra i vantaggi dei condizionatori split che ne hanno permesso una così grande diffusione, al primo posto si trova la flessibilità del sistema: le due unità sono connesse tramite un sistema di tubazioni personalizzabile e adattabile a pressoché tutte le applicazioni. Con i sistemi multisplit, inoltre, una sola unità esterna di taglia superiore può servire più unità interne dedicate a zone termiche diverse. Va ricordata poi la semplicità componentistica, rispetto per esempio ai refrigeratori ad acqua, e di installazione, rispetto a sistemi canalizzati sicuramente più invasivi nella struttura dell'edificio.

Tra gli svantaggi, soprattutto nelle prime installazioni si ricordano le problematiche di rumorosità dell'unità interna e dell'unità esterna, sulle quali si è intervenuti nel tempo nello stesso ordine, ovvero trascurando in primo momento l'immissione di rumore nell'ambiente esterno da parte dell'unità motocondensante. Particolare cura inoltre deve essere dedicata nell'installazione di sistemi con tubazioni di lunghezza elevata, per evitare perdite eccessive nelle prestazioni energetiche nel migliore dei casi o la rottura del compressore nel peggiore. Naturalmente i sistemi split non garantiscono il rinnovo dell'aria interna.

3. LE GRANDEZZE DICHIARATE DAL COSTRUTTORE

Le schede tecniche allegate ai cataloghi di qualsiasi macchina termofrigorifera dovrebbero permettere a chi sta scegliendo – utente privato, installatore o progettista che sia – di confrontare le diverse offerte dei costruttori. Limitandosi alle macchine oggetto di questo lavoro si trova una certa omogeneità nelle condizioni alle quali viene dichiarata la potenza di raffrescamento o di riscaldamento. Infatti, dovrebbero essere (per i costruttori che partecipano ai programmi di certificazione volontaria) estivo la coppia di temperature alle quali l'unità interna ed esterna lavorano: per il funzionamento è rispettivamente 27/35 °C, mentre per il funzionamento invernale si trova la coppia 20/7 °C [2]. Ecco che, ad esclusione di potenze frigorifere espresse per motivi misteriosi (forse per il numero che risulta più alto) con gli inglesi Btu/h, le prestazioni energetiche di condizionatori split di costruttori diversi sono confrontabili facilmente da chiunque.

Una situazione più fumosa si nota, invece, nella dichiarazione delle prestazioni acustiche. In una breve indagine si sono trovate le indicazioni riportate nella Tabella 1.

In estrema sintesi tutti i costruttori si incontrano – almeno – nella unità di misura: il decibel ponderato A, dB(A). La scala di ponderazione A è universalmente considerata il metodo più immediato per esprimere il livello di disturbo percepito dall'orecchio umano, andando in sostanza a tagliare pesantemente il contributo dei rumori alle basse frequenze (inferiori a 1.000 Hz), accentuando leggermente i rumori alle frequenze centrali (da 1.000 a 5.000 Hz), e limitando in misura contenuta quelli delle alte frequenze (oltre i 5.000 Hz).

Tabella 1. Prestazioni frigorifere e acustiche di sistemi di condizionamento split raffreddati ad aria.

Modello		Pot. raffr. [kW]	Livello di pressione sonora [dB(A)]		Condizioni			Livello di potenza sonora [dB(A)]	
			u. i.	u. e.	u. i.	u. e.	u. i.	u. e.	
AERMEC	EW 070	2,1	36	45	a 1,3 m in cam. anec. fatt. di direz. 4	a 1 m in cam. anec. fatt. di direz. 2	-	-	
ARGO	JAWA 7HK	2,1	33-31-27	50	alta-media-bassa vel.			-	
	ARTEL RDF 7RN	2,1	34	52	max vel.	a 1 m max vel.	-	-	
	DAEWOO DSB-070L/LH	2,1	39-38-36	46	alta-media-bassa vel.			-	
DAIKIN	FT25JV1 B	2,5	36-26	43	a 1 m alta-bassa vel.			51	
	KALVERT KA70HC	2,2	39	53	-			-	
	LG LS-J096THL	2,1	32	46	a 1 m alla massima vel.			-	
MITSUBISHI	MS-A07YV	2,3	36-25	45	alta-bassa vel.			-	
	SAMSUNG SC07A	2,3	35	48	-			-	
	STARCLIMA 2300 80 N1	2,3	38	45	a 1 m in camera da 50 m ² con T _R =0,5 s	a 1 m in campo libero	53	58	
TOSHIBA	RAS 10 UKV-E	2,5	38-33-27	46	alta-media-bassa vel.			-	

Ma la confusione è sul livello sonoro dichiarato. Anzitutto, a chi non si occupi abitualmente di acustica potrebbe rimanere oscura o passare inosservata la dichiarazione del livello di potenza sonora, anziché del livello di pressione sonora. Il rischio, quindi, potrebbe essere di andare a confrontare un livello di pressione sonora con un livello di potenza sonora, cadendo nell'errore di considerare sinonimi i due termini. Cercando di non annoiare nessuno, potenza sonora e pressione sonora sono in relazione come la causa con l'effetto. Un'analogia efficace è quella della potenza termica con la temperatura: infatti, è facile capire che la potenza termica di un qualsiasi generatore di calore inserito in un ambiente riscaldato è unica e ben definita, mentre la temperatura mantenuta nell'ambiente riscaldato dipende naturalmente dalla taglia del generatore, dalla distanza da esso, nonché dalle dispersioni dell'involucro. Ecco che a parità di livello di potenza sonora, il livello di pressione sonora emesso non dipende solo dalla distanza dalla sorgente sonora, ma come minimo anche dal trattamento fonoassorbente dell'ambiente in cui si trova la sorgente. Dipende anche dalla direzione in quanto, ad esclusione di quelle che si trovano tra le pagine dei libri, non esistono sorgenti puntiformi ad emissione uniforme in tutte le direzioni.

Quanto detto è utile per capire quanto viene dichiarato ad integrazione del livello di pressione sonora, anche se in gran parte dei casi nulla si trova a spiegazione del solo valore. Limitando la discussione al diffusissimo sistema split a muro, è facile trovare la scritta in piccolo "ad 1 metro in campo libero" che probabilmente genera più dubbi di quanti sia riuscita a chiarire. Non si capisce, infatti, in che direzione sia effettuata la misura. È lecito pensare, anche quando non sia espressamente dichiarato, che la misura avvenga frontalmente alla macchina. Altro dubbio nasce dalla riproduzione del campo libero: se così fosse l'unità dovrebbe essere stata appesa ad una certa altezza all'aperto o in camera anecoica. È chiaro che tale condizione viene riprodotta per svincolare l'emissione sonora dall'installazione contingente, ma nello stesso tempo non permette di avere l'informazione immediata sull'emissione sonora in opera.

Qualche indicazione in più sembra essere fornita da chi partecipa a programmi di certificazione volontaria [3]: a volte si trova dichiarato il fattore di direzionalità della prova che per l'unità interna può essere 4 (cioè all'incrocio di 2 piani riflettenti, come può verificarsi nella comune installazione a parete a filo del soffitto) e per l'unità esterna può essere 2 (cioè su un piano riflettente, come si verifica nella comune installazione sulla facciata esterna dell'edificio). Poco chiaro è l'affiancamento di tale dicitura con la dichiarazione di misura effettuata in camera anecoica: l'unica interpretazione possibile è che ad esclusione dei piani riflettenti prossimi alla sorgente l'ambiente di prova presenti elevato fonoassorbimento.

È possibile da ultimo trovare prestazioni acustiche riferite ad una camera semiriverberante di una certa volumetria o superficie in pianta di cui viene dichiarato un tempo di riverberazione.

4. DAL CATALOGO AL FUNZIONAMENTO IN OPERA

Oltre ad essere utili nella fase di scelta e confronto, le schede tecniche dovrebbero permettere la previsione della prestazione acustica del condizionatore una volta installato a casa propria.

È più rumorosa un'unità esterna il cui valore dichiarato in campo libero è 46 dB(A) a 1 m o un'unità da 48 dB(A) a 1 m dichiarati a catalogo con un fattore di direzionalità pari a 2? E ancora qual è il livello emesso in opera? La soluzione non è facile: qui si daranno solo delle indicazioni di massima, ma, come si capirà più avanti, è necessaria un'analisi più dettagliata dell'emissione sonora per arrivare ad una previsione attendibile.

Si può partire da una relazione che lega il livello di pressione di riferimento $L_{p,rif}$ che nel caso in esame altro non è che il livello dichiarato ad una certa distanza r_{rif} al livello di pressione L_p ad una diversa distanza r , nel caso di emissione uniforme in tutte le direzioni e sorgente puntiforme. Quanto sia critica questa assunzione verrà chiarito tra breve. Detta relazione è:

$$L_p = L_{p,rif} - 20 \log \frac{r}{r_{rif}} \quad (1)$$

Volendo riportare le condizioni di emissione della prima unità a quelle della seconda, si pensi di installarla a parete, quindi con fattore di direzionalità Q pari a 2: per il calcolo del livello di pressione ad una certa distanza è equivalente ad una sorgente che emette in un semispazio. La correzione da aggiungere alla precedente relazione è:

$$A = 10 \log Q \quad (2)$$

cioè 3 dB. Facendo i pochi calcoli richiesti, si scopre che ad una distanza r , pari per esempio a 5 m, la prima unità emetterebbe 35 dB(A), mentre la seconda 34 dB(A). Sembra, quindi, che la macchina più silenziosa fosse la seconda che a catalogo presenta un valore più elevato.

Ma non è così semplice. I conti appena fatti poggiano sull'assunzione di sorgente isotropa e puntiforme. Partendo dalla seconda ipotesi, essa cade quando il valore di riferimento viene misurato a 1 m dalla sorgente che presenta dimensioni dello stesso ordine di grandezza: pensare di considerarla puntiforme significa sottostimarne l'emissione a distanza maggiore. L'ipotesi di uniforme direzionalità viene meno ricordando che l'unità esterna presenta componenti come un ventilatore assiale e un compressore la cui emissione e disposizione fisica determinano un'emissione certamente non uguale in tutte le direzioni. Alla luce di questo è scorretto pensare che installando l'unità su un piano riflettente si ottenga esattamente un raddoppio dell'intensità sonora nel semispazio libero proprio perché non si è sicuri che la quantità riflessa sia pari a quella emessa frontalmente. In tal modo, la precedente correzione A potrebbe non essere pari a 2, assumendo un valore che dipende anche dall'emissioni laterali. Negli esempi di Figura 3 viene chiarito quanto appena detto: viene schematizzata l'emissione di una sorgente sonora in un piano nelle 4 direzioni (frontale, posteriore e le due laterali).

Nel caso (a) la sorgente, che emette 100 unità di potenza sonora, emette in modo isotropo, cioè la frazione emessa sui 4 lati è la stessa: 25 unità. Nel caso di installazione su di un piano riflettente posteriore (b), si pensi che la quota riflessa coinvolga solo la faccia frontale: il fattore di direzionalità frontale pertanto vale 2. Si ricorda che il fattore di direzionalità è pari al rapporto tra la l'intensità sonora emessa in una certa direzione e l'intensità sonora emessa in caso di sorgente con emissione uniforme in campo libero.

Nel caso di sorgente con direzionalità frontale quantificata da 70 unità ed emissione di 10 unità in ciascuna delle rimanenti 3 direzioni, in campo libero (c) il fattore di direzionalità vale 2,8 e con un piano riflettente posteriore (d) vale 3,2.

Non è detto che il fattore di direzionalità sia almeno pari a 2 nel caso di installazione su un piano riflettente. Nel terzo esempio la sorgente presenta un'emissione frontale e laterale importante, mentre il contributo posteriore (che si riflette) è di modesta entità. Si ottiene un fattore di direzionalità pari a 1,2 in campo libero (e) e pari a 1,6 con un piano posteriore riflettente (f).

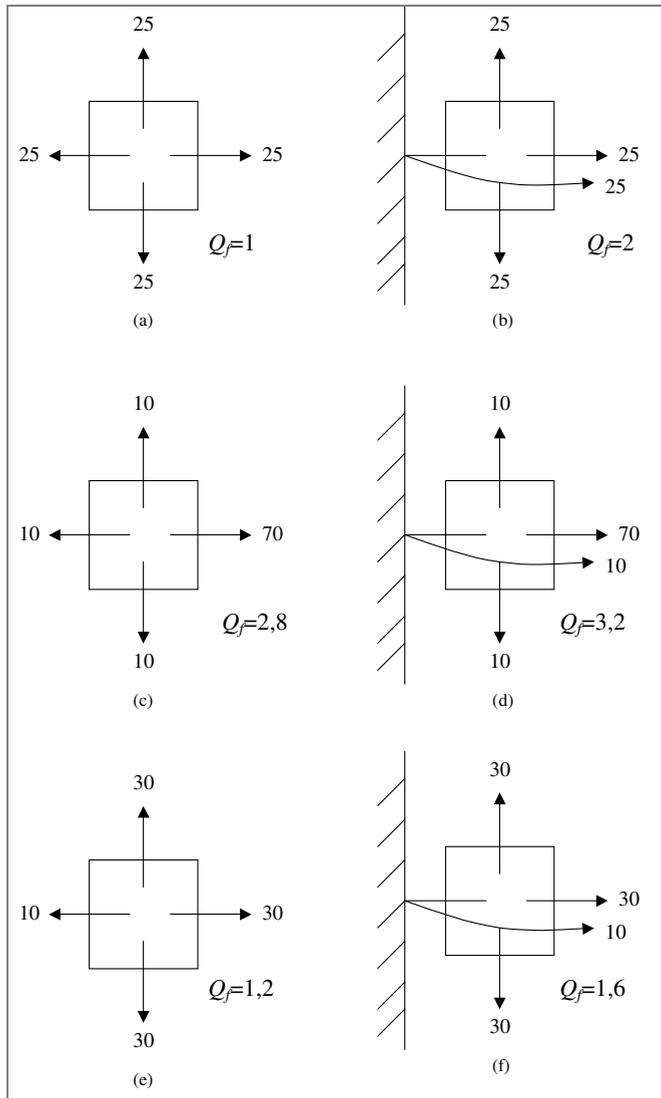


Figura 3. Emissione sonora a partire da 100 unità di potenza sonora e fattori di direzionalità frontali per una sorgente sonora piana in campo libero (a sinistra) e con piano riflettente posteriore (a destra).

(a) e (b): sorgente con emissione uniforme nelle 4 direzioni; (c) e (d) sorgente prevalentemente frontale; (e) e (f) sorgente prevalentemente frontale e laterale.

Un'ulteriore difficoltà nasce quando si incontra la dichiarazione di livello di pressione sonora misurato non in campo libero o camera anecoica, bensì in camera semiriverberante. Solitamente questa viene descritta dalla volumetria e dal tempo di riverberazione. A volte si trova l'informazione sulla superficie in pianta, dato pressoché inutile se non si ipotizza un'altezza media della camera di prova. Il tempo di riverberazione – pressoché sempre pari a 0,5 s – informa che la misura è avvenuta in una camera dotata di un certo fonoassorbimento: ciò non autorizza a supporre che il livello di pressione sia uguale in tutti i punti della camera come invece sembrerebbe da catalogo non trovando alcuna informazione sulla distanza di misura. Lasciando questo appunto, ciò che si può fare è calcolare il livello di potenza sonora L_w dell'unità secondo la seguente relazione valida per una misura di livello di pressione a distanza tale da ritenere il contributo riflesso preminente su quello diretto:

$$L_w = L_p - 10 \log \frac{4}{R} \quad (3)$$

dove R è la costante d'ambiente pari a:

$$R = \frac{A}{1-\alpha} \quad (4)$$

A è il potere fonoassorbente dell'ambiente e α è il coefficiente di assorbimento medio dell'ambiente. R ed A si misurano in metri quadri di finestra aperta: per esempio, 1 m² di materiale fonoassorbente con coefficiente di assorbimento α (numero adimensionale) pari a 0,5 presenta un potere fonoassorbente pari a 0,5 m². La costante d'ambiente fornisce quindi un'informazione sulla capacità fonoassorbente media di un ambiente. Conviene fare un esempio: si supponga che il livello di pressione dichiarato in camera semiriverberante di 85 m³ (potrebbe essere circa 6 x 5 x 2,8 m³ con una superficie totale S di circa 122 m²) con un tempo di riverberazione T di 0,5 s sia pari a 48 dB(A). È subito possibile calcolare il potere fonoassorbente utilizzando la seguente relazione che è altro non è che la relazione di *Sabine* invertita:

$$A = 0,16 \frac{V}{T} \quad (5)$$

Si ottiene un fonoassorbimento di circa 27 m², cioè un coefficiente di assorbimento medio $\left(\frac{A}{S}\right)$ di 0,22. In definitiva R risulta pari a circa 35 m² e il livello di potenza sonora della macchina a 57,5 dB(A). Ora per arrivare all'emissione in campo libero ($r=5$ m) si utilizzi la seguente, sempre valida per sorgente isotropa e puntiforme:

A 5 m con unità esterna appesa a muro ($Q=2$) il livello di pressione emesso

$$L_p = L_w - 20 \log r - 11 + 10 \log Q \quad (6)$$

potrebbe essere di 35,5 dB(A). Se appoggiata a terra vicino al muro ($Q=4$) la stima è di 38,5 dB(A).

5. LA VERIFICA SUL CAMPO

Per cercare di sanare i dubbi sorti nel paragrafo precedente si è operata una breve indagine sperimentale. Sono state misurate le emissioni sonore di due diverse unità esterne di due sistemi split di taglia diversa (potenza di raffreddamento 2,6 e 3,7 kW). La disposizione all'esterno è chiarita dalla Figura 4: le due unità esterne in esame (coppia superiore ad un'altezza di circa 1,5 m) sono installate a muro il quale però non si estende sopra di esse. L'unità di destra è in prossimità della facciata dell'edificio. Si può prevedere, quindi, un rinforzo nell'emissione sonora, soprattutto per l'unità di destra, rispetto ad una propagazione in campo libero.

Il dato dichiarato del costruttore è relativo al livello della pressione sonora a 1 m dall'unità: per l'unità di taglia maggiore (a sinistra) sono dichiarati 57 dB(A), mentre per l'unità di taglia minore (a destra) sono dichiarati 52 dB(A). Per operare un confronto immediato si è proceduto alla misura del livello di pressione alla stessa distanza a fronte dell'unità. Si è misurata poi l'emissione al raddoppio della distanza, sempre a fronte unità, e cioè a 2 e 4 m, per indagare sulla propagazione dell'onda sonora e sugli eventuali rinforzi prodotti da muro posteriore e laterale. I valori calcolati sono invece ottenuti partendo dal dato dichiarato dal costruttore a 1 m e applicando le relazioni (1) e (2) a distanze diverse. I risultati sono raccolti in Tabella 2.



Figura 4. Le due unità esterne (in alto) dei condizionatori split analizzati.

Tabella 2. Livelli di emissione [dB(A)] misurati a fronte unità per le due unità esterne analizzate confrontati con i livelli di emissione calcolati con due fattori di direzionalità.

		L_{em} misurato	L_{em} calcolato, $Q=1$	delta	L_{em} calcolato, $Q=2$	delta
sinistra	1 m	54,0	57	-3,0	60	-6,0
	2 m	51,5	51	0,5	54	-2,5
	4 m	48,0	45	3,0	48	0,0
destra	1 m	53,5	52	1,5	55	-1,5
	2 m	48,0	46	2,0	49	-1,0
	4 m	44,0	40	4,0	43	1,0

Partendo dall'unità sinistra, la prima osservazione è relativa al valore dichiarato che è 3 dB superiore al valore misurato nella stessa posizione a fronte unità (colonna $Q=1$). Allontanandosi dall'unità, e potendola assimilare in tal modo ad una sorgente puntiforme, si nota che i valori misurati si mantengono superiori fino ai 3 dB a 4 m. A tale distanza, introducendo un fattore di direzionalità pari a 2, lo scarto tra valore misurato e calcolato è nullo.

Più significativi appaiono i risultati per l'unità di destra. Nei risultati a 1 m con $Q=1$, il valore misurato è 1,5 dB superiore a quello dichiarato e come prima lo scostamento si amplifica fino ai 4 dB a 4 m. Ipotizzando poi un fattore di direzionalità pari a 2, l'allineamento tra i valori misurati e calcolati è molto buono.

È possibile quindi evidenziare che a 1 m di distanza a fronte dell'unità i valori dichiarati sono inferiori per l'unità di taglia maggiore e leggermente superiori per quella di taglia minore: tali scostamenti possono essere riconducibili ad una diversa posizione di misura che ad 1 metro di distanza potrebbe determinare variazioni consistenti nell'emissione sonora fortemente direzionale. Questo è confermato dalla sovrastima dei valori calcolati a 1 m di distanza aggiungendo 3 dB, cioè con $Q=2$: infatti, si cade nell'errore chiarito dagli esempi (c) e (d) della Figura 3. Nel caso di emissione prevalentemente frontale si è già in presenza di un fattore di direzionalità intrinseco: trascurando questa caratteristica si rischia di sovrastimare l'emissione nel caso di installazione su un piano posteriore riflettente. A distanza superiore il contributo delle riflessioni non è trascurabile: bisogna far notare però che nel caso in esame si è lontani dalla situazione ideale dell'emissione su piano riflettente, alla quale si avvicina l'emissione della macchina di sinistra, o dell'emissione all'incrocio di due piani riflettenti, alla quale si avvicina, ma in misura minore, l'emissione della macchina di destra. Certo è che in sostanza quello che si è misurato è un rinforzo quantificabile con un fattore di direzionalità di 2 però riferito ad un'emissione già intrinsecamente direzionale. È un risultato che per entrambe le macchine nasce dalla media di tutte le riflessioni presenti, compresa quella della pavimentazione, e dalle caratteristiche direzionali dell'emissione di tali unità.

Va sottolineato che nelle applicazioni pratiche la zona in cui si può trovare il recettore (o soggetto disturbato) è probabilmente ad una certa distanza (alcuni metri dalla macchina), mai ad un solo metro. Ne deriva l'importanza di una stima corretta a distanze di 4-5 metri in su, quando la sottostima del calcolo, senza ipotizzare alcun

rinforzo, può essere di alcuni decibel.

Per indagare sulla direzionalità nell'emissione sonora, l'indagine sperimentale svolta è continuata andando a misurare il livello di pressione a 1 m di distanza in posizione laterale. Per l'unità di taglia maggiore sono stati misurati 52,5 dB(A), contro i 54 fronte unità, e per l'unità di taglia minore 51,5 dB(A), contro i 53,5. Si conferma, pertanto, la direttività frontale nell'emissione, ma si nota un'emissione laterale non trascurabile. Per quanto riguarda, l'emissione posteriore, non è stato naturalmente possibile effettuarne la misura, ma è presumibile che sia minore di quella frontale.

Si è verificato quindi che la previsione dell'emissione a partire dalla sola informazione del livello di pressione sonora a fronte unità è quanto mai difficile. L'informazione che manca è in definitiva quella della potenza sonora integrata necessariamente dalle caratteristiche direzionali misurate in campo libero nelle diverse direzioni di propagazione.

6. LA PREVISIONE A PARTIRE DALLA POTENZA SONORA

Alla discussione qui intrapresa manca la conclusione logica: le prestazioni acustiche dichiarate dal costruttore di sistemi split per l'unità esterna sono utilizzabili per prevedere l'emissione sonora della macchina installata in opera?

Il dato relativo al livello di pressione ad 1 m fronte unità permette di operare solo una valutazione di massima che perde validità appena non sia possibile almeno assimilare un'emissione uniforme in tutte le direzioni. Dalle misure effettuate si è rilevata una direzionalità frontale e un'emissione non trascurabile lateralmente, ma certo non si è effettuata un'indagine approfondita come potrebbe essere quella intensimetrica, però in campo libero. Un tale tipo di indagine effettuata sul sito in esame non riuscirebbe a distinguere per esempio il contributo posteriore proprio perché questo si riflette sul muro andando così a mischiarsi con l'emissione laterale e frontale. La tecnica intensimetrica permette, infatti, di quantificare l'emissione su ogni singola faccia della sorgente a patto che queste siano tutte accessibili e sufficientemente lontane da piani riflettenti.

Più utile del livello di pressione sonora a 1 m fronte unità, è l'informazione sul livello di potenza sonora dell'unità. Naturalmente, le cose sono semplici nel caso di emissione isotropa ad una distanza tale da poter ipotizzare una sorgente puntiforme e sono riassunte nel grafico di Figura 5 dove in funzione della distanza dalla sorgente e al variare del livello di potenza sonora vengono forniti i livelli di emissione sonora. Tali livelli sono confrontabili con i corrispondenti limiti vigenti per il periodo notturno [4] per le diverse classi acustiche in cui è suddiviso il territorio. Come indicato per ottenere i limiti diurni è sufficiente aggiungere 10 dB, tranne per la classe VI per la quale il limite diurno e notturno coincidono. Nel caso di installazione su un piano riflettente o all'incrocio di due o tre piani riflettenti è necessario aggiungere al livello mostrato dalle curve rispettivamente 3, 6 e 9 dB.

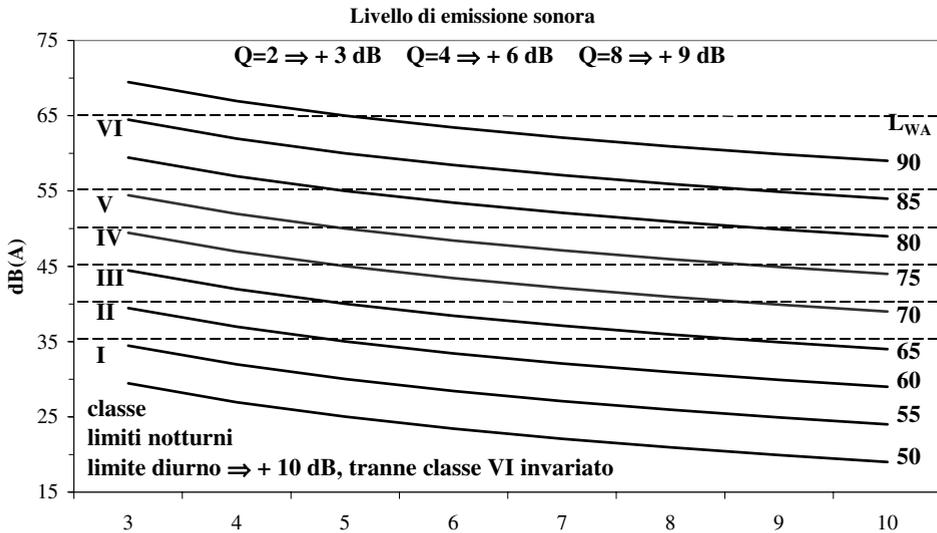


Figura 5. Livelli di emissione sonora in funzione della distanza e al variare della potenza sonora della sorgente confrontati con i corrispondenti limiti legislativi al variare della classe acustica.

Conviene fare un esempio. Si ipotizzi di installare un'unità esterna, per la quale sia dichiarato un livello di potenza sonora di 65 dB(A), su una parete esterna ($Q=2$). Il recettore più vicino sia a 7 m. Entrando nel grafico sulla curva corrispondente a $L_{WA}=65$ dB(A) in corrispondenza di 7 m è possibile leggere un livello di emissione di 37 dB(A). Aggiungendo 3 dB in virtù dell'installazione a parete, si ottengono 40 dB(A). Si ottiene che una tale installazione sarebbe appena conforme ai limiti di emissione notturni per la classe II. Se la stessa macchina fosse installata appoggiata a terra e alla facciata esterna il limite della classe II sarebbe oltrepassato.

Se la discussione fin qui condotta si è dimostrata sufficientemente chiara, si dovrebbe intuire che le cose non sono così semplici. Partendo dal dato della potenza sonora e installando una sorgente che abbia le caratteristiche direzionali come quelle dell'esempio (c) di Figura 3, il fattore di direzionalità frontale da applicare sarebbe di per sé 2,8 e nel caso di muro posteriore riflettente salirebbe a 3,2. Ecco che ai 37 dB(A) relativi ad una emissione uniforme in tutte le direzioni è necessario sommare circa 5 dB, cioè $10\log(3,2)$. Il risultato è 42 dB(A), cioè la sorgente sonora non risulterebbe conforme al limite di emissione notturno per la classe II.

Si capisce così che è essenziale conoscere innanzitutto il fattore di direzionalità intrinseco della sorgente, misurato in campo libero, per almeno le 6 direzioni principali, cioè frontale, posteriore, laterale destra e sinistra, superiore ed inferiore. L'informazione completa però potrebbe essere quella fornita da un grafico polare della direzionalità, fornito su due piani. Un esempio si trova nei grafici di Figura 6.

Qualche esempio ne chiarirà l'applicazione.

Nel caso più semplice di emissione in campo libero, su un piano xy a metà altezza, e frontalmente ($\alpha=0^\circ$) il fattore di direzionalità è pari a circa 1,75, lateralmente ($\alpha=90^\circ$) vale circa 0,75 e posteriormente ($\alpha=180^\circ$) vale 0,5. Per calcolare il valore ad una altezza

diversa, per esempio ad un angolo β di 45° , nel grafico polare yz si trova un fattore circa pari a 1. Facendo l'ipotesi che su piani orizzontali diversi la direzionalità vari con la stessa curva del piano a metà altezza, è possibile rapportare il fattore di direzionalità con la seguente:

$$Q_{\alpha,\beta} = \frac{Q_\beta}{Q_{\alpha=0^\circ}} Q_\alpha \quad (7)$$

Per un'emissione frontale ($\alpha=0^\circ$, $\beta=45^\circ$), si ottiene $Q=1$; per un'emissione laterale ($\alpha=90^\circ$, $\beta=45^\circ$) si ottiene $Q=0,43$; per un'emissione posteriore ($\alpha=180^\circ$, $\beta=45^\circ$) si ottiene $Q=0,29$.

Tutto ciò per il campo libero. Appena la sorgente venga installata su di un piano riflettente le cose si complicano. Il caso più comune è rappresentato da un muro posteriore: l'intensità sonora emessa in tale direzione viene riflessa e distribuita, almeno in prima ipotesi e per non appesantire eccessivamente il calcolo, in modo speculare.

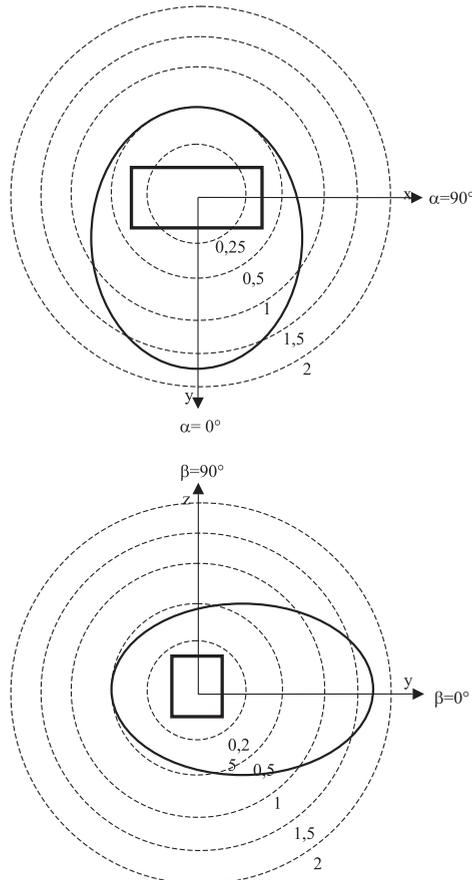


Figura 6. Esempio di grafico polare dei fattori di direzionalità per una sorgente sonora.
In alto: piano xy a metà altezza della sorgente (y direzione frontale). In basso:
piano yz a metà larghezza della sorgente (z direzione verticale).

Per l'emissione a mezz'altezza ($\beta=0^\circ$), lungo $\alpha=0^\circ$ la somma dei fattori di direzionalità è $1,75+0,5=2,25$, mentre rimane invariata l'emissione laterale. Per l'emissione con $\beta=45^\circ$, si deve tener conto che $Q_{\beta=0^\circ}$ vale appunto 2,25 è che Q_β è pari a circa $1+0,4=1,4$. Ecco che riapplicando la (7) si ottiene un fattore di direzionalità frontale ($\alpha=0^\circ$, $\beta=45^\circ$) di 1,4 e laterale ($\alpha=90^\circ$, $\beta=45^\circ$) di 0,47.

È opportuno far notare a questo punto che la metodologia presentata vale naturalmente per una distanza tale da poter considerare la sorgente puntiforme. Consci di questo, avendo a disposizione le informazioni relative al livello di potenza sonora dell'unità esterna, da inserire nel grafico di Figura 5, e relative alle caratteristiche direzionali intrinseche della sorgente e dell'installazione, da utilizzare nei grafici polari della Figura 6, è chiaro che è possibile produrre una stima con una valenza certamente superiore di quella ottenuta partendo da un singolo valore di pressione sonora. Il prezzo che si paga è una complessità maggiore nell'elaborazione, ma il limite attualmente risiede nella disponibilità di tali informazioni.

Conviene comunque proporre l'applicazione con un esempio, ipotizzando la direzionalità nell'emissione sonora descritta della Figura 6, sperando che in un futuro non troppo lontano qualche costruttore inizi a fornire anche questo tipo di informazione.

Si parta proprio dalla parte dell'utente che ha individuato il luogo di installazione e che vuole acquistare un'unità esterna con un'emissione conforme ai limiti legislativi vigenti.

Il primo esempio si riferisce all'installazione sulla facciata esterna dell'edificio: i possibili recettori siano a fronte dell'unità, per esempio l'edificio di fronte, e in posizione laterale, per esempio un terrazzo dell'appartamento attiguo. Si supponga che i recettori siano posti ad un'altezza superiore, ad un angolo di 45° rispetto l'orizzontale della sorgente sonora. Nei conti appena fatti in definitiva si deve considerare un fattore di direzionalità di 1,4 e 0,47 rispettivamente per i 2 recettori. A questo punto, nota la distanza in linea d'aria tra sorgente e recettore, 5 e 3 metri rispettivamente, è possibile procedere all'individuazione della massima potenza sonora ammessa per esempio in classe acustica II, il cui limite notturno è 40 dB(A). Partendo dal recettore frontale a 5 m, per utilizzare il grafico di Figura 5 dal limite di 40 dB(A) deve essere sottratto il rinforzo per il fattore direzionale, cioè $10\log(1,4)=1,5$ dB. Si arriva a 38,5 dB(A). A 5 m nel grafico tale valore corrisponde ad un livello di potenza sonora di 63,5 dB(A). Il tutto può essere fatto anche per mezzo della seguente:

$$L_{WA} = L_e + 20 \log r + 11 - 10 \log Q \quad (8)$$

dove L_e è il limite di emissione. Per il recettore laterale a 3 m, si entri nel grafico con 43,3 dB(A): il valore maggiore di 40 dB(A) nasce da un fattore di direzionalità minore di 1. Si arriva ad un livello di potenza sonora ammesso di 63,8 dB(A). In definitiva il vincolo più stringente è sul recettore frontale: il livello di potenza sonora massimo ammesso per l'unità esterna è di 63,5 dB(A).

Un secondo esempio è quello dell'installazione a terrazzo, cioè con l'unità posizionata lungo il lato corto del terrazzo con la parte frontale verso l'interno. Sia presente un recettore posteriore (rispetto l'unità esterna) a 3 m circa alla stessa altezza

(per esempio un altro terrazzo), un recettore frontale su di un altro terrazzo a 5 m ed uno laterale sempre a 5 m. L'unica correzione da introdurre per la vicinanza di piani riflettenti è quella relativa alla facciata dell'edificio in quanto i recettori sono sullo stesso piano orizzontale e quindi il rinforzo legato al piano del terrazzo è trascurabile. Nel piano xy , rispettivamente per i 3 casi si legge per $\alpha=180^\circ$ un fattore di 0,5, per $\alpha=0^\circ$ un fattore di 1,75 e per $\alpha=270^\circ$ si calcola un fattore di direzionalità pari a $0,75 \times 2 = 1,5$. Applicando la (8) i livelli di potenza sonora risultano 63,5, 62,5 e 63,2. Il vincolo è sul recettore posto frontalmente a 5 m: il livello di potenza sonora ammissibile è 62,5 dB(A).

Si potrebbe obiettare che tale valore è stato calcolato assimilando la sorgente puntiforme posizionata all'incrocio di due piani riflettenti; in realtà la sorgente presenta dimensioni proprie che, nella riconduzione semplificativa a puntiforme, determinano un posizionamento ad una certa distanza dal piano del terrazzo e dalla facciata esterna. Nulla cambia per le riflessioni laterali o posteriori, ma nell'ultimo esempio si introducono delle riflessioni frontali, dovute alla presenza del terrazzo che si sviluppa davanti alla sorgente e della facciata dell'edificio, che rinforzano il livello di pressione presso il recettore frontale. In pratica, ipotizzando sempre una riflessione speculare, è necessario aggiungere il fattore di direzionalità frontalmente 45° : sul piano xy per $\alpha=45^\circ$ è possibile leggere poco più di 1, mentre sul piano yz per $\beta=-45^\circ$ si legge poco meno di 1. In definitiva, si può tener conto di un rinforzo di 3 dB che abbasserebbe il massimo livello di potenza sonora ammissibile a 59,5 dB(A).

7. CONCLUSIONI

Sono state analizzate le problematiche di rumorosità immessa nell'ambiente esterno dalle unità motocondensanti di sistemi di condizionamento autonomi di tipo split. In particolare è stata criticata la stima del livello di emissione sonora a partire dal dato di livello di pressione sonora dichiarato dai costruttori. Si è constatata l'impossibilità di un calcolo affidabile che nasce da una dichiarazione in condizioni di campo acustico diverso da quello di installazione che non permette di riportare l'emissione sonora a distanza superiore di quella di riferimento, solitamente 1 metro.

Una metodologia più affidabile è legata alla conoscenza del dato sul livello di potenza sonora, oggi raramente dichiarato, integrato però dall'informazione sulla direzionalità intrinseca della sorgente sonora. Avvalendosi di grafici polari della direzionalità dell'emissione sonora e tenendo in considerazione eventuali riflessioni posteriori e laterali, nonché rinforzi sulla propagazione frontale è possibile ottenere una stima senz'altro più accurata dell'emissione sonora presso il soggetto disturbato. Allo stato attuale, tuttavia, tale informazione è del tutto assente nelle schede tecniche dei fornitori, ma appare costituire l'unica via per una valutazione preventiva del disturbo immesso nell'ambiente esterno, oggi tutelato da limiti legislativi ben precisi.

BIBLIOGRAFIA

1. Field, A., *Il mercato europeo della climatizzazione – L'Italia in prima posizione*, Costruire Impianti, n. 12, Aprile 2004.
2. EUROVENT 6/6:1990, *Packaged air conditioning units*.
3. EUROVENT 8/1:1981, *Acoustic measurements on machines and equipment in the free fields of large rooms on a hard reflecting plane*.
4. Decreto del Presidente del Consiglio dei Ministri del 14/11/1997, *Determinazione dei valori limite delle sorgenti sonore*, G.U. n. 280 del 01/12/1997.

La metodologia LCA per i sistemi impiantistici negli edifici

LIVIO DE SANTOLI

Centro Interdipartimentale Citer, Università La Sapienza di Roma

1. INTRODUZIONE

Un problema significativo che la società si trova a dover fronteggiare è quello di trovare un giusto equilibrio tra la salvaguardia dell'ambiente e i vantaggi apportati dall'utilizzo e dallo sfruttamento della tecnologia. Ciò si rende ancor più necessario in una società dove le esigenze di comfort ambientale vanno progressivamente aumentando e conseguentemente i mezzi ed i sistemi per la loro soddisfazione necessitano di tecnologie sempre più innovative e sofisticate.

Parallelamente è maturata l'attenzione nei confronti di problematiche di carattere ambientale, e quindi l'interesse per lo sviluppo di metodi e tecniche che permettano di comprendere, valutare e conseguentemente ridurre i possibili impatti ambientali dei prodotti realizzati.

Le politiche ambientali del prossimo futuro, anziché indirizzarsi su aspetti settoriali, dovranno considerare in modo integrato tutto il ciclo di vita dei sistemi produttivi, e tale deve essere considerato l'edificio. L'approccio di ciclo di vita Life-Cycle Thinking (LCT) fornisce uno strumento operativo per la valutazione degli impatti ambientali quale è l'Analisi del Ciclo di Vita (LCA).

In queste note si affronta più specificatamente il sistema impiantistico, rimandando a testi diversi quello della loro integrazione con l'involucro edilizio, [1], [2].

Nell'ambito della ricerca sui sistemi impiantistici gli studi effettuati, finalizzati alla diminuzione dell'impatto ambientale, hanno da sempre focalizzato l'attenzione quasi esclusivamente sull'analisi dei consumi energetici e delle conseguenti emissioni durante l'uso e la gestione.

Con l'introduzione del concetto di Embodied Energy, oltre all'energia consumata nella gestione del sistema, viene considerata anche l'energia utilizzata in tutti i processi che portano al prodotto finito, dall'estrazione alla lavorazione dei materiali che lo compongono fino all'assemblaggio del componente, permettendo in questo modo di confrontare le due principali fasi di produzione e di gestione energetica del prodotto.[1], [2].

I risultati di questi studi, da cui risulta che l'energia consumata nella produzione è dello stesso ordine di grandezza del consumo annuo dell'impianto, [3], [4], [5],

confermano l'importanza di valutare anche l'energia assegnata alla produzione dei componenti e di approfondire gli studi a riguardo.

Nello stesso tempo la complessità delle problematiche ambientali, non facilmente riconducibili ad un unico determinato fattore principale di inquinamento, ha presto messo in evidenza i limiti del metodo di valutazione legato all'Embodied Energy e delle altre metodologie che utilizzano un solo parametro di analisi; da queste esigenze nasce lo studio proposto di seguito, che ha come oggetto l'Analisi del Ciclo di Vita dei principali componenti impiantistici, tradizionali e non, e degli elementi accessori al sistema impiantistico.

2. IL LIFE CYCLE ASSESSMENT E IL METODO DEGLI ECO-INDICATORI

La valutazione ambientale del ciclo di vita, Life Cycle Assessment (LCA), è un metodo quantitativo di analisi e valutazione dell'impatto ambientale di prodotti e servizi, che riguarda l'intero ciclo di vita del prodotto: dall'estrazione e trattamento delle materie prime alla collocazione finale del prodotto dopo l'uso, analizzando ogni fase, dalla culla alla tomba (*from cradle to grave*), poiché ogni azione associata ad una fase può avere riflessi su fasi precedenti o successive, [6], [7], [8], [9], [10].

Attualmente esistono diversi metodi per compilare un LCA completo, in base alle quali si ottengono risultati diversi circa il reale impatto ambientale del prodotto o servizio considerato: in uno degli approcci più diffusi, la valutazione viene svolta sulla base di una definizione precisa e aprioristica del concetto di "ambiente" e delle problematiche ambientali definendo in maniera univoca i parametri che le influenzano, [11], [12].

L'analisi del ciclo di vita ha un oggetto. La norma ISO definisce l'oggetto della LCA il "sistema di prodotti", mentre la proposta SETAC lo intende come "processo o attività". Poiché però l'analisi ha il compito di valutare le ricadute sull'ambiente attraverso l'identificazione dei flussi di materia e di energia entranti ed uscenti dal sistema (di prodotto o di sistema), sarebbe più opportuno definire tale sistema più genericamente come "sistema industriale".

Una volta individuato il sistema industriale (addirittura a volte, nella sua configurazione più semplice, il sistema industriale può far coincidere il prodotto con il processo), è possibile individuare i relativi input e output attraverso una ipotetica superficie di confine.

In questa impostazione l'ambiente non è solo quello naturale definito dalla ecologia (l'ambiente visto come sistema, l'ecosistema), ma è rappresentato da tutto quello che è al di fuori del processo industriale, che con esso interagisce attraverso la superficie di confine.

L'identificazione dei flussi di energia e di materia attraverso il sistema industriale (in questo caso si parla di metabolismo industriale) può essere utilizzato per studiare le relative trasformazioni e valutare gli impatti negativi.

Come si nota nella Figura 1, i flussi entranti sono le risorse prelevate dalla natura ed i flussi uscenti, dopo le varie manipolazioni effettuate nel sistema, rappresentano l'inquinamento e i rifiuti che vengono scaricati nell'ambiente naturale.

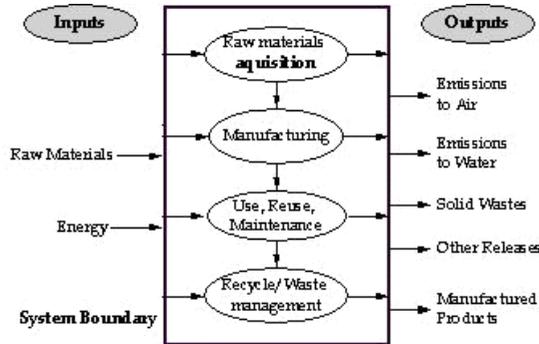


Figura 1 – L’ambiente fornisce materiale ed energia (input) e riceve inquinamento e rifiuti (output) dal sistema industriale

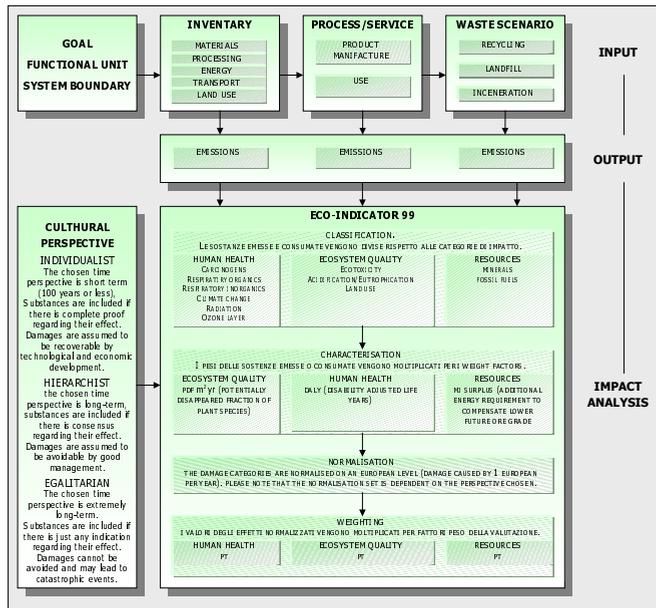


Figura 2 – Il metodo degli Eco-Indicatori

In questo lavoro è stato utilizzato il Metodo degli Eco-Indicatori applicato dal software SimaPro 5.0®, entrambi sviluppati dalla Pré (*Product Ecology Consultants*) per conto del Ministero dell’Ambiente olandese [13], [14], [15]. I parametri fisici, chimici e biologici legati all’attività dell’uomo vengono riassunti in tre categorie di danno ambientale: la Salute Umana, la Qualità dell’Ecosistema e l’Impoverimento delle Risorse e successivamente in undici categorie di impatto, (Figura 2).

I valori definiti nelle rispettive unità di misura nelle tre categorie di danno vengono normalizzati rispetto ad un valore medio di riferimento che è il danno medio annuo. Nel

presente lavoro si prevede un peso uguale per le tre categorie di danno.

L'ultima fase, quella di valutazione vera e propria, è necessaria per poter rendere confrontabili i dati normalizzati rapportandoli ad un'unica unità di riferimento (un punteggio), in grado di descrivere compiutamente l'analisi ambientale, [16], [17], [18].

3. COSTRUZIONE DI UNA BANCA DATI

Il primo passo è stato quello di mettere a punto una Banca Dati dei vari processi (materiali e loro dismissione, lavorazioni, trasporti, occupazione del suolo, consumi) necessari a descrivere compiutamente il prodotto finito. Sono stati utilizzati dati provenienti sia da rilevamenti diretti, che da stime e dalla letteratura, aggiornando ed omologando alcuni valori specifici alla realtà italiana. I dati utilizzati per i processi non considerano gli LCA dei macchinari necessari per le lavorazioni, i trasporti, etc.

I processi relativi ai materiali che costituiscono gli elementi impiantistici, si riferiscono all'unità di massa (chiamata unità funzionale), e comprendono tutti i processi che portano dall'estrazione della materia prima al materiale lavorato.

Nella Tabella 1 sono riportati, oltre all'analisi del danno causato nella fase di produzione di ciascun materiale, i valori ottenuti delle principali emissioni in aria, il consumo d'acqua durante i processi e l'Embodied Energy di ciascun materiale, ottenuti per unità di massa.

Tabella 1. Analisi del danno ambientale della fase di produzione di alcuni materiali.

Material	Total Pt	Human Health Pt	Ecosystem Quality Pt	Resources Pt	PE Primary Energy (MJ/kg)	Water kg	Co ₂ To Air Kg	So ₂ To Air g	No _x To Air g
Steel	0,63	0,14 (22%)	0,05 (8%)	0,44 (70%)	75,64	9,7	8,12g	29	3
Aluminium	0,81	0,23 (28%)	0,02 (2%)	0,56 (70%)	174,7	X	8,22	X	X
Copper	3,5	0,87 (25%)	0,12 (3%)	2,51 (72%)	89,98	0,126	7,51	673	24
Brass ^{**}	2,3	0,55 (24%)	0,08 (4%)	1,7 (72%)	82,95	29,3	6,13	409	20
Cast Iron	0,14	0,02 (19%)	0,002 (2%)	0,11 (79%)	33,2	2	2,9	1	3
PE [*]	0,33	0,03 (11%)	0,006 (2%)	0,29 (87%)	79,43	9,5	0,94	X	10
PVC [*]	0,22	0,04 (20%)	0,006 (3%)	0,17 (77%)	53,55	X	2	X	9
PUR ^{**}	0,78	0,18 (23%)	0,019 (3%)	0,58 (74%)	103,36	201	5,23	3	26
Glass	0,09	0,01 (12%)	0,002 (2%)	0,08 (86%)	12,96	19,5	0,996	X	X
Carton ^{**}	0,14	0,02 (16%)	0,006 (4%)	0,11 (80%)	12,5	60,5	1,09	X	X
EPS [*]	0,45	0,05 (12%)	0,006 (1%)	0,39 (87%)	82,04	175	2,4	0,031	12

^{*} il processo considera al suo interno il danno arrecato dai trasporti e dall'occupazione del suolo

^{**} il processo considera al suo interno solamente il danno arrecato dall'occupazione del suolo

L'analisi ambientale della sola fase di produzione dei materiali utilizzati penalizza in particolar modo i prodotti metallici. Essi infatti sono caratterizzati da un punteggio notevolmente più elevato, in tutte le categorie di danno, delle sostanze plastiche, a causa sia dell'elevato consumo di energia necessaria per l'estrazione e la lavorazione della materia prima e di risorse minerarie, sia per l'emissione di sostanze inorganiche dannose per la salute umana, per esempio l'anidride solforosa liberata nell'aria durante il processo di purificazione del rame.

Nel bilancio ambientale totale dei sistemi impiantistici è necessario tenere in considerazione i danni arrecati dai trasporti dei semilavorati e del prodotto finito, su ferro

e su gomma, assegnando loro un carico ambientale dovuto alle emissioni, al consumo di carburante e all'utilizzo delle reti infrastrutturali (vedi Tabella 2), e dall'occupazione del suolo, intesa come azione antropica che provoca effetti sull'ecosistema, che provoca una riduzione del numero di specie animali e vegetali rispetto alle condizioni originarie (Tabella 3).

Tabella 2. Analisi del danno ambientale della fase di trasporto.

	Total Pt	Human Health Pt	Ecosystem Quality Pt	Resources Pt	So ₂ To Air Mg	No _x To Air g	Co ₂ To Air g
Treno	0,00739	0,00195 (26,38%)	0,000438 (5,929%)	0,005 (67,69%)	46,2	0,269	81,5
Camion lunga distanza	0,0088	0,0035 (39,74%)	0,000646 (7,343%)	0,00465 (52,91%)	231	1,34	83,1

Tabella 3. Analisi del danno ambientale della fase dell'uso del suolo.

	Total Pt	Human Health Pt	Ecosystem Quality Pt	Resources Pt
Occupazione del suolo della discarica	0,0747	x	0,0747 Pt	x
Occupazione del suolo delle industrie	0,0545	x	0,0545 Pt	x
Occupazione del suolo delle reti infrastrutturali	0,0545	x	0,0545 Pt	x

Per fornire un giudizio completo sui materiali è necessario analizzare anche il danno causato dal recupero o dalla dismissione in discarica.

Il processo di recupero consente un ciclo di vita circolare della materia prima, ma non del prodotto finito, che viene reinserita nel ciclo produttivo evitandone la produzione ex-novo, pur considerando la perdita fisiologica di peso e qualità.

Per questo motivo nel bilancio ambientale il valore relativo a questo processo risulta negativo, come vantaggio apportato all'ambiente, diminuito del peso del danno arrecato dai processi di trasporto, lavorazione e occupazione del suolo, necessari a reinserire il materiale nel ciclo (Tabella 4).

Come ipotesi alternativa al recupero è stato creato anche un processo di dismissione in discarica unico per tutti i materiali, calcolato come media dei danni di ogni singolo materiale.

Infine occorrerà considerare i processi che definiscono i consumi di energia termica e di energia elettrica, necessari sia durante le lavorazioni che durante la fase di gestione degli impianti.

Nel lavoro è stato considerato che il consumo di 1 MJ di energia elettrica è composto dalla sommatoria delle quote parti di energia elettrica, prodotta in Italia ed importata dall'estero, derivante dai diversi combustibili o da fonti rinnovabili, nelle proporzioni indicate in [19].

Tabella 4. Analisi del danno ambientale della fase di dismissione di alcuni materiali.

Damage category	Total Pt	Human Health Pt		Ecosystem Quality Pt		Resources Pt		danno evitato/ danno prodotto %
Recupero Acciaio	-0,501	-0,114	(-22,85%)	-0,0458	(-9,135%)	-0,341	(-68,01%)	79 %
Recupero Alluminio	-0,713	-0,206	(-28,91%)	-0,0168	(-2,352%)	-0,49	(-68,74%)	88 %
Recupero Rame	-3,24	-0,824	(-25,47%)	-0,0912	(-2,819%)	-2,32	(-71,71%)	93 %
Recupero Ottone	-2,21	-0,525	(-23,79%)	-0,0807	(-3,655%)	-1,6	(-72,56%)	94 %
Recupero Ghisa	-0,0631	-0,00963	(-15,27%)	0,00104	(1,644%)	-0,0545	(-86,37%)	44 %
Recupero PE	-0,292	-0,0291	(-9,947%)	-0,00453	(-1,55%)	-0,259	(-88,5%)	88 %
Recupero PVC	-0,191	-0,0379	(-19,82%)	-0,00514	(-2,689%)	-0,148	(-77,49%)	85 %
Recupero PUR	-0,726	-0,167	(-23,04%)	-0,0177	(-2,435%)	-0,541	(-74,52%)	92 %
Recupero Vetro	-0,0468	-0,00117	(-2,507%)	-0,00007	(-0,1483%)	-0,0456	(-97,34%)	49 %
Recupero Cartone	-0,118	-0,017	(-14,37%)	-0,00526	(-4,454%)	-0,0959	(-81,17%)	84 %
Recupero EPS	-0,384	-0,0461	(-12,02%)	-0,00714	(-1,861%)	-0,33	(-86,12%)	85 %
Discarica Materiali								

Tabella 5. Analisi del danno ambientale della fase di gestione energetica.

	Functional Unit	Pt/MJ
Natural gas	1 MJ	0,00639
Electricity	1 MJ	0,014

4. LCA DEI COMPONENTI IMPIANTISTICI

La Banca Dati è stata utilizzata per comporre i processi relativi ai principali componenti impiantistici e agli elementi accessori (elementi di distribuzione, terminali, etc.), facendo riferimento ai valori medi di produzione delle principali aziende produttrici italiane. [20].

Per quanto riguarda la dismissione dei componenti sono stati utilizzati i dati presentati in [21], dove risulta che la quasi totalità degli elementi metallici viene riciclato, mentre la maggior parte dei componenti di materia plastica o isolante viene smaltita in discarica. Per quanto riguarda lo smaltimento degli imballaggi, sono stati considerati i valori indicati nella Direttiva Europea 94\62\CE.

Nella Tabella 6 sono riportati i valori conclusivi delle analisi relative al ciclo di vita dei componenti impiantistici, degli elementi di distribuzione e degli elementi terminali.

Da tali valori sarà possibile “assemblare” il sistema impiantistico e, considerando anche i valori della relativi ai consumi energetici durante la vita utile dell’impianto, ottenere il suo LCA completo.

Nel punteggio dei singoli componenti del sistema impiantistico occorre infine considerare che il ciclo di vita di alcuni elementi è inferiore di quello relativo all’intero impianto e quindi risulta necessario considerare il costo ambientale dovuto alla loro sostituzione, [23], [24], [25].

La Figura 3 mostra il processo nel caso di un generatore di calore, ottenuto considerando i dati delle tabelle precedenti. Il punteggio complessivo del danno ambientale prodotto dalla intera produzione di una caldaia vale 5.55 Pt/kW (confronta anche la Tabella 6), suddivisi nelle seguenti quote:

- materiali per il 74,6%
- lavorazioni dei materiali per 25,06%
- trasporti per lo 0,34%
- uso del suolo per lo 0,2 per mille

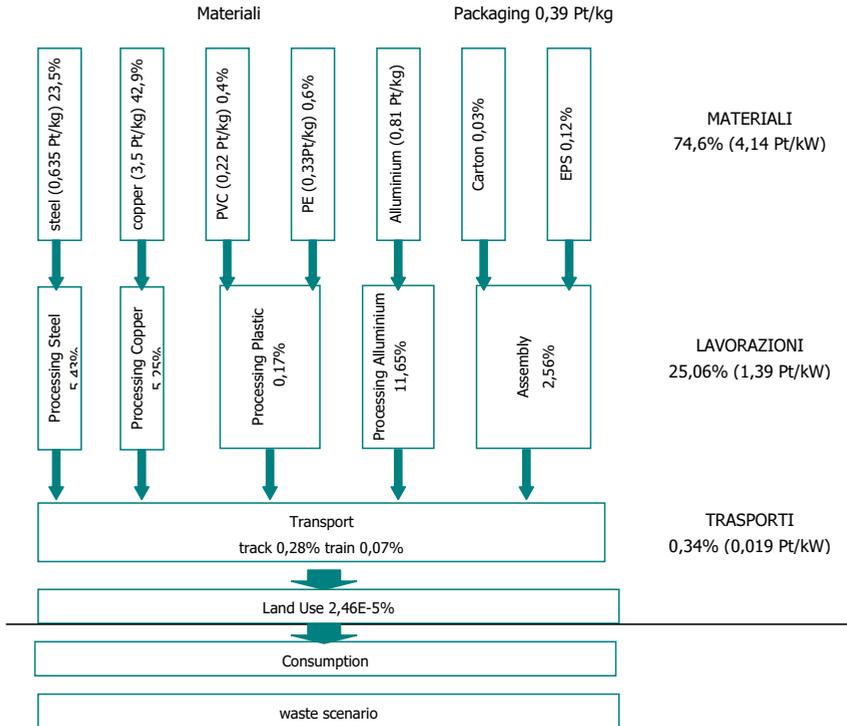


Figura 3 – Schema del processo relativo alla produzione per la quota parte pari ad 1 kW di una caldaia a condensazione in acciaio

Tabella 6. Analisi del danno ambientale dei componenti di impianto.

LCA dei componenti

COMPONENT	kg/kW	MATERIAL	x (%)	Materials Damage Pt/kg	Processing Damage Pt/kg	Transport Damage in Pt/kW	Land Use Damage in Pt/kW	Total production Damage Pt/kW	Waste Scenario Pt/kW	Pt/kW	
BOILER	3	Steel	60	0,635	0,147	0,019	1,36E-6	5,55	-3,54	2,23	
		Copper	20	3,5	0,429						
		PVC	3	0,225	0,429						
		PE	3	0,331	0,0473						
		Alluminium	14	0,812	1,35						
		Packaging	/	0,391	/						
Assembly	(scarti)	/	0,142	/							
BURNER	0,4	Steel	100	0,635	0,147	0,00263	0,00218	0,417	-0,201		
		Copper	/	3,5	0,429						
		Rubber	/	/	0,245						
		Packaging	/	0,391	/						
		Assembly	(scarti)	/	/						
		Assembly	(scarti)	/	/						
PUMPS	30	Cast Iron	94	0,143	0,147	0,194	0,00218	12	-2,47	9,53	
		Steel	3	0,635	0,147						
		Carbon Fibre	3	1,82	/						
		Packaging	/	0,391	/						
		Assembly	(scarti)	/	/						
		Assembly	(scarti)	/	/						
HEAT PUMPS	12	Steel	49	0,635	0,147	0,0835	0,000136	26,6	-17,4	9,2	
		Copper	30	3,5	0,429						
		Alluminium	15	0,812	1,35						
		PVC	3	0,225	0,429						
		PUR	3	0,77	0,245						
		Packaging	/	0,391	/						
Assembly	(scarti)	/	0,797	/							
SOLAR COLLECTOR (Area: 1 m ²)	20	Alluminium	30	0,812	1,35	0,132	0,055	51	-33,07	17,8	
		Copper	40	3,5	0,429						
		Pur	3	0,77	0,245						
		Glass	27	0,095	0,073						
		Packaging	/	0,391	/						
		Assembly	(scarti)	/	1,53						/
UTA (1 m ³ /h)	0,12	Steel	65	0,635	0,147	0,0007	1,3E-6	0,2	-0,12	0,08 Pt/(m ³ /h)	
		Alluminium	20	0,812	1,348						
		Copper	14	3,5	0,429						
		Cellulose	1	/	/						
		Packaging	/	0,391	/						
		Assembly	(scarti)	/	9,8E-4						/
RESERVOIR (lt)	0,4kg/lt	Steel	85	0,635	0,147	0,0026	1,09E-8	0,46	-0,18	0,28 Pt/lt	
		Alloy	5	0,812	0,147						
		PUR	10	0,77	0,245						
		Packaging	/	0,391	/						
		Assembly	(scarti)	/	9,8E-4						/
		Assembly	(scarti)	/	9,8E-4						/

LCA degli elementi di distribuzione

COMPONENT	Materials Damage Pt/kg	Processing Damage Pt/kg	Transport Damage in Pt/kg	Land Use Damage in Pt/kg	Total production Damage Pt/kg	Waste Scenario Pt/kg	Pt/kg
Steel Pipe	0,64	0,2	0,006	9,11E-6	0,837	-0,496	0,341
Copper Pipe	3,5	0,612	0,006	9,11E-6	4,118	-3,2	0,918
PE Pipe	0,331	0,0473	0,00616	9,11E-6	0,384	-0,016	0,368
PUR Pipe	0,787	0,0473	0,00616	9,11E-6	0,84	-0,0467	0,794
Galvanized Plate Air Duct	0,64	0,24	0,006	9,11E-6	0,88	-0,496	0,384
Brass Valves	2,34	0,06	0,006	9,11E-6	2,41	-2,19	0,22

LCA degli elementi terminali

COMPONENT	Kg/kW	Materials Damage Pt/kW	Processing Damage Pt/kW	Packaging Damage Pt/kW	Transport Damage Pt/kW	Land Use Damage Pt/kW	Total production Damage Pt/kW	Waste Scenario Pt/kW	Pt/kW
Steel Radiator	18	11,5	1,85	0,006	0,107	0,00218	13,4	-8,93	4,47
Alluminium Radiator	10	7,67	4,18	0,006	0,059	0,00218	11,9	-7,05	4,85
Cast Iron Radiator	60	8,57	10,1	0,006	0,357	0,00218	18,76	-3,56	15,2
Ventilconvettore	4	4,15	2,06	0,07	0,024	1,36E-6	6,22	-3,46	2,76
Radiant Floor	8	2,65	0,602	0,138	0,0493	7,29E-5	3,17	-0,132	3,31

5. IL CASO DI UN IMPIANTO DI RISCALDAMENTO

A titolo di esempio di seguito è riportato un modello di valutazione del ciclo di vita di tre diverse tipologie di impianti di riscaldamento (impianto tradizionale, impianto solare con sistema ausiliario, impianto a pompa di calore con sistema ausiliario), per un edificio residenziale ubicato a Roma. Viene considerato un appartamento di 100 m², e tutte le valutazioni sono effettuate per unità di volume.

La potenza termica complessiva del generatore di calore viene calcolata secondo la normativa vigente.

In tutti i casi sono presenti una caldaia a condensazione in acciaio ed un bruciatore. Tutti i componenti sono considerati nelle quantità riportate in Tabella 7.

Tabella 7 – Componenti considerati nelle tre configurazioni impiantistiche

Componenti	Pompa di calore	Collettore solare	Impianto tradizionale
Caldaia	0,014 kW/m ³	0,014 kW/m ³	0,014 kW/m ³
Bruciatore	0,014 kW	0,014 kW/m ³	0,014 kW/m ³
Pompe	4,2E-5 kW	8,4E-5 kW/m ³	4,2E-5 kW/m ³
Tubi (acciaio e isolamento)	0,367 kg/m ³	0,367 kg/m ³	0,367 kg/m ³
Tubi (rame e isolamento)		0,048 kg/m ³	
Radiatori			0,0176 kW/m ³
Pavimento radiante	0,84 kg/m ³	0,84 kg/m ³	
Pompa di calore	0,014 kW/m ³		
Collettore solare		0,04 m ² /m ³	
Serbatoio		2 lt/m ³	

Per il calcolo del consumo annuo di energia termica si fa riferimento alla norma EN 832 dalla quale si deduce che il fabbisogno di energia primaria per il riscaldamento annuale dell'unità di volume è pari a: 67,5 MJ

Per quanto riguarda le pompe di calore, si è ipotizzato che la pompa fornisca indicativamente il 40% del fabbisogno di energia termica, con un coefficiente medio di resa stagionale (C.O.P.) assunto pari a 3; mentre la quota parte non soddisfatta viene fornita dal sistema ausiliario. L'energia elettrica associata al funzionamento della pompa di calore risulta pari a 8,7 MJ/ m³.

Applicando la metodologia descritta, la Figura 4 mostra il confronto delle valutazioni dei cicli di vita dei tre impianti. L'impianto solare causa il minore danno ambientale, circa la metà, in termini di punteggio complessivo, dell'impianto tradizionale. Allo stesso tempo, essendo il vantaggio non ugualmente distribuito nelle tre categorie di danno, la soluzione tradizionale non risulta essere quella più penalizzata per la Qualità dell'Ecosistema, vista la grande fetta di elettricità spesa dalle altre due configurazioni (specialmente per i componenti in rame). Per la Salute Umana l'impianto tradizionale è responsabile di un danno inferiore a quello della pompa di calore (0,92 contro 1,29 Pts), viste le superiori quantità di emissioni di NOx and SOx di questa ultima configurazione impiantistica.

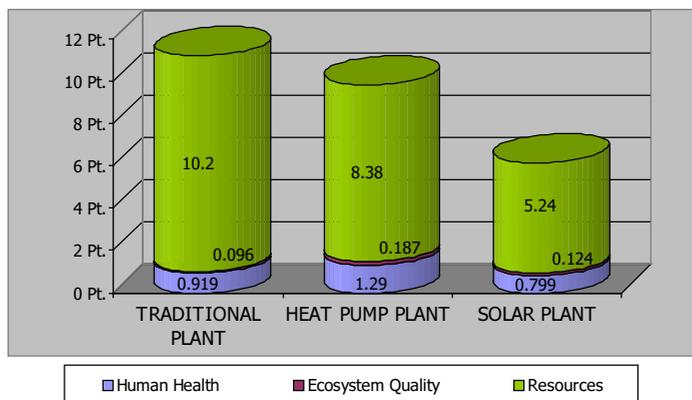


Figura 4 – Suddivisione del danno ambientale dei tre impianti in categorie di danno

Le tre valutazioni messe a confronto presentano nel corso della LFS (Technical Lifespan) di 25 anni un andamento dei danni ambientali riportati nel grafico di Figura 5.

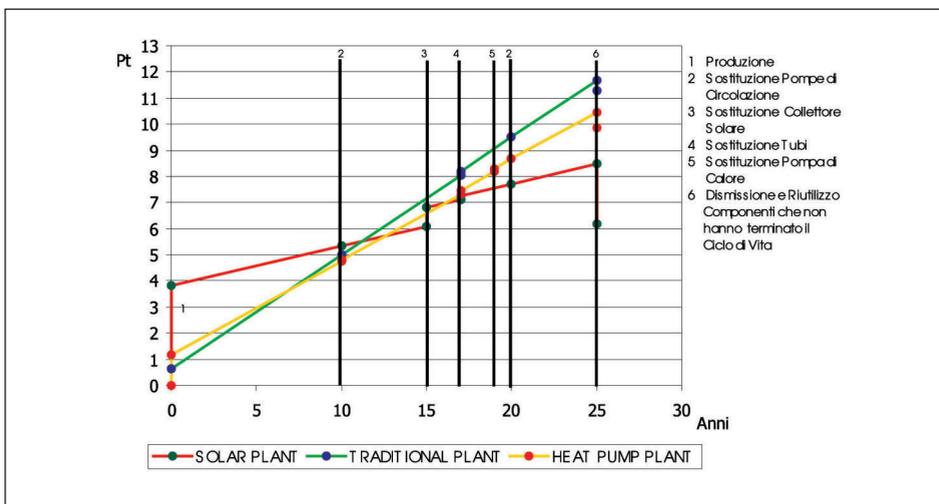


Figura 5 - Andamento del danno ambientale dei tre impianti in un Ciclo di Vita di 25 anni

Dal grafico risulta che dopo un arco di tempo pari a 10 anni il danno ambientale provocato dalla produzione dei componenti e dalla gestione energetica nei tre impianti considerati è pressoché uguale, anche se mostrano un andamento diverso.

Nel restante periodo di vita dell'impianto le differenze tra le tre valutazioni del danno diventano significative, occorre sottolineare comunque il fatto che la scelta dell'impianto più vantaggioso deve tenere in considerazione la durata prevista del ciclo di vita totale del sistema, nonché la durata di ogni componente, e la sua necessaria sostituzione

La fase di produzione (fase 1 nella Fig. 5) dell'impianto solare produce un danno

quantificato in 3,84 Pts, quasi uguale a quello causato dalla sua gestione energetica nei 25 anni: infatti, il punteggio finale di 8,48 Pts senza il recupero dei materiali si riduce a 4,64 Pts se non si considera la fase di produzione (-3,84), la sostituzione dei collettori dopo 15 anni (-0,71) e le altre sostituzioni (-0,1). Il basso impatto ambientale della fase di produzione dell'impianto tradizionale (0,64 Pts) è dello stesso ordine di grandezza del valore dato per il suo consumo stagionale: 0,43 Pts ottenuti come. $(11,68-0,64)/25$.

Dopo 25 anni l'impianto con collettori solari raggiunge un danno finale di 6,16 Pts dopo aver considerato il vantaggio ambientale del recupero finale, mentre l'impianto tradizionale ha un punteggio complessivo pari a circa il doppio (11,3 Pts). La pompa di calore è caratterizzata da un danno per la produzione poco più grande dell'impianto tradizionale (1,17 Pts contro 0,64 Pts), ed il suo valore finale è pari a 9,86 Pts.

6. CONCLUSIONI

La metodologia dell'Analisi del Ciclo di Vita applicata agli impianti è uno strumento utile sia al progettista per individuare la soluzione progettuale che comporta il minor impatto ambientale, che alle industrie al fine di migliorare i processi produttivi.

L'attenzione è stata focalizzata nella valutazione dei contributi ambientali di ogni fase: la scelta dei materiali e la loro dismissione, le lavorazioni, i trasporti nonché l'occupazione del suolo, che sono aspetti, poco considerati in un'analisi limitata all'efficienza dei sistemi impiantistici, ma che incidono ampiamente nel bilancio ambientale globale.

Allo stesso tempo alla luce dei limiti metodologici esposti, è necessario esporre con chiarezza le condizioni assunte per la valutazione del danno al fine di rendere chiari e confrontabili i risultati delle analisi effettuate.

RIFERIMENTI

- [1]. G. Cammarata, L. Marletta, *Embodied Energy versus Energy Efficiency in Building Heating System*, Clima 2000\Napoli 2001 World Congress.
- [2]. G. Finnveden, P.Ostlund, *Exergies of natural Resources in Life Cycle Assessment and other application*, Energy Vol.22 No.9, 1997
- [3]. P. Di Filippo, G. Giacchetta, G. Lucarini, *The energy consumption for the production of heating systems*, La Termotecnica, 1986
- [4]. C. Baroncini, G. Giacchetta, G. Lucarini, F. Palonara, *Manufacture and running energy costs for traditional and innovating heating systems*, La Termotecnica, 1988
- [5]. G. Giacchetta, G. Lucarini, F. Palonara, *The energy consumption for the production of HVAC systems*, La Termotecnica, 1988
- [6]. ISO (1997), *Environmental Management – Life Cycle Assessment – Principle and Framework (ISO 14040: 1997)*. Brüssel, European Committee for Standardisation: 16
- [7]. ISO (1998), *Environmental Management – Life Cycle Assessment – Goal and Scope Definition and Inventory Analysis (ISO 14041: 1998)*. Brüssel, European Committee for Standardisation: 27

- [8]. ISO (2000), Environmental Management – Life Cycle Assessment – Life Cycle Impact Assessment (ISO 14042: 2000). Brüssel, European Committee for Standardisation: 20
- [9]. ISO (2000), Environmental Management – Life Cycle Assessment – Life Cycle Interpretation (ISO 14043: 2000). Brüssel, European Committee for Standardisation: 22
- [10]. Cecchini F., D’Andrea C., De Santoli L., Monetti N., Neri P., *Analisi del Ciclo di Vita del recupero sostenibile di un appartamento del complesso Corviale*, Doc. ENEA-PROT- P135-036, Bologna 2003.
- [11]. Baldino V., Baldo G.L., *LCA, Istruzioni per l’Uso, progetto Leonardo*, Bologna 1998.
- [12]. M. Prek, *Environmental impact and life cycle assessment of heating and air conditioning systems, a simplified case study*, Energy and building 36, 2004
- [13]. M.J. Goedekoop, G.A.P. Duif, I.V. Keijser, *Eco – Indicator. Development decision support tool for product development*, NOH Report 9407, PRé Consultants, Amersfoort, Nederland, 1993
- [14]. M.J. Goedekoop, R. Spriensma, *The Eco – Indicator 99. A Damage oriented method for Life Cycle Impact Assessment*, PRé Consultants, Amersfoort, Nederland, 1993.
- [15]. PRè, *The Eco-indicator 99. A damage oriented method for Life Cycle Impact Assessment. Methodology Annex*, PRè Consultants B.V.; 5 Ottobre, 1999
- [16]. AA.VV., *Valutazione di Impatto Ambientale*, a cura di Luigi Bruzzi; Maggioli, Rimini, 1999
- [17]. Curran M.A., McGraw-Hill, *Environmental Life cycle Assessment*, 1996.
- [18]. Thompson M., Ellis R., Widavsky, Westview, *Cultural Theory*, Print Baulder, 1990.
- [19]. Ministero dell’Ambiente e della Tutela del Territorio, *Il Piano Nazionale per la riduzione delle Emissioni di Gas Serra*.
- [20]. Heijungsr, *Environmental lifecycle assessment of products, Guide October 1992*, CML Leiden The Netherlands, report 9266, October 1992.
- [21]. APAT, ONR, *Rapporto Rifiuti 2001*.
- [22]. G. Dall’O’, *Gli impianti nell’architettura*, UTET, Torino 2000, vol.I, vol.II
- [23]. ASHRAE, *Pocket Guide for ACHVR*, 1993
- [24]. E. Costanzo E., L. de Santoli, F. Cumo, A. Sfera, *Embodied Energy as Indicator of Building Environmental Behavior. Taking into Account Building Elements Durability*, EPIC 2002 AIVC Conference, “Energy Efficient & Healthy Buildings in Sustainable Cities, Hilton Lyon, France, October 2002.
- [25]. Blackwell Science, *Building Services Component Life Manual*, Oxford, 2001.
- [26]. G. Moncada Lo Giudice, L. de Santoli, *Progettazione di impianti tecnici*, Casa Editrice Ambrosiana, Milano, 2000.
- [27]. L. de Santoli, N. Monetti, C. D’Andrea, *A Methodology for LCA of Building Services*, Conference on Sustainable Building South East Asia, 11-13 April 2005, Malaysia
- [28]. F. Mancini, N. Monetti, C. D’Andrea, *An Example of a Building Service LCA for a New Hospital’s Operating Room*, Conference on Sustainable Building South East Asia, 11-13 April 2005, Malaysia

Energia dal vento e dall'acqua

Possibilità di sviluppo degli impianti di piccola taglia in Italia

Gli obiettivi assegnati all'Italia in sede europea quanto allo sviluppo delle rinnovabili fanno apparire interessanti i recenti sviluppi che hanno avuto le due tecnologie forse più conosciute e da più tempo utilizzate, l'eolico e l'idroelettrico, in particolare negli impianti di piccola taglia.

di Filippo Busato, Davide Del Col, Marco Noro



Nell'articolo, diviso in due parti, vengono analizzate le due tecnologie idroelettrico ed eolico, con particolare riguardo alle applicazioni cosiddette "mini", cioè con taglie degli impianti dell'ordine dei chilowatt fino a qualche centinaio di chilowatt.

Nella prima parte, dopo una introduzione sullo stato dell'arte riguardante i sistemi eolici per la conversione energetica, si analizzano gli aspetti normativi, dando una descrizione del quadro legislativo entro cui si pone lo sviluppo di impianti di questo tipo. Nella seconda parte si tratterà dei recenti sviluppi della tecnologia del cosiddetto "mini-idroelettrico" e verrà quindi descritto il cammino che deve percorrere un ipotetico investitore, dal momento dell'ideazione del progetto fino alla sua realizzazione e successiva gestione, anche in termini di costi e barriere.

SVILUPPO DELLE FONTI RINNOVABILI IN ITALIA E IN EUROPA

Il Protocollo di Kyoto, elaborato nel 1997 ed entrato in vigore il 16 febbraio 2005, introduce degli obblighi quantitativi di riduzione delle emissioni di gas climalteranti per i Paesi industrializzati. Ciò impegna tra l'altro l'Italia a sviluppare l'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili, quale strumento per contenere il consumo di combustibili fossili e ridurre le emissioni in atmosfera. Con fonti rinnovabili ci si riferisce comunemente a quei flussi di energia che vengono resi disponibili con lo stesso tasso con cui vengono consumati [1]. L'energia eolica e l'energia idroelettrica costituiscono i sistemi più tradizionali di energie rinnovabili. E per queste due forme si possono fare alcune considerazioni simili, specie con riferimento agli impianti di piccola taglia.

Lo sfruttamento della forza dell'acqua per produrre energia è stato considerato un mezzo sicuro e affidabile sin dall'inizio della rivoluzione industriale.

Si pensi ai mulini ad acqua utilizzati per macinare i cereali, per muovere segherie o telai, oppure per spremere l'olio. Più recente è la diffusione di sistemi che sfruttano il vento per la produzione di energia. In questi ultimi anni in Europa sono notevolmente aumentati i siti per la produzione di energia elettrica dal vento, nei luoghi dove le condizioni climatiche, orografiche e ambientali permettono il migliore sfruttamento della risorsa vento.

Ciò ha contribuito ad affinare le tecnologie e a ridurre i costi delle attrezzature eoliche: attualmente infatti sono disponibili sul mercato macchine eoliche di tutte le taglie, sicure e tecnologicamente affidabili. Come riportato da Aper [2], l'Italia al 31 dicembre 2006 ha raggiunto una potenza eolica installata di oltre 2.100 MW, che rappresenta una posizione di rispetto in Europa sebbene ancora distante dai valori di Paesi come Germania (20,6 GW di potenza installata) e Spagna (11,6 GW). In figura 1 è riportata la potenza eolica cumulata a fine 2006 nei dieci Paesi con maggiore potenza. A partire dall'installazione

delle prime centrali, l'eolico in Italia ha subito nel tempo una crescita alterna per ragioni legate prevalentemente alle procedure autorizzative, alle modalità di connessione alla rete elettrica e alla modifica del sistema di incentivazione. La figura 2 mostra la potenza eolica installata in Italia negli anni 2001-2006. Le barre riportano sia il valore di potenza installata in ciascun anno sia la potenza cumulata. Nel 2004 si è assistito alla ripresa del settore, con 360 MW installati. Questi dati sono stati confermati e migliorati nel 2005, con l'installazione di ulteriori 450 MW. Per quanto riguarda la potenza eolica installata nel corso del 2006, essa ha mostrato una lenta crescita nei primi sei mesi dell'anno riprendendosi poi nei mesi finali.

Nel complesso, la crescita eolica del 2006 può essere considerata buona, anche se leggermente inferiore alle aspettative, con 417 nuovi MW installati e molte iniziative portate avanti da un'ampia pluralità di soggetti. A livello regionale Puglia e Campania ospitano il 40% della potenza totale ma si sono notati interessanti sviluppi anche in Basilicata e Sicilia. Seppur promettente, la diffusione degli impianti eolici in Italia è ben lontana dal pareggiare il contributo offerto dai sistemi idroelettrici.

La situazione si può riassumere dicendo che la potenza eolica installata in Italia è di un ordine di grandezza inferiore rispetto a quella relativa agli impianti idroelettrici. L'idroelettrico costituisce la più importante e tradizionale fonte di energia rinnovabile in Europa e ad oggi copre l'11% della produzione complessiva di energia elettrica. In Italia l'idroelettrico costituisce la più importante risorsa energetica interna, rappresentando il 24% della potenza efficiente lorda installata e fornendo il 14% della produzione elettrica lorda complessiva. La produzione idroelettrica, che si concentra nelle regioni settentrionali e in particolare in Lombardia, Piemonte e Trentino, costituisce inoltre il maggior contributo nazionale (75%) alla produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili. Dall'analisi dei dati del 2005 relativi agli impianti idroelettrici [3] emerge la predominanza del numero di impianti di piccola taglia, caratterizzati da una potenza di impianto inferiore a 1 MW. Questo tipo di impianti vengono in genere classificati come sistemi mini- e micro-idroelettrici. In termini di numero di installazioni, questi impianti costituiscono il 56% del totale sebbene il loro contributo sul totale della potenza cumulata sia solo del 2%. In termini di produzione di energia essi contribuiscono per il 3,8%, come riportato in tabella 1.

STATO DELL'ARTE DELLA TECNOLOGIA EOLICA

L'energia del vento

Il principio di funzionamento del generatore eolico è la conversione dell'energia cinetica di una massa d'aria in lavoro meccanico. Tale principio è noto sin dall'antichità, ma è stato sviluppato dal punto di vista teorico in tempi relativamente recenti; è noto infatti che la densità di po-

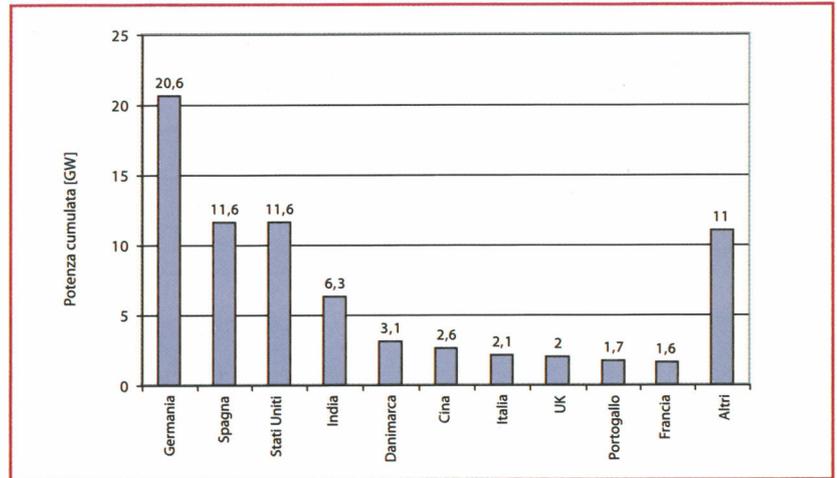


Figura 1 - Potenza eolica cumulata installata nel mondo al 31 dicembre 2006 (Fonte: Global Wind Energy Council)

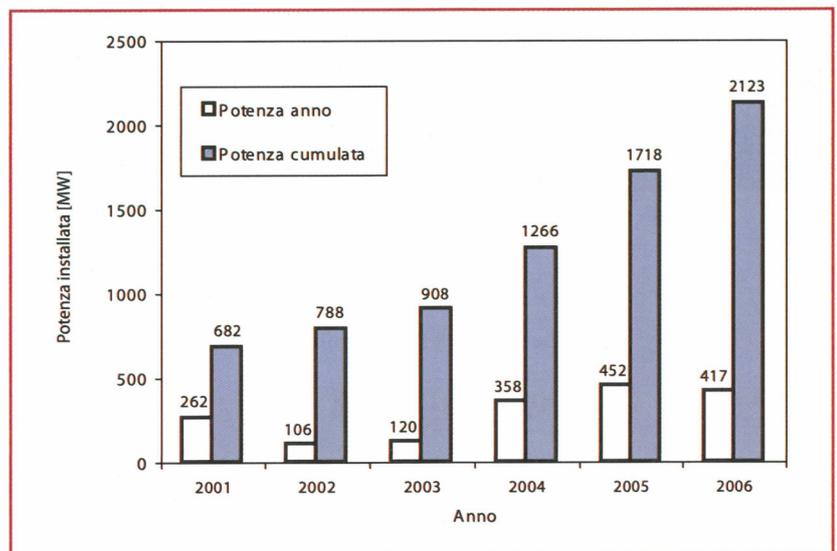


Figura 2 - Potenza eolica installata in Italia dal 2001 al 2006 (Fonte: Enea)

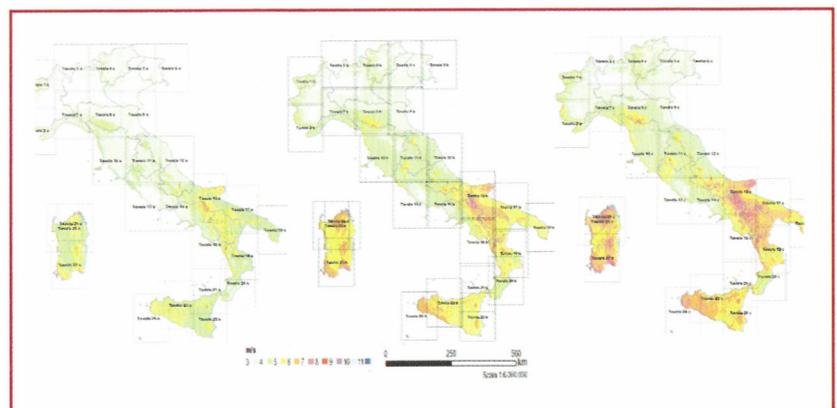


Figura 3 - Atlante Eolico d'Italia: mappa della velocità media annuale del vento, a 25 m dal suolo (immagine a sinistra), a 50 m (immagine al centro), a 70 m (immagine a destra)

Tabella 1 - Potenza installata e produzione di energia da fonte idroelettrica in Italia nel 2005, divisa per taglia di impianto (Fonte Terna)

Potenza MW	Numero di impianti		Potenza efficiente lorda		Produzione lorda	
	-	%	MW	%	GWh	%
< 1	1157	56,1	419	2,0	1998	3,8
> 1	905	43,9	20923	98,0	49984	96,2
Totale	2062	100,0	21342	100,0	51982	100,0



Figura 4 - Da sinistra, rotore multipala americano, olandese, di nuova generazione

tenza per unità di sezione della vena fluida è

$$P/A = \frac{1}{2} \rho \cdot v^3 \quad [\text{W/m}^2]$$

dove ρ è la densità dell'aria [kg/m^3] e v la velocità [m/s]. Meno noto è che oltre ai limiti posti dalle efficienze di trasformazione (aerodinamiche, meccaniche, elettriche) all'estrazione di potenza dal vento, esiste un limite teorico espresso dalla legge di Betz [4] come una frazione, precisamente 16/27, della densità di potenza della corrente. La densità di potenza massima estraibile è quindi pari a

$$P/A = \frac{16}{27} \frac{1}{2} \rho \cdot v^3 \quad [\text{W/m}^2]$$

La forte dipendenza dalla velocità, espressa dalla terza potenza della stessa, suggerisce come sia molto importante, ai fini della produzione di energia, poter disporre di un sito ove la ventosità sia elevata, e di misurazioni anemologiche precise, in quanto eventuali errori di misura nella velocità del vento verrebbero amplificati nella previsione di energia ottenibile.

LA VENTOSITÀ

È stato osservato sperimentalmente che la "Funzione di ripartizione" della velocità del vento in una località, per

periodi multipli di un anno, è quasi sempre approssimabile da:

$$F(v) = e^{-\left(\frac{v}{c}\right)^k}$$

dove v è la velocità del vento in [m/s], c e k rispettivamente il fattore di scala e il fattore di forma. La distribuzione in esame è una *distribuzione di Weibull* e rappresenta la probabilità che la velocità del vento sia superiore al valore v . È importante ricordare che i valori di c e k possono differire in maniera significativa anche a distanze non rilevanti per diverse situazioni del microclima e dell'orografia, quindi la distribuzione di Weibull non può essere considerata una base certa per la previsione della produzione di energia eolica.

Vi sono anche approcci empirici al problema: ad esempio per stimare la produttività eolica di un sito l'*European Wind Association* fornisce un'interessante "regola del pollice", che fornisce l'energia per unità di superficie in funzione della velocità media v_m secondo la seguente formula:

$$E = 2,5 \cdot v_m^3 \quad [\text{kWh}/(\text{m}^2 \text{ anno})]$$

Ai fini della progettazione di un impianto o del semplice studio di fattibilità, è però determinante la conduzione di una campagna di misurazioni.

Alcune informazioni preliminari possono essere ottenute in rete; la crescita dell'interesse che l'energia eolica ha riscosso negli ultimi anni ha portato infatti alla realizzazione di un Atlante Eolico dell'Italia [5] a cura del Cesi.

Questo Atlante deve essere ovviamente utilizzato a livello di indagine conoscitiva su quali zone del nostro Paese siano maggiormente promettenti dal punto di vista delle condizioni del vento. L'Atlante mostra, oltre alle velocità medie del vento a 25 m, a 50 m, e a 70 m di quota, anche la producibilità [MWh/MW] in termini di energia producibile annualmente rispetto alla potenza installata.

All'indagine conoscitiva dovrà seguire poi una campagna di misure adeguata.

Immagini tratte dall'Atlante Eolico d'Italia sono apprezzabili in figura 3; si individuano a prima vista le zone più ricche, in termini di risorsa eolica, cioè la Daunia, il nord della Sardegna e la parte ovest della Sicilia.

È inoltre molto interessante notare, anche senza entrare nel dettaglio delle singole zone, come per altezze di 25 m dal suolo siano poche le aree di interesse per lo sviluppo di insediamenti nel nord Italia, mentre per altezze di 70 m (adatte però solo a macchine di grande taglia) vi sono alcune zone dell'Appennino emiliano che presentano qualche interesse.

Questa affermazione conferma quanto l'individuazione di un buon sito eolico sia fortemente condizionata da fattori quali l'orografia locale e l'altitudine rispetto al suolo.

Tabella 2 - Categorie di generatori eolici

Categoria	Diametro rotore (m)	Potenza nominale (kW)
Micro - eolico	D < 20	P < 100
Media taglia	20 < D < 50	100 < P < 1000
Grande taglia	D > 50	P > 1000

GLI AEROGENERATORI

Le macchine per la produzione di energia elettrica dal vento si chiamano aerogeneratori. Le diverse tecnologie si possono classificare secondo alcuni criteri, ad esempio quello dell'orientamento dell'asse o quello del principio aerodinamico di funzionamento. Secondo l'orientamento dell'asse le macchine si dividono in:

- macchine ad asse verticale;
- macchine ad asse orizzontale.

Secondo il principio aerodinamico di funzionamento le macchine si dividono invece in:

- macchine ad azione;
- macchine a reazione;
- macchine miste.

Le macchine ad asse verticale possono essere del tipo ad *azione* (tipo rotore Savonius) oppure a *reazione* (tipo rotore Darrieus), e presentano l'indiscusso vantaggio dato dal funzionamento indipendente dalla direzione del vento. Le prime possono essere azionate direttamente dal vento, mentre le seconde devono essere messe in rotazione tramite un motore esterno (può essere lo stesso generatore usato da motore); infatti per le prime la forza motrice è l'impulso equivalente alla variazione della quantità di moto del flusso d'aria prima e dopo l'incontro con la superficie della pala, mentre per le seconde la coppia motrice è data dalle sole componenti di portanza generate dal flusso d'aria sulle pale; tale coppia è nulla quando la macchina è ferma.

Le macchine ad asse orizzontale, di gran lunga le più diffuse, e il cui funzionamento dal punto di vista aerodinamico la colloca a metà strada tra una macchina ad azione e una a reazione, sono invece condizionate dalla direzione del vento e sono spesso munite di un piccolo timone di direzione che le orienta nel modo corretto.

Nella figura 4 è possibile osservare tre tipologie di rotore ad asse orizzontale: il classico multipala americano, il multipala olandese e il multipala moderno. Nella figura si può apprezzare la caratteristica che differenzia queste macchine dal punto di vista aerodinamico, cioè la "solidità" (*solidity*) ovvero il rapporto tra l'area del cerchio descritto dalla rotazione delle pale e la superficie efficace (normale all'asse di rotazione) delle pale stesse. Il secondo elemento caratteristico dal punto di vista funzionale è la "tip speed ratio" indicata nel seguito con λ_t : è il rapporto tra la velocità periferica della pala e la velocità del vento indisturbato. L'indice che caratterizza le prestazioni dei

Tabella 3 - Dati tecnici del generatore Jonica JIMP20

Modello	JIMP20	
potenza	kW	20
potenza @ 10 m/s	kW	11,8
diametro rotore	m	8
Pale	3 in resina vinilestere rinforzata con fibre di vetro	
velocità cut-in	m/s	3,5
velocità nominale	m/s	12,5
velocità di rotazione	giri/min	100 - 200
generatore	sincrono a magneti permanenti a flusso assiale	
controllo di potenza	Attivo, con variazione del passo	
controllo sovravelocità	Attivo/passivo: variazione del passo e stallo	
Torre	12/18 m tubolare su piastra base annegata nel plinto di fondazione	

generatori eolici è l'efficienza C_p , espressa come:

$$C_p = \frac{P/A}{\frac{1}{2} \rho \cdot v^3}$$

cioè il rapporto tra l'energia prodotta e quella associata alla corrente d'aria. Il limite teorico del C_p è pari a 16/27.

Gli aerogeneratori possono anche essere descritti attraverso le loro curve caratteristiche; le macchine con elevata solidità (multipala americano) lavorano con λ_t bassi (in condizione di massimo C_p), hanno coppie di lavoro elevate ed efficienze modeste, mentre le macchine di nuova generazione lavorano con λ_t elevati, hanno coppie di spunto modeste ma efficienze più elevate. La maggior parte delle applicazioni per la produzione di energia connesse alla rete (esclusi i piccoli impianti a servizio di rifugi montani e impianti a bordo di imbarcazioni) adotta oggi la tecnologia del rotore tripala, disponibile ormai con diametri fino 120 m e potenze fino a 4,5 MW.

La tabella 2 suddivide i generatori nelle 3 categorie indicate; tale suddivisione non è rigida e deve essere intesa come potenza per unità di generazione.

Il controllo della potenza prodotta dall'impianto eolico è necessario per effettuare il "cut in" (accensione) e il "cut off" (spegnimento) dell'impianto a seconda delle necessità e delle condizioni di vento accettabili, e può essere effettuata essenzialmente in due modi:

- attraverso il controllo d'imbardata "yaw control" (stallo passivo), cioè spostamento dell'asse di rotazione rispet-

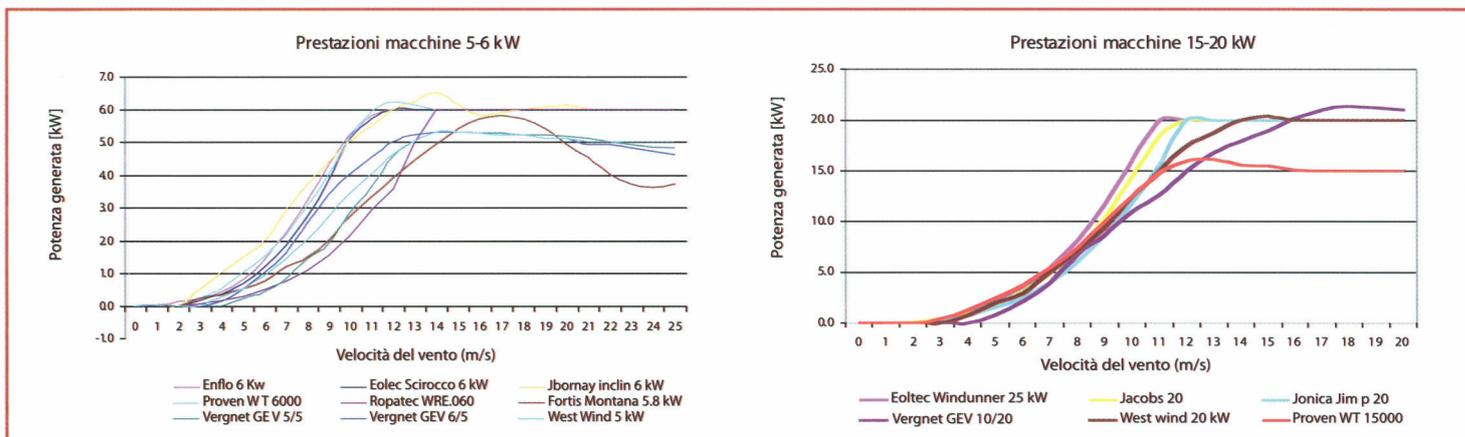


Figura 5 - Curve di prestazione di macchine da 5-6 kW (fig. a sinistra) e 15-20 kW (fig. a destra)

to alla direzione del vento (questo sistema può creare dei problemi di resistenza strutturale);

- attraverso la variazione dell'angolo d'attacco delle pale, cioè il "pitch control" (stallo attivo, questo sistema rende il mozzo evidentemente più complicato).

Il primo sistema appare il più semplice da realizzare, mentre il secondo è il più complesso.

A volte è previsto anche il frazionamento della pala in due sezioni, una ad angolo d'attacco variabile e una ad angolo fisso ("partial span pitch control"). Dal punto di vista elettromeccanico, il mozzo del rotore è collegato ad un moltiplicatore di giri a sua volta collegato al generatore elettrico, che può essere del tipo sincrono o asincrono.

Nel primo caso è necessario inserire un convertitore tra il generatore e la rete, mentre nel secondo caso il generatore può essere connesso direttamente alla rete, a patto di accettare una velocità di rotazione "quasi" fissa, a meno dello scorrimento, che sarà legato alla coppia erogata e quindi alla potenza prodotta. Per poter lavorare in condizioni di λ , elevato e costante, quindi con elevate efficienze, è necessario poter modulare la velocità di rotazione (e di conseguenza quella periferica) in funzione della velocità del vento; per fare ciò sia con motore asincrono sia con motore sincrono si deve disporre del convertitore.

Il "pitch control" in questo caso diventa non solo una tecnica per controllare la potenza prodotta, ma anche per massimizzarla, ottimizzando a seconda della velocità di rotazione della macchina l'angolo di incidenza delle pale.

IL MICRO-EOLICO

Le esigenze degli aerogeneratori di piccola taglia si riassumono nei seguenti punti:

- necessità di una tecnologia semplice e poco costosa;
- privilegio della robustezza e dell'affidabilità sull'efficienza;
- impossibilità di effettuare controlli e manutenzioni sofisticati;
- necessità di limitare il numero delle possibili fermate per

manutenzione o sostituzione dei componenti;

- possibilità di funzionamento "stand-alone".

Le caratteristiche che si dovrebbero avere nelle macchine sono quindi:

- generalmente ad asse orizzontale, "upwind";
- pale in fibra di vetro, fibra di carbonio o legno;
- orientamento mediante timoni direzionali;
- controllo della potenza mediante "yaw control" (stallo passivo);
- velocità di "cut in" > 3 m/s e di "cut off" < 25 m/s;
- regime di rotazione minimo compreso tra 100 e 200 rpm;
- generatore sincrono a magneti permanenti (Pmg) multipolari a 30 - 40 poli;
- convertitore AC/DC/AC per sistemi connessi alla rete;
- controller del livello di carica per sistemi "stand alone".

Gli aspetti positivi legati agli impianti eolici di piccola taglia sono legati ad una localizzazione del sito che è più agevole rispetto a quella degli impianti di grossa taglia, ad un impatto visivo e ambientale contenuto e alla compatibilità con le reti elettriche in bassa tensione. Il mercato potenziale per questo tipo di tecnologia è abbastanza ampio, con il conseguente impatto che si potrebbe avere sia a livello di standardizzazione e industrializzazione del prodotto sia a livello di generazione diffusa dell'energia elettrica. Vi sono tuttavia alcuni aspetti negativi legati perlopiù alla taglia ridotta degli impianti, che sono il costo unitario elevato (1.500 - 2.000 €/kW installato, rispetto circa 1.000 delle macchine di taglia medio grande), il difficile contenimento dei costi di manutenzione e gestione e di conseguenza il maggior costo dell'energia prodotta.

La figura 5 rappresenta invece le curve di prestazione per due gruppi di macchine, il primo tra 5 e 6 kW e il secondo tra 15 e 20 kW (dati forniti dai costruttori). Si noti in particolare come la curva di prestazione della macchina Fortis Montana da 5,8 kW (grafico di sinistra, linea marrone) registri un calo di potenza oltre i 18 m/s di velocità del vento; è questo l'effetto tipico del controllo di potenza tramite stallo passi-

vo "yaw control". Le restanti macchine, che presentano una curva piatta alle alte velocità del vento, sono invece dotate di controllo di potenza tramite stallo attivo "pitch control".

CARATTERISTICHE SPECIFICHE E CONFRONTI DI ALCUNI PRODOTTI

A seguire vengono riportati alcuni dati tecnici relativi a prodotti commercializzati a catalogo. In tabella 3 si trovano le informazioni relative ad una macchina Jonica, con pale in resina rinforzata con fibre di vetro e controllo di potenza e sovravelocità a stallo attivo. In tabella 4 vi sono informazioni su alcuni modelli della Eoltec per potenze da 6 a 70 kW; anche questi modelli sono dotati di sistema di controllo di potenza a stallo attivo e, come il precedente, di generatore sincrono a magneti permanenti. Per quanto riguarda i costi degli aerogeneratori la figura 6 riporta il costo specifico (per unità di potenza) ordinato secondo la taglia della macchina. Come era lecito attendersi il costo specifico della potenza installata decresce con l'aumentare della taglia della macchina.

Esaminando i costi di tutte le rimanenti parti dell'impianto, in tabella 5 si trovano quelle che sono le principali voci di costo per la realizzazione (sono state considerate 2 potenze e 2 diverse altezze dell'albero); sono esclusi i costi dell'eventuale studio di fattibilità, dell'indagine anemometrica, del progetto e delle connessioni elettriche. Tuttavia tali costi possono variare fortemente da caso a caso, per cui non si è ritenuto opportuno includerli in un calcolo che è invece abbastanza preciso. Per quanto riguarda l'incidenza marginale dei costi sul totale, si può apprezzare come l'incidenza del costo della torre aumenti con l'aumentare dell'altezza, con la quale si ha anche un'ovvia diminuzione dell'incidenza della turbina e della parte elettrica.

ANALISI DELLA PRODUCIBILITÀ CON IL SOFTWARE RETSCREEN

A questo punto si ritiene opportuno fare un breve accenno all'analisi di fattibilità di un impianto eolico attraverso l'utilizzo del software disponibile gratuitamente sul sito di RETScreen [7]. RET è l'acronimo di *Renewable Energy Technologies*, ed è un'unione di forze tra Governo canadese, esperti di settore e mondo accademico, che ha sviluppato una serie di software per l'analisi di progetti nel campo delle rinnovabili. Il software sviluppato per l'eolico chiede, per la valutazione della producibilità, l'inserimento delle curve di prestazione della macchina e dei coefficienti c e k della distribuzione di Weibull, oppure la scelta di una località dal database fornito con il software. In questa trattazione sono stati forniti i valori di c e k calcolati a partire dai dati meteo forniti dall'aeronautica o dall'Arpa, per tre località: S. Antioco (costa sud ovest della Sardegna), la Daunia (al confine tra la Puglia e la Campania) e la costa toscana in provincia di Grosseto. La tabella 6 confronta alcuni modelli di impianto esaminati per le tre località considerate.

Come era lecito attendersi, all'aumentare dell'altezza di in-

Tabella 4 - Dati tecnici dei generatori Eoltec

Modelli		Sciocco	Windrunner	Chinook
Potenza nominale	kW	6	25	65/75
Diametro rotore	m	5,5	10	15/17
Numero pale		2	2	3
Materiale pale		fibra di vetro		composita in resina
Velocità rotazione	giri/min	80 - 245	46 - 140	28 - 85
Controllo		sistema centrifugo sigillato		Attivo controllo di potenza servoassistito, massimo punto di potenza a velocità variabile
Generatore		sincrono Pmg al Neodimio, multipolare ad inserzione diretta		
Regolazione potenza		stallo centrifugo, Mppt elettronico		freno aerodinamico con messa in bandiera delle pale
Velocità cut-in	m/s	2,8	2,8	2,5
Velocità nominale	m/s	12	12	12
Peso	kg	202	670	1370
Torri		18, 24, 30 m standard a tiranti		32, 40, tubolare a tiranti, autoportante, traliccio

stallazione la produttività aumenta per tutti i modelli. A parità di altezza invece, la produttività è molto diversa anche per modelli con curve di prestazione simili. Si nota inoltre che i modelli dotati di regolazione di potenza a stallo passivo "yaw control" hanno una produttività che è poco più della metà di quella dei migliori modelli con controllo di potenza a stallo attivo "pitch control". A questo punto sarebbe forte la tentazione di effettuare un confronto preliminare diretto con la producibilità di un impianto fotovoltaico in termini di ore equivalenti nelle stesse zone. Tuttavia il confronto diretto non può essere effettuato; infatti il concetto di producibilità del sistema fotovoltaico è legato alle condizioni di insolazione annuali, mentre i risultati di produttività eolica del software della RETScreen derivano dalla ventosità del sito in esame e dalla curva di prestazione della macchina considerata. È invece possibile confrontare la producibilità fotovoltaica, che vale 1.250 ore a Grosseto, 1.400 ore in Sardegna e 1.300 ore in Daunia, con la producibilità eolica riportata nell'Atlante Eolico [5], che vale (a 50 m di quota) 1.500 ore a Grosseto, 3.000 ore in Sardegna e tra 2.500 e 3.000 ore in Daunia.

QUADRO NORMATIVO DI RIFERIMENTO

Produzione di energia elettrica da fonti rinnovabili: incentivi e prezzi di produzione

Gli obiettivi indicativi fissati dalla "Direttiva 2001/77/CE del Parlamento europeo e del Consiglio del 27 settembre 2001 sulla promozione dell'energia elettrica prodotta da fonti

Tabella 5 - Costi di alcune alternative di impianto finito per due diversi valori di altezza dell'albero (escluse le connessioni elettriche) [6]

€	10kW				20kW			
	18m		30m		18m		30m	
Turbina	18706	52,7%	18706	46,0%	23972	52,7%	23972	47,0%
Torre	6750	19,0%	11250	27,7%	6750	14,8%	11250	22,0%
Parte elettrica	5934	16,7%	5934	14,6%	9701	21,3%	9701	19,0%
Fondazioni	2439	6,9%	3133	7,7%	3381	7,4%	4456	8,7%
Spedizione	750	2,1%	750	1,8%	750	1,6%	750	1,5%
Installazione	908	2,6%	908	2,2%	908	2,0%	908	1,8%
TOTALE	35487	100,0%	40681	100,0%	45462	100,0%	51037	100,0%

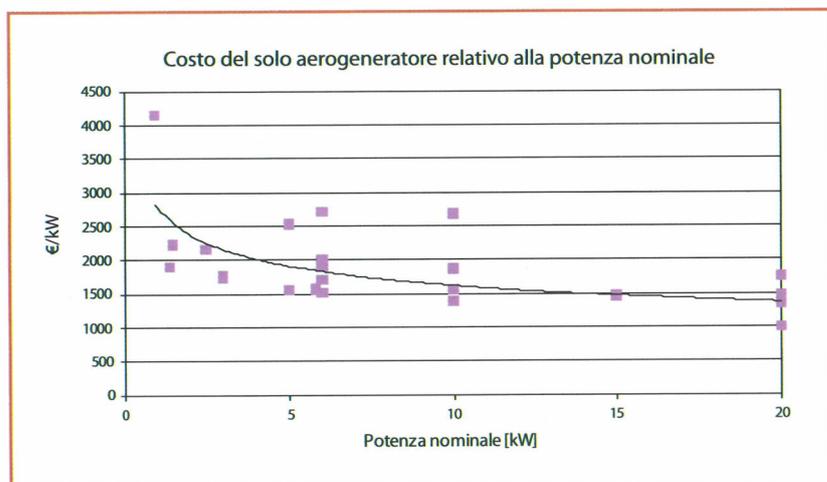


Figura 6 - Costi del solo aerogeneratore in funzione della taglia della macchina

energetiche rinnovabili nel mercato interno dell'elettricità per gli Stati membri non saranno verosimilmente raggiunti senza l'adozione di ulteriori politiche di promozione e di sostegno. Possibili meccanismi di sostegno pubblico alle rinnovabili sono riconducibili a tre grandi categorie:

- il meccanismo delle "tariffe di alimentazione" (*feed-in tariffs*), in cui l'incentivo è definito preventivamente dal legislatore o viene determinato in una seconda fase a seguito di una procedura di gara per l'assegnazione. La tariffa incentivante, meglio nota come incentivo in *conto energia*, è garantita al produttore per la cessione dell'energia prodotta al gestore della rete cui è connesso l'impianto (in Italia utilizzato ad

esempio per incentivare il fotovoltaico);

- la definizione di quote obbligatorie e il meccanismo dei Certificati Verdi (CV): vi è un obbligo per il produttore di provare periodicamente che una certa quantità di elettricità prodotta proviene da fonte rinnovabile. I CV sono lo strumento per verificare che l'obbligo sia stato ottemperato e al tempo stesso per far sì che i produttori possano raggiungerlo attraverso l'acquisto dei CV anziché attraverso la produzione diretta. Questo meccanismo prevede un regime sanzionatorio in caso di mancato adempimento dell'obbligo;
- i sistemi basati su *incentivi fiscali* (IVA agevolata, detassazione di tutto o parte dei combustibili utilizzati, ecc.) o *contributi diretti* (finanziamenti parziali e a fondo perduto all'investimento, spesso utilizzati dalle amministrazioni locali per il finanziamento di piccoli impianti).

In tale contesto si inserisce la normativa italiana. Il D.L. 79/99 rivoluziona l'assetto del settore elettrico in Italia e, quindi, la produzione di energia da fonti rinnovabili. Il successivo D.Lgs. 387/03 ha apportato alcune modifiche ai meccanismi di incentivazione nazionale. In particolare, per gli scopi dell'articolo:

- l'aumento del quantitativo minimo di elettricità rinnovabile a carico di produttori e importatori da immettere nel mercato elettrico per gli anni 2005-2007 dello 0,35% all'anno rispetto all'iniziale 2% previsto dal D.L. 79/99;
- la previsione di specifiche agevolazioni e incentivazioni per gli impianti di piccola taglia, quali l'obbligo di ritiro a condizioni agevolate dell'energia prodotta da parte dei distributori cui l'impianto è allacciato (art. 13) e la disciplina del servizio di scambio sul posto per gli impianti sotto i 20 kW (art. 6). L'Aeeg¹ ha determinato le condizioni tecniche ed economiche di agevolazione degli impianti di potenza inferiore ai 10 Mva (delibera 34/05 come successivamente modificata dalle delibere 49/05, 64/05, 165/05 e 256/05 relativamente ai ritiri obbligati e delibera 28/06 per il servizio di scambio sul posto);
- la semplificazione delle procedure autorizzative attraverso l'introduzione dell'autorizzazione unica (art. 12);
- la semplificazione delle modalità di accesso alle reti nonché condizioni economiche agevolate dei servizi di connessione in capo ai produttori (art. 14). Nel caso italiano, tali aspetti sono contenuti negli artt. 12 e 13 della delibera 281/05, così come modificata dalle delibere 28/06, 86/06 e 100/06 dell'Aeeg.

Volendo quindi sintetizzare il complesso e ampio panorama normativo, possiamo affermare che chi gestisce un impianto

¹ Autorità per l'Energia Elettrica e il Gas.

² Per autoproduttore si intende la persona fisica o giuridica che produce energia elettrica e la utilizza in misura non inferiore al 70% annuo per uso proprio ovvero per uso delle società controllate, della società controllante e delle società controllate dalla medesima controllante, nonché per uso dei soci delle società cooperative di produzione e distribuzione dell'energia elettrica (vedi art. 4, num. 8, legge 6 dicembre 1962, n. 1643) degli appartenenti ai consorzi o società consortili costituiti per la produzione di energia elettrica da fonti energetiche rinnovabili e per gli usi di fornitura autorizzati nei siti industriali anteriormente alla data di entrata in vigore del DL n.79 del 16.3.99.

³ In particolare, per gli impianti idroelettrici si parla di potenza nominale media annua di 1 MW.

da fonte rinnovabile, e in particolare eolico o mini-idraulico, ha due modalità di cessione e vendita dell'energia elettrica prodotta:

- mediante un regime *amministrato*;
- nell'ambito del *mercato*.

In entrambi i casi è comunque prevista la possibilità di auto-consumo dell'energia prodotta, nei termini stabiliti sempre dal Decreto n. 79/99².

CESSIONE DELL'ENERGIA ELETTRICA MEDIANTE IL REGIME AMMINISTRATO

Tale materia, come detto, è regolata dalla delibera n. 34/05 (e successivi aggiornamenti) e recentemente modificata dalla delibera n. 280/07. A causa infatti della sparizione del mercato vincolato a partire dal primo luglio 2007 e del nuovo ruolo assunto dalle imprese elettriche distributrici (che non svolgono più attività di commercializzazione) si è resa necessaria una modifica del sistema introdotto con la delibera n. 34/05. Attualmente quindi vi è il Gestore Servizi Elettrici (Gse) come soggetto unico di interfaccia fra produttori e sistema elettrico (sia per la compravendita dell'energia elettrica sia per la gestione dell'accesso al sistema elettrico). In sostanza, il produttore che ne faccia richiesta (secondo uno schema di convenzione di durata annuale e rinnovabile) può cedere la propria energia (beninteso, prodotta in più rispetto a quella autoconsumata) al Gse ad un prezzo che è pari al prezzo zonale medio mensile determinato come media mensile, per zona e per fascia oraria, dei prezzi di vendita nel mercato del giorno prima ponderati sulla quantità oraria di energia elettrica venduta nella relativa zona.

Tale prezzo di ritiro dell'energia elettrica è applicato per fasce, nel caso di impianti alimentati da fonti non rinnovabili, e per fasce o unico indifferenziato (a scelta del produttore) nel caso di impianti alimentati da fonti rinnovabili. Per l'intero anno di durata della convenzione, su richiesta del produttore, per gli impianti alimentati da fonti rinnovabili di potenza nominale elettrica fino a 1 MW³ i gestori di rete riconoscono i seguenti prezzi minimi garantiti, definiti per scaglioni progressivi:

- per i primi 500.000 kWh annui: 96,4 €/MWh;
- da oltre 500.000 fino a 1 milione di kWh annui: 81,2 €/MWh;
- da oltre 1 milione fino a 2 milioni di kWh annui: 71 €/MWh;
- oltre 2 milioni di kWh annui: il prezzo come prima definito (per fasce o indifferenziato).

I prezzi minimi garantiti sono stati riconosciuti al fine di garantire la copertura dei costi di piccoli impianti che utilizzano risorse rinnovabili marginali, non in grado di partecipare al mercato, caratterizzati da diseconomie di scala e costi speci-

Tabella 6 - Produttività (ore equivalenti) di alcune turbine eoliche in tre siti considerati [6]

Ore equivalenti Altezza torre	Toscana			Sardegna			Puglia		
	18	24	30	18	24	30	18	24	30
Eolte Windun- -ner 25 kW	1456	1599	1716	2645	2829	2959	2458	2629	2750
Jacobs 20	1354	1489	1600	2324	2491	2611	2324	2491	2611
Jonica Jimp 20	1154	1277	1382	2244	2420	2547	2085	2248	2367
Vergnet GEV 10/20	1004	1117	1215	2027	2194	2318	1883	2039	2154
West Wind 20 kW	1230	1355	1460	2312	2485	2610	2149	2309	2425
Proven WT 15000	1743	1898	2020	2974	3160	3290	2763	2936	3057
Bergey Excel 10 kW	682	759	833	1482	1624	1736	1377	1509	1613
Fortis Alize 10 kW	1319	1445	1541	2260	2393	2477	2100	2223	2302
Vergnet GEV 7/10	1159	1296	1414	2401	2605	2756	2231	2421	2561
West Wind 10 kW	1093	1212	1313	2153	2324	2450	2000	2160	2276
Enflo 6 kW	1727	1880	2001	2942	3126	3254	2734	2305	3023
Eoltec scirocco 6 kW	1537	1684	1802	2734	2918	3048	2541	2712	2832
Jbomay inclin 6 kW	2131	2288	2407	3322	3498	3619	3087	3251	3363
Proven WT 6000	1731	1883	2003	2940	3123	3251	2732	2902	3021
Fortis Montana 5.8 kW	1033	1130	1215	1910	2053	2157	1775	1907	2004
Vergnet GEV 5/5	981	1099	1202	2068	2247	2378	1922	2088	2210
Vergnet GEV 6/5	1506	1658	1780	2743	2933	3066	2549	2725	2849
West Wind 5 kW	1237	1359	1461	2279	2443	2561	2118	2270	2380

fici elevati, quali quelli di cui stiamo trattando nell'articolo. La scelta di una soglia riferita alla potenza nominale elettrica pari a 1 MW è stata fatta tenendo conto di quanto previsto dalla legge n. 239/04 (commi 85÷89) in materia di semplificazione degli iter autorizzativi per gli impianti di microgenerazione.

CESSIONE DI ENERGIA ELETTRICA NELL'AMBITO DEL MERCATO

Il produttore di energia da fonti rinnovabili può decidere alternativamente di cedere l'energia nell'ambito del libero mercato, attraverso *contratti bilaterali* effettuati con i grossisti⁴ oppure mediante il sistema della *borsa elettrica*. Nel primo caso si tratta di un accordo diretto e di tipo priva-

⁴Sono intermediari che comprano energia dai produttori per rivenderla ai clienti idonei.

⁵La normativa, per favorire il decollo del mercato dei CV in considerazione della scarsità di offerta nella fase iniziale degli investimenti, ha stabilito che gli impianti CIP6/92 entrati in esercizio dopo il 1° aprile 1999 avessero diritto ai CV e che questi fossero emessi a favore del GSE con la finalità di copertura dell'offerta in caso appunto di scarsità rispetto agli obblighi imposti.

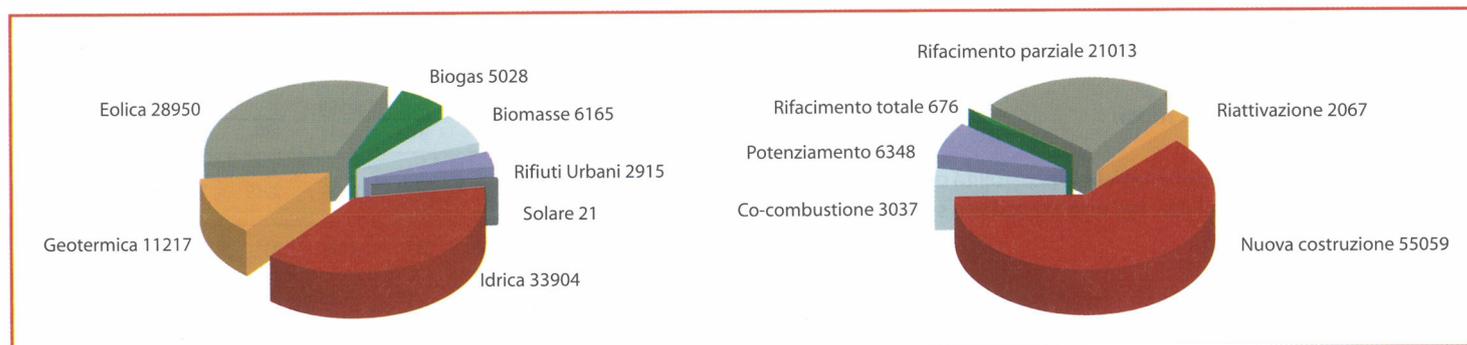


Figura 7 - Impianti che hanno ottenuto la qualifica lafr nel 2005 suddivisi per fonte energetica (sinistra) e per categoria di intervento (destra)

Tabella 7 - Prezzi di vendita dei CV emessi dal Gse a proprio favore [9]

Anno di emissione	CV necessari a coprire l'obbligo (domanda)	CV del Gse	CV di operatori privati qualificati lafr	Prezzo CV del Gse (€/MWh)
2002	64.648	46.758	17.890	84,18
2003	69.412	39.606	29.806	82,4
2004	76.516	18.552	57.964	97,39
2005	86.163	641	85.522	108,92

to fra le parti, nel quale si regola, tra gli altri, l'oggetto del contratto, le modalità di cessione dell'energia, il prezzo dell'energia (differenziato o no nelle fasce orarie), le garanzie contrattuali ricorrenti fra le parti, la modalità di contabilizzazione dell'energia (misura) e le modifiche del contratto. Per quanto attiene invece l'accesso alla borsa, benché sia scarsa la partecipazione diretta di operatori da fonti rinnovabili, gli stessi hanno l'opportunità di cedere l'energia in borsa al valore del Pun (Prezzo Unico Nazionale) o del Prezzo Zonale che si determina in occasione della separazione in zone del mercato elettrico che si verifica nel caso di congestioni sulla rete elettrica nazionale [8].

MECCANISMO DEI CERTIFICATI VERDI

Si vuole brevemente accennare alle peculiarità del funzionamento dell'incentivazione delle fonti rinnovabili tramite il meccanismo dei CV. Come già scritto, produttori e importatori di energia da fonte non rinnovabile hanno un obbligo di immissione di energia rinnovabile determinato anno per anno. Tali soggetti possono adempiere l'obbligo producendo direttamente energia rinnovabile e richiedendo per tale produzione l'emissione dei relativi CV, che andranno gradualmente ad azzerare il proprio conto titoli gestito dal Gse. Oppure possono importare direttamente dall'estero energia rinnovabile, riconosciuta tale sulla base delle procedure gestite dal Gse; oppure possono alternativamente acquistare i CV emessi dal Gse a favore di soggetti terzi o attraverso contrattazione bilaterale con tali produttori o nel mercato dei CV

(in cui vengono offerti titoli sia da operatori privati sia dal Gse stesso). Compiti del Gse sono quindi:

- quantificare la produzione nazionale e le importazioni di energia non rinnovabile soggetta all'obbligo;
 - emettere e annullare, su richiesta dei produttori, i CV relativi alla produzione di energia da impianti qualificati dal Gse stesso come lafr (Impianti Alimentati da Fonti Rinnovabili) e dagli impianti rinnovabili di propria competenza (Cip6/925⁵);
 - rilasciare la qualifica lafr agli impianti riconosciuti in possesso dei requisiti stabiliti dalla regolamentazione;
- Il periodo di riconoscimento dei CV è fissato in otto anni (dodici in base a quanto previsto dal recente D.Lgs. 152/06) e i CV rilasciati per la produzione di un anno possono essere usati anche per ottemperare l'obbligo relativo ai due anni successivi. Nel 2005 gli impianti lafr per i quali è stato emesso il maggior numero di CV sono gli idroelettrici (38,4% del totale), seguiti dagli eolici. Rispetto invece alla categoria di intervento, gli impianti lafr per i quali è stato emesso il maggior numero di certificati sono quelli di nuova costruzione (63%) e i rifacimenti parziali di impianti (24%), come illustrato nella figura 7 [9]. Il peso degli impianti di nuova costruzione è riconducibile principalmente alla diffusione di impianti eolici, mentre i rifacimenti riguardano prevalentemente gli impianti idroelettrici. Per avere un'idea del valore economico di un CV ci si può riferire al prezzo di vendita dei certificati emessi dal Gse a proprio favore, che costituisce una sorta di price-cap per l'intero mercato in condizioni di scarsità di offerta (prezzo al di sotto del quale vi è domanda per i CV di produttori privati) (tabella 7). I prezzi offerti da produttori terzi, in borsa e nelle negoziazioni, si sono attestati, negli anni 2002÷2005, su valori del 4÷8% al di sotto del prezzo CV da Cip6/92.

La bibliografia verrà riportata nella seconda parte dell'articolo.

Filippo Busato, Marco Noro,
Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali,
Università di Padova - Sede di Vicenza

Davide Del Col
Dipartimento di Fisica Tecnica, Università di Padova

Energia dal vento e dall'acqua

Possibilità di sviluppo degli impianti di piccola taglia in Italia

Illustriamo i recenti sviluppi della tecnologia del cosiddetto "mini-idroelettrico" e descriviamo il cammino che deve percorrere un ipotetico investitore, dal momento dell'ideazione del progetto fino alla sua realizzazione e successiva gestione, anche in termini di costi e barriere.

di Filippo Busato, Davide Del Col, Marco Noro



Dopo l'analisi dell'eolico e del quadro normativo di riferimento per le rinnovabili riportata nel numero precedente, si descrivono i recenti sviluppi della tecnologia del mini-idroelettrico, con un cenno ai problemi riguardanti l'iter autorizzativo di tale tipologie di impianti.

STATO DELL'ARTE DELLA TECNOLOGIA DELL'IDROELETTRICO

Caratteristiche generali degli impianti idroelettrici

Il principio è ben noto: l'energia meccanica (potenziale o cinetica) di una massa d'acqua viene convertita in energia elettrica in appositi macchinari. Lo sfruttamento di tale forma di conversione dell'energia è documentato fin dall'antichità, ai tempi di greci e romani, per la macinazione del grano. Gli impianti possono essere classificati in base a diversi aspetti:

1. *la potenza elettrica installata*: si parla in tal caso di *grande idro* ($P_{el} > 10$ MW) e di *piccolo idroelettrico* (Shp, Small Hydro Power), con $P_{el} < 10$ MW. Quest'ultima classe, cui si fa qui riferimento per le potenzialità di diffusione, può essere a sua volta suddivisa in due sotto-classi costituite da: *micro centrali*, con potenza inferiore a 100 kW, e *mini centrali*, con potenza non superiore a 1 MW;
2. *modalità di presa e accumulo delle acque*: impianti ad *acqua fluente* (privi di qualsiasi capacità di regolazione e, pertanto, la portata derivabile durante l'anno è funzione del regime idrologico del corso d'acqua); *con bacino* (l'acqua derivata dal corso d'acqua viene accumulata in modo da avere un'autonomia massima di 1-2 settimane); *con serbatoio* (l'acqua derivata dal corso d'acqua viene accumulata in modo da far funzionare la turbina per un periodo di varie settimane e durante i periodi di picco);
3. *entità del salto disponibile*: alta, media e bassa caduta (rispettivamente > 100 m, fra 30 e 100 m, fra 2 e 30 m);
4. *portata*: piccola, media, grande, altissima portata, rispettivamente $Q < 10$ m³/s, $Q = 10 \div 100$ m³/s, $Q = 100 \div 1000$ m³/s, $Q > 1000$ m³/s).

In relazione alla capacità di regolazione della potenza producibile (punto 2), fra gli impianti non regolabili occorre menzionare, per le applicazioni di micro-idro, quelli inseriti in *sistemi idrici*: un'alternativa alla dissipazione di energia attuata attraverso apposite valvole in molti schemi idrici consiste nell'inserimento di una turbina per la produzione di energia elettrica.

A fronte di interventi minimi sul sistema esistente, questo consente un interessante recupero energetico in sistemi di canali di bonifica, acquedotti, circuiti di raffreddamento di condensatori, e sistemi idrici vari. Viceversa, fra gli impianti regolabili con serbatoio o accumulo, sono da ricordare le centrali cosiddette *di pompaggio*, in cui cioè si sfruttano delle macchine (molte volte le stesse turbomacchine che funzionano come motrici di giorno e operatrici di notte) per pompare l'acqua da un bacino inferiore a quello superiore nelle ore vuote (giustificabile solo dal punto di vista econo-

mico in virtù della differenziazione del valore dell'energia elettrica nelle diverse fasce orarie).

In generale, un impianto idroelettrico è costituito da *componenti civili e idrauliche* (opere di presa, di convogliamento e di restituzione, centralina) e da *opere elettromeccaniche* (turbina, alternatore, quadri elettrici, sistemi di comando). Il numero delle diverse componenti e la loro complessità costruttiva e conseguentemente operativa e gestionale, variano evidentemente in funzione della dimensione dell'impianto.

La potenza effettivamente prodotta da un impianto è, ovviamente, un valore definito istantaneamente e funzione di numerose variabili, fra cui le più importanti sono la portata d'acqua effettivamente utilizzata Q (m^3/s), il salto netto disponibile H (m) e il rendimento complessivo η :

$$P(t) = \rho g \eta(t) H(t) Q(t) \quad [W]$$

con ρ = densità dell'acqua ($1000 \text{ kg}/m^3$), g = accelerazione di gravità ($9,81 \text{ m}/s^2$).

Tale formula può essere utilizzata sia per il dimensionamento che per il calcolo della producibilità dell'impianto. La portata effettivamente utilizzata influisce certo sulla potenzialità dell'impianto; il dimensionamento dello stesso non va chiaramente effettuato sul valore medio di portata (in un anno o in un mese), perché tale grandezza risulta in generale fortemente variabile (perché funzione, ad esempio, della piovosità o dello scioglimento dei ghiacciai) e si rischierebbe di non riuscire a sfruttare appieno il potenziale disponibile (sottodimensionamento delle macchine) o di uscire dalla convenienza economica (sovradimensionamento)². Si utilizza quindi la curva di durata delle portate, che fornisce i valori di tempo (o percentuale di tempo) in cui la portata è maggiore o uguale del valore riportato in ordinata. Questo, assieme al concetto di Deflusso Minimo Vitale (Dmv)³, sono gli elementi che consentono un corretto dimensionamento della macchina idraulica e quindi dell'impianto (figura 1).

Resta infine da commentare la variabile $\eta(t)$: si tratta del rendimento globale, dato dal prodotto del rendimento idraulico della turbina (funzione del tipo di macchina, della relativa taglia e del grado di parzializzazione di funzionamento), del rendimento del moltiplicatore di giri (tipicamente presente negli impianti mini-idro a causa del basso numero di giri delle turbine rapportato a quello del

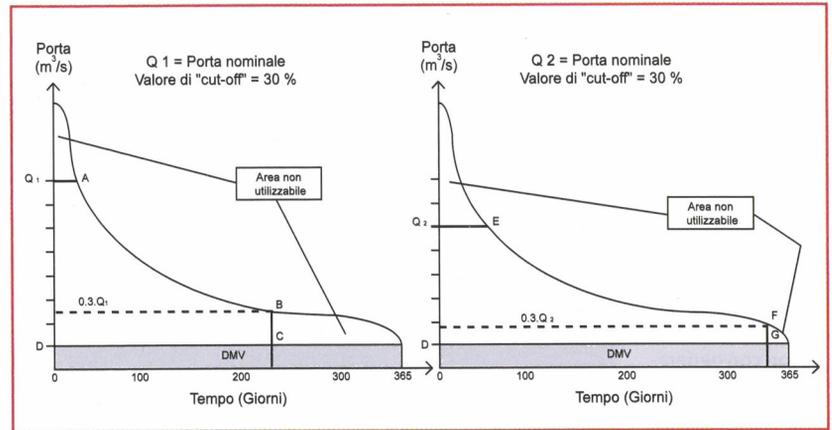


Figura 1 - Curve di durata della portata per un impianto idroelettrico per due diversi valori della portata nominale. La scelta della portata nominale, e quindi il dimensionamento dell'impianto, va effettuata cercando di minimizzare il tempo in cui l'impianto opera "in regolazione" (cioè con $Q < Q_{nom}$, per massimizzare il rendimento medio stagionale) e cercando di minimizzare il costo d'investimento nelle macchine motrici. Tutto questo tenendo conto della presenza del DMV

generatore elettrico accoppiato, valori tipici $0,95 \div 0,98$), del rendimento del generatore elettrico ($0,88 \div 0,95$ in funzione della taglia) e del rendimento dell'eventuale trasformatore di tensione presente per l'allacciamento alla rete di distribuzione e degli ausiliari.

Si possono avere, in condizioni nominali, valori di η variabili fra 0,6 e 0,8 per le mini centrali, ma fino a 0,5 per le micro. Tali valori, piuttosto bassi se confrontati con quelli delle centrali di grossa taglia (che possono superare il 90%), non devono portare a conclusioni affrettate: l'impiego della risorsa idroelettrica su piccola scala interessa realtà locali che prevedono un uso dell'energia prodotta diverso da quello tipicamente industriale.

Gli impianti di mini e micro idraulica possono trovare applicazione in tutte quelle circostanze in cui sussista un fabbisogno energetico locale da soddisfare e la disponibilità di una portata d'acqua, anche limitata, su di un salto anche di pochi metri. In queste circostanze, gli impianti hanno un impatto limitato e non modificano l'uso del corso d'acqua.

Per quanto riguarda la *producibilità* dell'impianto in un certo intervallo di tempo, ovvero la quantità massima di energia che gli apporti giunti alla presa dell'impianto

¹ Inteso come salto lordo o geodetico (differenza di quota, in metri, fra il punto di prelievo a monte e il punto di restituzione a valle). La potenza netta dell'impianto sarà invece funzione del salto netto o motore, al netto cioè delle perdite di carico distribuite (canali e condotte) e localizzate (prese, griglie, curva, valvole, ecc.).

² Tali considerazioni vengono fortemente mitigate nei casi di sfruttamento dei sistemi idrici (quali canali di irrigazione, acquedotti, ecc.) nei quali la portata è più costante durante l'anno.

³ Il DMV (Deflusso Minimo Vitale) è la portata d'acqua minima che deve essere garantita al corso d'acqua per garantire, nel lungo termine, la salvaguardia delle strutture naturali; esso viene stabilito dalle Autorità di Bacino e dalle Regioni che, tramite i Piani di Tutela delle Acque (PTA), stanno introducendo formule di calcolo da applicare alle nuove concessioni idroelettriche e gradualmente anche a quelle esistenti per raggiungere differenti obiettivi di quantità e qualità delle acque entro il 2008 e 2016. Tale vincolo deve essere tenuto in considerazione durante le fasi di progetto dell'impianto, anche in considerazione dell'ulteriore vincolo di portata minima in turbina (tale valore è funzione del tipo di macchina ed è generalmente variabile tra 0,1 e 0,3).

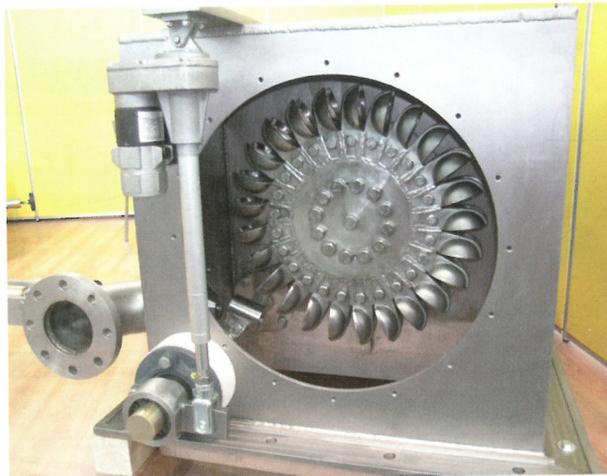


Figura 2 - Turbina Pelton con generatore asincrono da 75 kW (1008 g/min, 180 m di dislivello) della Ac-Elektronik

consentirebbero di produrre nelle condizioni più favorevoli di salto geodetico, essa può essere calcolata da:

$$E(T) = \rho \cdot g \cdot H \cdot \int_0^T Q(t) \cdot \eta(t) \cdot dt \quad [J]$$

Se il periodo di riferimento è l'anno e l'andamento di $Q(t)$ deriva da una curva di carico media riferita ad un numero sufficientemente elevato di anni, si parla di *producibilità media annua*. Chiaramente, l'energia elettrica effettivamente prodotta dall'impianto potrà essere più o meno diversa dalla *producibilità media* in relazione ai valori assunti dalle numerose variabili in gioco.

Turbine idrauliche

La *turbina idraulica* è la componente principale nella realizzazione di un sistema idroelettrico poiché la sua scelta è quella che incide maggiormente nel valore dell'investimento e deve essere fatta principalmente sulla scorta della portata utile e del salto.

È composta principalmente di due parti: il *distributore*, che ha lo scopo di indirizzare il flusso in arrivo, regolare la portata e, soprattutto, trasformare in tutto o in parte l'energia da piezometrica (energia utile in termini di pressione) a cinetica, e la *girante*, che completa la conversione dell'energia (cinetica + quota rimanente di energia di pressione) in energia meccanica all'albero. La prima fondamentale classificazione fra le turbine si ha proprio in base all'entità della conversione nel distributore (si parla di *grado di reazione*): quando la trasformazione da energia potenziale ad energia cinetica avviene in modo completo nel distributore la turbina si dice *ad azione*, altrimenti viene detta a *reazione*. Si può dimostrare che *la velocità periferica di una macchina è tanto maggiore quanto più alto è il grado di reazione*: si parla perciò di *macchine veloci e ultraveloci* (grado di reazione elevato) e *macchine lente* (grado di reazione basso).

Le prime (per le quali vi è il problema di non lasciar diminuire troppo la velocità periferica) vanno bene per le basse

Tabella 1 - Tipologie di turbine idroelettriche e relativi campi di variazione del salto utilizzabile

Tipo di turbina	Campo di variazione del salto (m)
Kaplan e ad elica	2 - 80
Francis	20 - 600
Pelton	30 - 1000
Ossberger (Mitchell-Banki)	1 - 150
Turgo	20 - 250

cadute, mentre le seconde per le alte (in cui viceversa vi è il problema di ridurre la velocità periferica). Si arriva così a classificazioni di massima delle diverse tipologie di turbine attualmente disponibili sul mercato, in funzione del salto disponibile e della portata elaborata (tabella 1).

Le principali turbine ad azione sono le *Pelton*, le *Turgo* e le *Ossberger* (dette anche *Banki-Mitchell* o a *flusso incrociato*) ([11]). In questo caso, come già accennato, l'acqua esce dal distributore e colpisce le pale con la massima velocità possibile (velocità torricelliana, pari a $\sqrt{2 \cdot g \cdot H}$) corrispondente al salto netto dell'impianto H , mentre le ruote girano in camera a pressione atmosferica.

Certamente le Pelton sono le più note, perché utilizzate anche nei grandi impianti idroelettrici.

Il distributore è costituito da un regolatore (ugello convergente o *spina Double*) che può essere presente in numero da uno a otto (in funzione della taglia della macchina), migliorando così la capacità di regolazione e il rendimento in parzializzazione; le pale, con la tipica forma "a cucchiaino", sono imbullonate o fuse d'un sol pezzo con la ruota, tipicamente in acciaio (foto in apertura e fig. 2). Esistono anche sistemi di taglia piccolissima, come quelli di figura 3, dell'ordine del chilowatt o frazioni, per applicazioni tipicamente "domestiche". Il difetto principale di questo tipo di macchine è l'incapacità di sfruttare completamente il salto geodetico disponibile, in quanto la pressione dell'acqua all'uscita della girante è atmosferica e non si sfrutta quindi il salto tra questa e il pelo libero del canale di scarico. La disposizione della macchina può essere sia ad asse verticale che orizzontale. Valori tipici di salto e portata di utilizzo sono, rispettivamente, da 50 fino ad oltre 1000 m e da poche decine di litri al secondo a 4÷5 m³/s.

Nelle turbine *Turgo* (adatte fino a salti di circa 300 m) il getto d'acqua colpisce le pale con un angolo di 20° rispetto al piano mediano; inoltre, a differenza della turbina Pelton, può colpire più pale contemporaneamente ([11]). A parità di potenza il diametro risulta inferiore, con maggiori velocità periferiche e possibilità di accoppiamento diretto al generatore; la conseguente mancanza del moltiplicatore di giri può comportare quindi minori costi e maggiore affidabilità. Sono disponibili anche modelli da poche centinaia fino a

poche decine di chilowatt; il principale svantaggio è il rendimento minore rispetto alla Pelton. Sempre per le piccole e piccolissime potenze sono disponibili anche le *turbine a flusso incrociato*, in quanto sono macchine molto semplici e poco costose e che non necessitano di particolare manutenzione (figura 4). L'acqua immessa dal distributore sulla periferia esterna della ruota agisce una prima volta sulle pale e prosegue poi attraversando la parte centrale, aperta, per esercitare una seconda azione di spinta sul lato opposto e fluendo quindi nel canale di scarico.

È possibile mantenere relativamente elevati i rendimenti (80÷86%) anche a carico parziale regolando opportunamente l'apertura del distributore in modo da interessare al flusso solo alcune sezioni della ruota (che può avere un notevole sviluppo longitudinale).

Stante la possibilità di utilizzare un tubo diffusore conico per creare una pressione inferiore a quella atmosferica nella camera della turbina, si può recuperare il salto, altrimenti inutilizzato, tra ruota e canale di scarico, riuscendo in tal modo ad utilizzare tale turbina anche con salti molto bassi (dell'ordine di pochi metri) ([11]).

Per quanto riguarda le *turbine a reazione* invece, le principali tipologie sono: *Francis*, ad *elica* e *Kaplan*. In comune hanno la già citata caratteristica di completare la conversione dell'energia di pressione in energia meccanica nella girante; come elemento caratteristico vi è la presenza, a valle della stessa, di un *tubo diffusore divergente* che, pescando nel canale di scarico e mantenendosi costantemente pieno d'acqua, provoca una depressione barometrica e quindi un'aspirazione sotto la girante stessa, corrispondente all'altezza di questa sullo specchio libero del canale di scarico (si riesce così a sfruttare anche questo salto il che, per basse cadute, può determinare la convenienza economica dell'investimento).

Le *turbine Francis* (figura 5) sono le più note e coprono un campo molto ampio al variare del grado di reazione. Vi sono diversi modelli di turbine Francis, con i seguenti elementi caratteristici: la voluta a spirale (che convoglia l'acqua dalla condotta al distributore), il distributore (formato da pale, in tutto o in parte orientabili per la regolazione della portata) e la girante.

Le *turbine ad elica* sono turbine a flusso assiale (grado di reazione elevato, pari a 0,65÷0,7), sono caratterizzate da un numero molto limitato di pale (3÷7) con il distributore molto distante dalla girante (il flusso viene deviato con grande anticipo da radiale ad assiale).

Come nelle Francis, vi è una voluta a spirale che porta l'acqua al distributore e quindi alla girante; sono utilizzate in impianti con salti molto contenuti (da 2 a 25 m) con portate da pochi fino a 150 m³/s. Le *Kaplan*, oltre a queste caratteristiche, si differenziano per la possibilità di regolazione, oltre che tramite le pale del distributore, anche mediante le pale della girante che sono orientabili. Questo determina il vantaggio di poter mantenere il rendimento costante e pros-



Figura 3 - Micro-turbine Pelton: modello da 50-500 W della Irem spa, accoppiato ad un generatore in corrente continua a magneti permanenti a 24 V

simo a quello massimo per un ampio campo di variazione della portata (fino al 30% di quella nominale). Le installazioni con questa tipologia di turbina sono le più diverse, soprattutto in applicazioni di mini-idro.

Si accenna infine all'esistenza di due particolari tipi di turbina. Il primo, detto "*a spirale di Archimede*", è una macchina che può essere realizzata delle dimensioni opportune (in relazione al sito in esame) e può sfruttare salti bassissimi (anche dell'ordine del metro) con portate medio-basse (fino a 5,5 m³/s), con potenze generabili da pochi chilowatt fino a 300 kW. Assieme al vantaggio di un rendimento costante fino a gradi di parzializzazione dell'ordine del 20% (e quindi possibilità di sfruttare per maggior tempo i corsi d'acqua a disposizione), si può citare anche la possibilità di limitare la necessità di griglie e sgrigliatori fra le opere di presa, grazie alla capacità della coclea di lasciar passare al suo interno eventuale fauna ittica e piccoli detriti.

Il secondo tipo di turbina cui si accenna è la *Peace Turbine*: può funzionare in correnti d'acqua senza la necessità di usufruire di un salto, installate singolarmente o in serie sullo stesso asse, oppure ancora "in cascata" sullo stesso corso d'acqua ad una distanza che dipende dalla velocità della corrente stessa.

I dati dichiarati dal costruttore indicano che una turbina singola con un diametro di 1 m, sviluppa una potenza di 1 kW immersa in una corrente d'acqua con velocità di 1 m/s e 8 kW se la velocità è di 2 m/s.

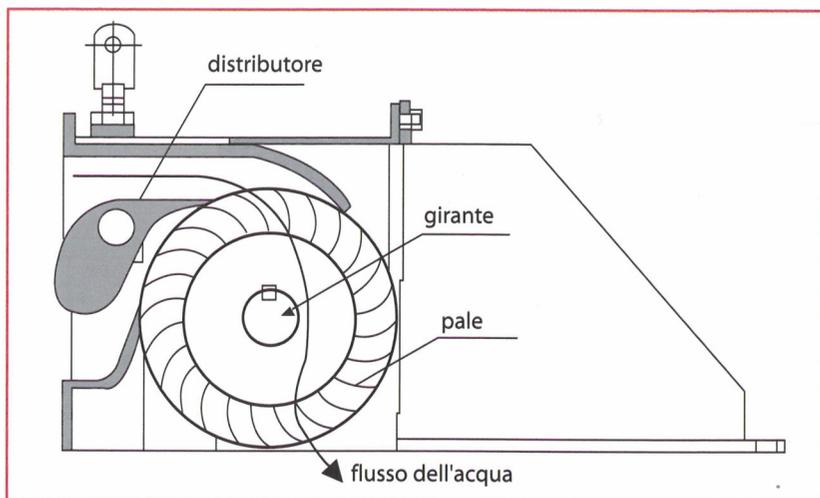


Figura 4 - Schema ed esempio di turbina Banki per portate da 20 a 70 l/s con dislivello di 20 m

PROGETTAZIONE E COSTRUZIONE DEGLI IMPIANTI MINI-IDRO

Nella fase di *progettazione* si definiscono tutti i componenti di un impianto idroelettrico:

- le opere di presa dell'acqua: dipendono dalla tipologia del corso d'acqua intercettato e dall'orografia locale, mentre il tipo di filtro e l'opportunità di automatizzarne la pulizia dipendono dalla portata derivata e dall'entità dei corpi solidi trasportati dal flusso;
- le opere di *convogliamento* dell'acqua alla turbina: canali o condotte forzate, dipendono anch'esse dall'orografia, dalla portata e dalla turbina stessa, è possibile l'uso di tubazioni in plastica (Pead o Pvc) per pressioni fino a 16 bar;
- il tipo di turbina;
- il *moltiplicatore di giri*: è consigliabile installare turbina e generatore che girino alla stessa velocità e quindi senza necessità di questo componente, con un miglioramento nel rendimento globale d'impianto;
- il *generatore elettrico*: attualmente tutti gli impianti utilizzano generatori a corrente alternata trifase, sincroni o asincroni. Come noto, i primi, generando energia alla stessa tensione, frequenza e angolo di fase della rete, vengono eccitati tramite un sistema ausiliario e un regolatore di tensione a diodi raddrizzatori; sono più costosi rispetto agli asincroni e si utilizzano per alimentare piccole reti, nelle quali la potenza del generatore rappresenta una quota sostanziale del carico del sistema. Gli asincroni invece girano ad una velocità funzione della frequenza della rete cui sono collegati, dalla quale assorbono la corrente e l'energia magnetizzante: non possono quindi funzionare in isola e si usano comunque maggiormente in grandi reti, dove la loro potenza rappresenta una quota minoritaria del carico;
- infine vi è il *trasformatore di tensione* per adattare la tensione da quella del generatore a quella più adeguata al trasporto (tipicamente media tensione, cioè sotto i 35 kV,

ma può essere direttamente bassa tensione per i micro impianti).

Oltre a queste apparecchiature, negli impianti da qualche decina di chilowatt in su sono presenti anche dei quadri di comando e d'automazione, per consentire la messa in esercizio, il funzionamento e l'eventuale messa fuori servizio dell'impianto in sicurezza e senza bisogno di presidio permanente di personale. I tempi e i costi richiesti dalla progettazione esecutiva possono variare in funzione della specifica tipologia di impianto: un periodo indicativo può essere di 12-16 mesi di progettazione per una spesa che può variare intorno al 4-5% del costo di investimento (il quale a sua volta può variare fortemente in funzione della taglia e della tipologia d'impianto, fra i 2000 e i 4500 €/kW).

Le difficoltà che si incontrano in questa fase possono derivare essenzialmente da modifiche e varianti progettuali richieste dall'autorità pubblica. Per quanto riguarda la fase di costruzione, è difficile generalizzare.

Si riportano alcuni dati inerenti gli impianti ad acqua fluente derivati da un'indagine effettuata dall'Aper (Associazione Produttori Energia da fonti Rinnovabili), [12]): tale fase può durare 10÷15 mesi e prevedere costi pari al 90% del costo d'investimento per impianti la cui vita attesa è di 30 anni, pari cioè alla durata della concessione. L'analisi delle diverse componenti dei costi di costruzione evidenzia come siano sempre le opere civili ad avere il maggior peso (> 50% dei costi di costruzione), seguite poi da opere elettromeccaniche, gruppo idroelettrico e accessori. I costi di connessione alla rete possono essere invece molto variabili in funzione del tipo di tensione, della distanza della centrale dalla linea di distribuzione locale, dal tipo di linea di distribuzione, comunque dell'ordine del percento. Gli impianti mini e micro idroelettrici possono assumere tipicamente due configurazioni: ad "alta caduta" (salto sopra i 30-40 m) e a "bassa caduta" (sotto i 30 m). Si noti come, in generale, i primi risultino meno onerosi dei secondi poiché, a parità di potenza installata, il deflusso attraverso la turbina è minore, risultando più contenute le opere idrauliche e parte di quelle civili. In una tipica situazione ad "alta caduta" sono presenti: lo *sbarramento* (una diga o traversa che può essere in calcestruzzo ma anche in materiali diversi come semplicemente massi posti trasversalmente alla corrente o terra con nucleo centrale impermeabile argilloso che si spinge fino al terreno impermeabile di fondazione, eventualmente ricoperta da fogli saldati di geotessile), le *opere di presa* di parte della portata del fiume, il *canale* (se possibile a cielo aperto per contenere i costi) che adduce l'acqua al bacino di carico, dal quale parte la *condotta forzata* che porta all'edificio di centrale e quindi alle *turbomacchine*, e infine le *opere di scarico*. Gli impianti a "bassa caduta" hanno principalmente due schemi: con canale di derivazione (si crea uno sbarramento che deriva la portata necessaria, con lunghezze del canale comunque di solito molto modeste) o senza (lo sbarramento comprende sia le opere di presa,

sia la centrale, sia le opere di scarico dell'acqua). Esiste poi un'ulteriore configurazione, detta "a sifone", possibile per salti tipicamente fino a 10 m (ma esistono esempi anche di 30 m) e che consente di ridurre al minimo le opere civili e quindi di ridurre fortemente, anche del 30%, i costi d'investimento. L'installazione di impianti in *canali irrigui* può avvenire, tipicamente, secondo due schemi, a seconda che l'impianto debba essere progettato contemporaneamente al canale (il canale viene allargato in modo da poter ospitare la camera di carico, la centrale, il canale di restituzione e il by-pass laterale, utile per assicurare la continuità della fornitura dell'acqua per l'irrigazione anche in caso di fuori servizio del gruppo) oppure il canale sia già esistente (viene effettuato un leggero allargamento per poter ospitare la presa e lo scaricatore di superficie).

ITER AUTORIZZATIVO

Il D.Lgs n. 112/98 si occupa del conferimento di compiti e funzioni amministrative e legislative dello Stato alle Regioni e agli enti locali. In particolare, le regioni assumono un'importanza notevole, poiché l'art. 30 prevede che "sono delegate alle Regioni le funzioni amministrative in tema di energia, ivi comprese quelle relative alle fonti rinnovabili, all'elettricità, all'energia nucleare, al petrolio e al gas, che non siano riservate allo Stato ai sensi dell'articolo 29 o che non siano attribuite agli Enti Locali ai sensi dell'articolo 31". In relazione all'argomento del presente paragrafo, cioè l'autorizzazione alla costruzione e gestione di impianti da fonti rinnovabili, occorre aggiungere che lo stesso Decreto, all'art. 31, ha attribuito alle Province la competenza per il rilascio dell'autorizzazione all'installazione e all'esercizio degli impianti di produzione di energia di potenza inferiore a 300 MW, e tra questi rientrano senz'altro le centrali di produzione di energia rinnovabile.

Si assiste dunque all'attribuzione della competenza legislativa alle Regioni e di quella amministrativa alle Province. Il quadro sopra tracciato è stato fortemente modificato dalla riforma del titolo V della Costituzione e, in particolare, dall'art. 117 che attribuisce e ripartisce la potestà legislativa (legge 3/2001). Tale disposizione fissa pari dignità tra la potestà statale, quella regionale e quella "concorrente". Tra le materie in cui si esplica la potestà concorrente l'art. 117 annovera la produzione, il trasporto e la distribuzione nazionale dell'energia; ciò porta a pensare che alle Regioni vadano le competenze autorizzative sugli impianti di produzione e trasporto dell'energia senza più i limiti di potenza

fissati dal D.Lgs n. 112/98. In questo contesto di incertezza si inserisce il già citato Decreto n. 387/03, volto a promuovere lo sviluppo della produzione di energia da fonti rinnovabili, coinvolgendo sia lo Stato che le Regioni, chiamandoli a contribuire al raggiungimento degli obiettivi nazionali. A tal fine, infatti, è previsto che lo Stato individui l'obiettivo indicativo nazionale, cioè la quota di energia "verde" che deve essere annualmente prodotta, demandando alla *Conferenza Unificata* la ripartizione di tale obiettivo nazionale in obiettivi indicativi regionali. In concreto sono state previste diverse delle misure volte a favorire la diffusione delle fonti rinnovabili, tra cui quelle previste dall'art. 12 circa le disposizioni per la razionalizzazione e semplificazione delle procedure autorizzative per la costruzione e la gestione di impianti di generazione che fanno uso, appunto, di fonti rinnovabili. Si tratta del cosiddetto *procedimento unico*, caratterizzato dai seguenti aspetti:

- come già accennato, la competenza al rilascio dell'autorizzazione⁴ è attribuita alle Regioni, che possono esercitarla direttamente oppure delegarla ad altro soggetto istituzionale (ad esempio alle stesse Province che avevano la competenza con il precedente D.Lgs n. 112/98);
- i tempi del procedimento sono fissati con precisione: la Regione, entro trenta giorni dal ricevimento della domanda di autorizzazione, deve convocare una conferenza di servizi e il termine massimo per la conclusione del procedimento non può essere superiore a 180 giorni. In sostanza, attraverso tale conferenza, l'amministrazione procedente potrà convocare in un'unica assemblea tutte le amministrazioni competenti a pronunciarsi sulla richiesta di autorizzazione⁵, a conclusione della quale, in caso di esito positivo, potrà provvedere immediatamente al rilascio dell'autorizzazione. Ogni amministrazione vi partecipa attraverso un unico rappresentante, legittimato ad esprimere il voto, e le decisioni vengono prese a maggioranza. In tal modo le amministrazioni dissenzienti vengono private del potere di veto (e ciò contribuisce non poco allo snellimento della procedura), con alcuni correttivi che permettono di distinguere tra i vari pareri sfavorevoli espressi e di rimandare in tal caso la decisione ad organi superiori;
- l'art. 12 prevede comunque che la Conferenza Unificata debba approvare delle linee guida per lo svolgimento del procedimento unico. Sotto questo profilo si pone tuttavia un problema e cioè come devono comportarsi le Regioni in attesa della loro predisposizione, tenuto conto che non è possibile bloccare il meccanismo del rilascio delle auto-

⁴ L'autorizzazione regionale riguarda sia la costruzione e l'esercizio degli impianti di produzione di energia elettrica alimentati da fonti rinnovabili, ma anche gli interventi di modifica, potenziamento, rifacimento totale o parziale e riattivazione, nonché le opere connesse e le infrastrutture indispensabili alla costruzione e all'esercizio degli impianti stessi.

⁵ La funzione di tale procedimento è quella di far confluire in un unico contesto una pluralità di amministrazioni, che altrimenti dovrebbero essere sentite in differenti procedimenti, ognuno dei quali volto all'emanazione di un atto amministrativo, nella materia di propria competenza. Alla luce di tale finalità dovranno essere invitati tutti quei soggetti e uffici che, fino ad oggi, erano competenti ad adottare atti amministrativi in materia di impianti da fonti rinnovabili: Regioni, Province, Comuni, ma anche le amministrazioni interessate a questioni tecniche o per la particolarità di territori sottoposti a vincoli (ad esempio Arpa, Asl, Consorzi di bonifica ed irrigazioni, Enti Parco, ecc.).



Figura 5 - Nell'immagine, turbina Francis della Zeco srl (P=90 kW, H=41÷80 m, Q=130÷160 l/s)

rizzazioni. In effetti, le Regioni attualmente danno attuazione al procedimento unico anche in assenza delle linee guida nazionali, ma emanandone di proprie.

Per quanto concerne la *documentazione da produrre* ai fini autorizzativi, per impianti di potenza inferiore ai 20 kW è sufficiente presentare la Dia (*Dichiarazione Inizio Attività*) al Comune competente, nel rispetto dei vincoli storico-paesaggistici e architettonici della zona.

Per impianti di taglia superiore la richiesta di *Autorizzazione Unica* dovrà essere *accompagnata dagli opportuni permessi* (permesso di costruire, eventuale Valutazione di Impatto Ambientale, domanda di allacciamento alla rete, ecc.), nonché dalle autorizzazioni specifiche per il tipo di fonte utilizzata (ad esempio la concessione di derivazione d'acqua nel caso di impianti idroelettrici). Il concetto di *Autorizzazione Unica*, pur non essendo di fatto diventato concretamente operativo, ha tuttavia contribuito in maniera più o meno diretta a semplificare l'iter autorizzativo.

Nonostante ciò le questioni procedurali restano di fatto tra le principali cause di ritardo nella realizzazione degli impianti alimentati da fonti rinnovabili. Tra le difficoltà più comuni riscontrate a livello nazionale si ricordano:

- per l'idroelettrico: la tempistica incerta nel rilascio del disciplinare di concessione per l'utilizzo delle acque da par-

te dell'Ente preposto (Regione o Provincia);

- per l'eolico: i problemi legati all'impatto ambientale e l'allacciamento alla rete elettrica, ad esempio la presenza di aree protette per le quali non è pensabile che vengano realizzati impianti eolici di dimensioni considerevoli, oppure il caso di aree ventose poste in corrispondenza dei crinali montuosi e quindi di zone isolate, sicuramente poco servite dalla rete elettrica.

Va detto tuttavia che, nelle esperienze di molti operatori del settore, non si è ancora visto l'atteso snellimento promesso con l'introduzione del procedimento unico, anzi la lentezza con cui lo Stato e le Regioni stanno gestendo il programma di adozione delle linee guida fanno sì che i soggetti proponenti vedano l'autorizzazione unica non come la somma di tutte le autorizzazioni fino ad oggi previste, bensì come un processo aggiuntivo a tutti gli altri.

CONCLUSIONI

Il presente articolo dimostra, tra le altre cose, come le tecnologie per la realizzazione degli impianti eolici e idroelettrici di piccola taglia abbiano ormai raggiunto la piena maturità. Inoltre il mercato delle macchine sembra maturo dal momento che in entrambi i campi esistono più produttori presenti sul territorio nazionale. A completamento di questo quadro generalmente positivo vi sono i provvedimenti legislativi per l'incentivazione delle fonti rinnovabili. Gli ostacoli che ancora permangono ad una diffusione massiccia di questo tipo di impianti sono principalmente costituiti dalla mancanza di certezze sugli iter autorizzativi e di conoscenze diffuse e approfondite sul quadro normativo, e per quanto riguarda l'eolico dalla mancanza di studi anemologici adeguati per l'individuazione di siti adatti. Tutte queste ragioni e anche altre, a volte completamente estranee al mondo dell'ingegneria e dell'impresa, fanno spesso preferire altri sistemi di energia rinnovabile, in primis quelli fotovoltaici.

Filippo Busato, Marco Noro,
Dipartimento di Tecnica e Gestione dei Sistemi Industriali,
Università di Padova - Sede di Vicenza
Davide Del Col
Dipartimento di Fisica Tecnica, Università di Padova
Disegni di Marco Logrand

BIBLIOGRAFIA

- [1] Sorensen B., 2000, *Renewable Energy (Second edition)*, Academic Press.
- [2] Report Eolico 2006-2007, Associazione Produttori Energia da fonti Rinnovabili.
- [3] Dati statistici sull'energia elettrica in Italia 2005, Terna.
- [4] Betz A., 1926, *Wind Energie*, Germania.
- [5] <http://www.ricercadisistema.it/pagine/notiziedoc/61/index.htm>.
- [6] Secondin M., 2004, *Energia Eolica: stato dell'arte e prospettive di sviluppo per l'Italia. Analisi della fattibilità tecnico-economica di impianti di piccola taglia*, Tesi di Laurea, Università di Padova (sede di Vicenza). Relatore Renato Lazzarin.
- [7] <http://www.restscreen.net>.
- [8] R. Lazzarin (a cura di), 2005, *La rivoluzione elettrica. Cosa è cambiato nella produzione, nella distribuzione e nella vendita dell'energia elettrica in Italia*, Dario Flaccovio Editore, Palermo, Isbn 88-7758-640-0.
- [9] Gestore Servizi Elettrici, 2006, *Le attività del Gestore dei Servizi Elettrici. Rapporto 2006*.
- [10] Ventrone G., 1996, *Corso di macchine. Macchine e impianti per la conversione dell'energia*, Edizioni libreria Cortina, Padova, ISBN 88-7784-118-4.
- [11] Penche C., 1998, *Guida all'idroelettrico minore. Per un corretto approccio alla realizzazione di un piccolo impianto, realizzato dall'European Small Hydropower Association (Esha) per la Commissione delle Comunità Europee, Direttorato Generale per l'Energia*.
- [12] Enea, 2005, *Le fonti rinnovabili 2005. Lo sviluppo delle rinnovabili in Italia tra necessità e opportunità*.

Energy Efficient Ventilation for Retrofit Buildings

La ventilazione energeticamente efficiente nel retrofit degli edifici

HAZIM B. AWBI

TSBE Centre, University of Reading, Reading, United Kingdom

SUMMARY

This article reviews the various types of ventilation and air distribution systems available for buildings of different types. It aims to highlight the significant parameters that need to be considered in selecting and designing ventilation systems for buildings to achieve the necessary levels of indoor air quality (IAQ) for occupants and energy efficiency. Although the issues considered are applicable to all types of buildings attention will be given to retrofitting. It briefly outlines the role of ventilation in achieving the required IAQ targets and discusses the performance of different types of ventilation systems in use. As a result of new energy efficiency directives and legislations in Europe and elsewhere, the ventilation energy component of HVAC systems has increased in relative terms and this article introduces a method for evaluating the performance air distribution systems that is based on ventilation and energy effectiveness. A range of ventilation systems are discussed, including mechanical and natural, and results for more recently developed mechanical air distribution systems are compared with conventional systems.

RIASSUNTO

Questa memoria è una rassegna dei differenti tipi di ventilazione e di sistemi di distribuzione dell'aria disponibili per i vari tipi di edificio. L'obiettivo è quello di sottolineare le grandezze significative da considerare nella scelta e nella progettazione di un sistema di ventilazione degli edifici per garantire le prestazioni in termini di qualità dell'aria interna (IAQ) per gli occupanti ed efficienza energetica. Nonostante i punti considerati siano applicabili a tutti i tipi di edificio, va fatta molta attenzione al retrofitting. Nella memoria viene brevemente descritto il ruolo della ventilazione ai fini dell'ottenimento dei livelli di IAQ richiesti e viene discussa la prestazione dei differenti tipi di sistemi di ventilazione utilizzati. A seguito delle nuove direttive e della legislazione sull'efficienza energetica, in

Il recupero energetico degli edifici esistenti: quali soluzioni per un sistema integrato, l'involucro, gli impianti e la regolazione
*Energy refurbishment of existing buildings:
which solutions for an integrated system, envelope, plant, control*

Baveno, 22-23 settembre 2011

Europa come dovunque negli impianti HVAC la spesa energetica dovuta alla ventilazione è aumentata in termini relativi; questa memoria introduce un metodo per la valutazione delle prestazioni del sistema di distribuzione dell'aria, basato sulla ventilazione e sull'efficienza energetica. Vengono discussi alcuni tipi di ventilazione, tra cui quella meccanica e quella naturale, e viene effettuato un confronto tra i sistemi di distribuzione dell'aria più recenti e quelli convenzionali.

1. INTRODUCTION

Although there are new building codes being developed for Europe and other countries across the world with the aim of making new buildings and their systems more energy efficient and in some cases “zero carbon”, the majority of existing buildings will be in use for many decades to come. In the UK, buildings currently account for about 44% of greenhouse emissions with 27% of this produced by homes and 17% by other buildings. The UK has about 26 million homes of which about 39% were built before 1945 and almost 25% of these before 1919, i.e. prior to the introduction of cavity wall construction, which is usually used for adding insulation to the walls. It is expected that 75% of existing buildings will still be in use by 2050 (National Refurbishment Centre, 2010). The situation in other European countries is not much different from the UK.

The purpose of building energy performance assessment based on the Energy Performance of Buildings Directive (EPBD, 2002) and the recast EPBD (2010) is to improve energy efficiency and reduce carbon emissions in European buildings. The new EPBD has introduced improved standards of energy conservation for new and refurbished buildings and requires energy performance certification for all buildings larger than 250 m² as well as regular inspection of domestic and commercial boilers and commercial HVAC systems. The directive requires developing methods for calculating the energy performance of buildings with the aim of applying optimum energy performance criteria to new buildings and major refurbishments. It also requires the developer to consider alternative energy sources (e.g. renewable energy, CHP, district energy schemes, etc.). In the UK, revised building regulations (Part L, 2010a and Part F, 2010b) came into effect from October 2010 to meet the EPBD requirements.

The significance of ventilation energy in the total energy use in a building is expected to increase as the building fabric energy performance improves and ventilation standards recommend higher ventilation rates for improving indoor air quality (IAQ). It has been estimated that the energy required for the provision of fresh air to UK buildings to increase to about 60% of the total energy consumption. There will be a requirement therefore for assessing the energy performance of ventilation systems both for new building and refurbishments. In particular, ventilation systems undergo more frequent refurbishments than the building fabric hence there is a potential for large energy savings by proper selection, sizing, installing and maintaining these systems. Some of the types of ventilation systems that have the potential for improved energy performance and IAQ effectiveness will be considered in this article.

2. THE NEED FOR VENTILATION

One of the key factors in providing a good standard of air quality in buildings is the provision of adequate supplies of clean fresh air and distributing this effectively in the

occupied zones of the building. The provision of fresh air is vital for building occupants due to the increasing levels of airborne pollutants in buildings from various sources. Building occupants are being exposed to increasing levels of indoor air pollutants due to a variety of factors, including:

- Construction of more tightly sealed buildings
- Reduction in ventilation rates to save energy
- The use of synthetic materials and furnishings that emit volatile organic compounds (VOCs)
- The increased usage of personal care products, house cleaning products, pesticides, etc.

In addition to the internally produced contaminants, the outdoor air particularly in large cities is becoming a significant source of air pollution due to increased transport vehicles as well as industrial emissions. These contaminants need to be removed or their concentrations reduced in indoor spaces and ventilation is the mechanism for achieving this. Failing to reduce the level of indoor air pollutants could have a major impact on the health and wellbeing of building occupants.

It is estimated that some 40% of occupied building spaces suffer from comfort, health, and safety related complaints (Fisk, 2000a). Indoor environmental quality (IEQ) complaints and sickness absence of office workers are often associated with the terms Sick Building Syndrome (SBS) and Building-Related Illness (BRI). Losses in work productivity and performance have a direct financial impact on businesses. Therefore, improving health, comfort and safety of the population in buildings has the potential for economic and societal benefits through increased productivity, reduced sickness and medical costs, etc.

A number of studies have shown that there is a link between health-related symptoms and the ventilation rates of various buildings (e.g. Seppänen, 1999; Fisk, 2000a; Fisk, 2000b; Wargocki *et al.*, 2002). These studies have shown that the prevalence of some types of communicable respiratory diseases is higher under conditions with lower ventilation rates.

Other studies have shown significant relationships between the performance of people of different age groups occupying different types of buildings and their work-related performance and productivity (e.g. Wargocki *et al.* 1999; Bakó-Biró 2004; Seppänen *et al.* 2006; Bakó-Biró *et al.* 2008; Boestra and van Dijken 2010). Figure 1 which represents data from different studies on school ventilation (including our own data from Bakó-Biró *et al.* 2008), shows the link between ventilation rate and student's performance.

3. TYPES OF VENTILATION SYSTEMS

Ventilation is the process of replacing indoor air with fresh air from outside the building. This can be fortuitous in the form of air leakage through cracks and openings (air infiltration) or purpose ventilation in the form of natural, mechanical or a combination of the two (hybrid). Purpose ventilation requires the use of a system or a device to provide and regulate the required quantity of air according to occupancy level or process requirements in the building. The most common types of ventilation methods under each category are briefly outlined in the sections below.

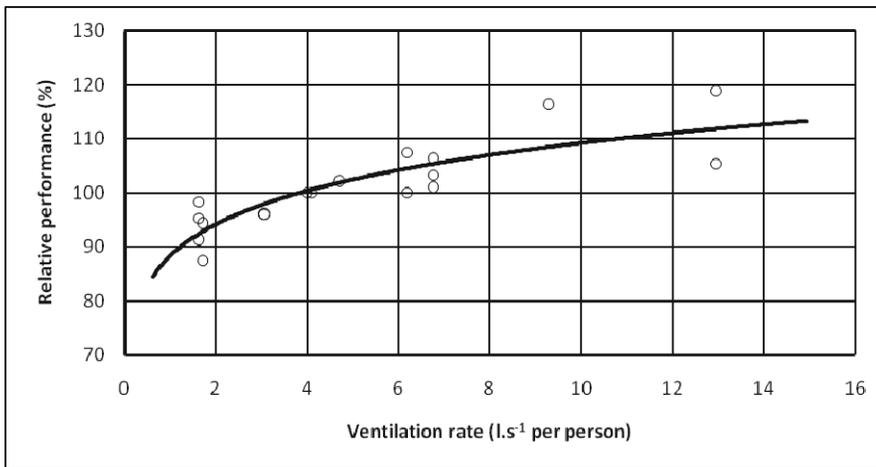


Figure 1 - Effect of ventilation rate on learning performance in schools. From (Boestra and van Dijken, 2010)

3.1. Natural Ventilation

Natural ventilation is the process of supplying air to a building using the natural forces of wind and buoyancy. The wind flow over a building creates pressure differences across the building façade which will drive outdoor air through openings. On the other hand the buoyancy force is caused by the difference in temperature between the inside and outside air as well as the difference in height between two openings in the building. Unlike mechanical ventilation systems, which can normally be easily retrofitted into buildings, natural ventilation systems need early integration into the building design. Natural ventilation requires openable windows, doors and other openings in the building façade; all of which must be designed into the building envelope and can also be achieved by a simple ducted system with intakes and exhausts at different heights.

There are different methods of providing natural ventilation. The most common types are:

- Single-sided ventilation: This is the airflow through one or more openings on one side of the building which is driven by either wind or buoyancy or a combination of the two, e.g. Figure 2. The limit for achieving acceptable ventilation in this case is over an area that is approximately 2.5 ceiling heights ($W_{\max} \approx 2.5 H$) for a window area approximately $1/20^{\text{th}}$ of the floor area.
- Cross (double-sided) ventilation: This is airflow driven across the building from one side to the other through two or more openings on the opposite sides. The main driving force in this case is the wind pressure difference between the opposite openings, see Figure 3. This method is usually capable of providing ventilation over a room length that is about 5 ceiling heights ($W_{\max} \approx 5 H$).
- Stack ventilation: This is mainly buoyancy driven that can also be assisted by wind pressure difference across the two ends of a stack, see Figure 4. To be effective the height of the stack must be appreciable and this depends on design requirements. Nowadays, ventilated facades are often used to utilise the stack effect in tall buildings, Figure 5. A typical effect of temperature difference be-

tween inside and outside a building and the ventilation rate is shown in Figure 6. For this particular building the air flow rate, n , in $\text{l}\cdot\text{s}^{-1}$ per m^2 of floor area is related to the temperature difference ΔT (K) by:

$$n = 0.45 + 1.9 \Delta T \quad (1)$$

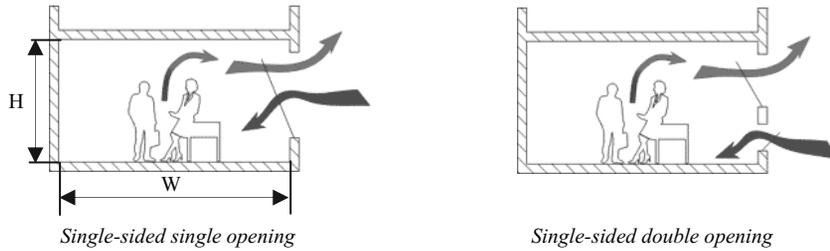


Figure 2 - Single-sided ventilation. Note: $W_{max} \approx 2.5 H$

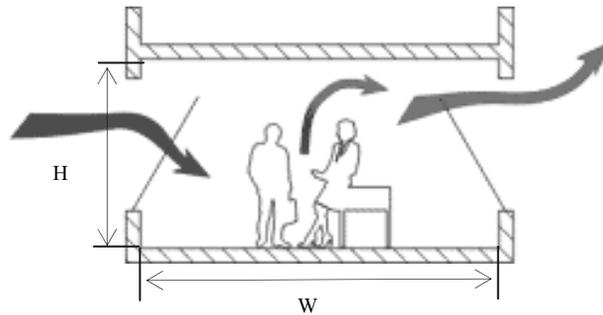


Figure 3 - Cross ventilation. Note: $W_{max} \approx 5 H$

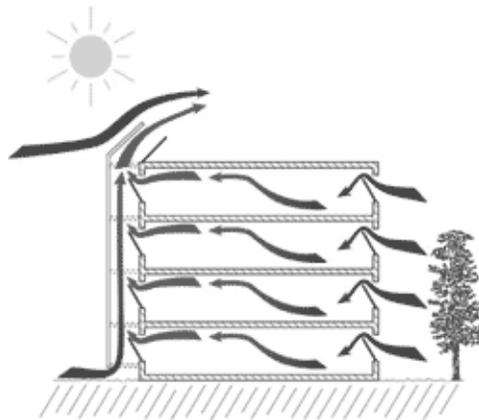


Figure 4 - Stack ventilation

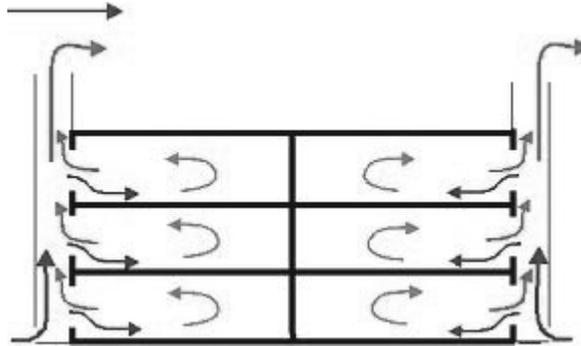


Figure 5 - Ventilated façade

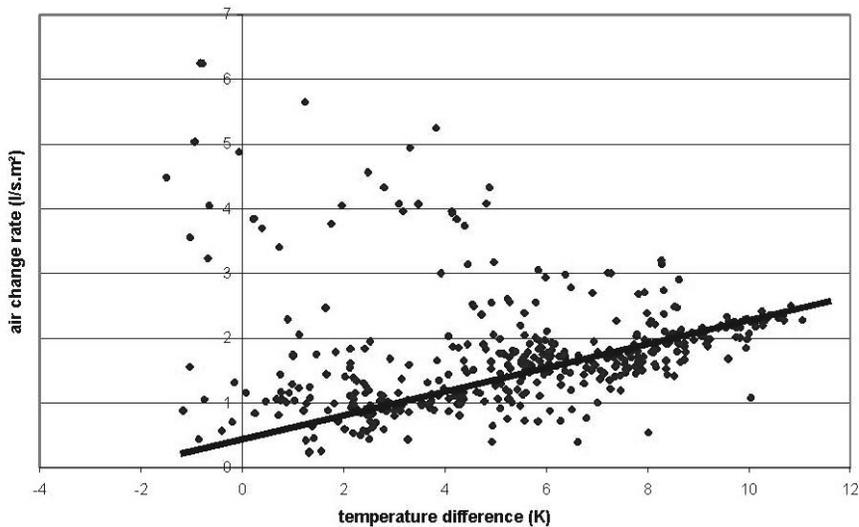


Figure 6 - Relation between air change rate and temperature difference. From (Demeester, et al. 1999)

3.2. Mechanical Ventilation Systems

In mechanical ventilation the airflow control is based on certain design criteria and requirements by the building occupants. Although it usually provides better control of ventilation air, a mechanical system is however more energy intensive as it requires fans and ductwork to distribute and extract the air around the building. Mechanical ventilation systems are categorised into five main types depending on the method of air supply and extract from the room (room air distribution) as given below.

- Mixing ventilation (MV): The principle behind a MV system is to mix fresh air with contaminated room air to provide a fresh supply of air and lower the contaminant concentrations, see Figure 7. Here, an air jet is normally supplied in the upper parts of the room (ceiling or wall at high level) at a high velocity (typically $> 2.0 \text{ m.s}^{-1}$) to provide air circulation around the room. With a properly

designed system, the resulting temperature and contaminant concentration in the occupied zone should be quite uniform.

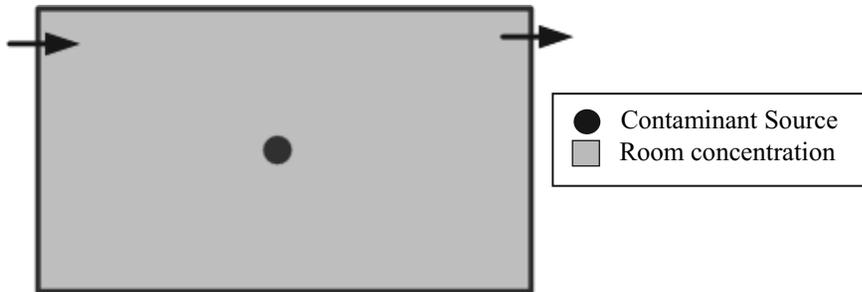


Figure 7 - Contaminant distribution in mixing ventilation system

- Displacement ventilation (DV): A DV system is based on the principle of displacing contaminated room air with fresh air from outside, see Figure 8. Cool air is normally supplied at low velocity (typically < 0.5 m/s) at or near the floor to create an upward air movement (thermal plumes) as it warms up by heat sources in the room. This will normally create vertical gradients of air velocity, temperature and contaminant concentration. This is usually a more energy efficient air distribution system as it requires lower fan power and has higher ventilation effectiveness than mixing ventilation.

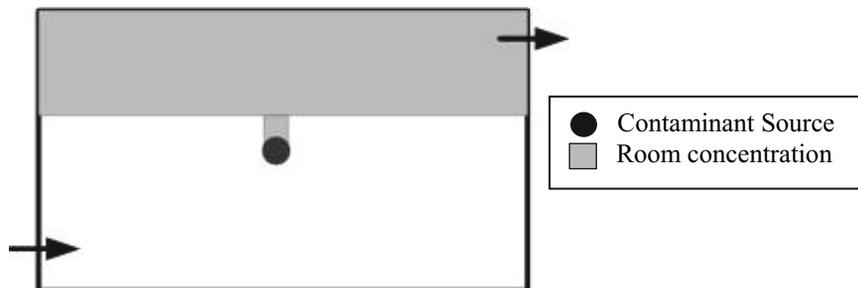


Figure 8 - Contaminant distribution in displacement ventilation system

- Hybrid air distribution (HAD): Although a DV system usually provides a more efficient method of air supply it suffers from two main problems: (1) it cannot be used in the heating mode; (2) the air supply has a limited penetration distance along the room. A hybrid air supply system combines the characteristics of both MV and DV systems to overcome the shortcomings of the DV system. Some so called hybrid air distribution systems have recently been developed, such as the impinging jet (IJ) systems and the confluent jet (CJ) system, see Figure 9.

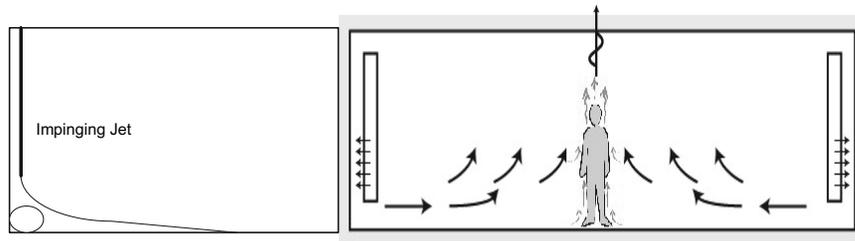


Figure 9 - Hybrid air distribution systems. a) Impinging jet (b) Confluent jets

- Personalized ventilation (PeV): The previously mentioned room air distribution systems are designed to provide fresh air to the whole of the occupied space. In certain types of occupancy, e.g. normal offices, it may be sufficient to supply the fresh air directly to the occupants. This is now known as “Personalized Ventilation” (PeV), sometimes also referred to as Task/Ambient Conditioning (TAC), and theoretically this method of air supply should reduce the quantity of fresh air that is required for a ventilated space. PeV aims to provide fresh air directly to the breathing zone of every occupant in the space, see Figure 10. The aim is that occupants' satisfaction and productivity may be increased as a result of improved air quality, thermal comfort and personal control over the environment and, depending on system design and operation, energy use may be reduced when compared to whole-zone ventilation methods.

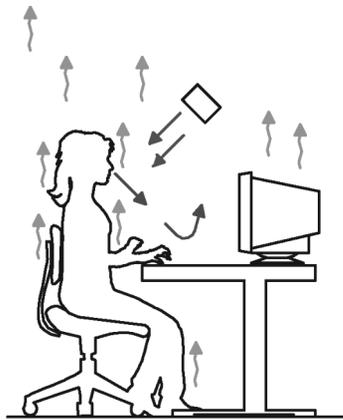


Figure 10 - Personalized ventilation system

- Piston ventilation (PiV): In this method of air distribution air is supplied vertically or horizontally across the whole room at low velocity (typically 0.2 to 0.4 m/s) and turbulence to create a “piston” type flow, see Figure 11. This is very effective way of removing contaminants from the room but it is also costly and requires very high air change rate (200 to 600 air changes per hour). Hence, it is only used in certain applications, such as clean rooms.
- Local exhaust ventilation (LEV): This is primarily an extract ventilation system which is very effective in rooms where localised contaminant sources can be identified, such as in industrial premises or kitchens, see Figure 12. Normally

an extract hood is placed above the source to remove the pollution before it is allowed to spread in the room.

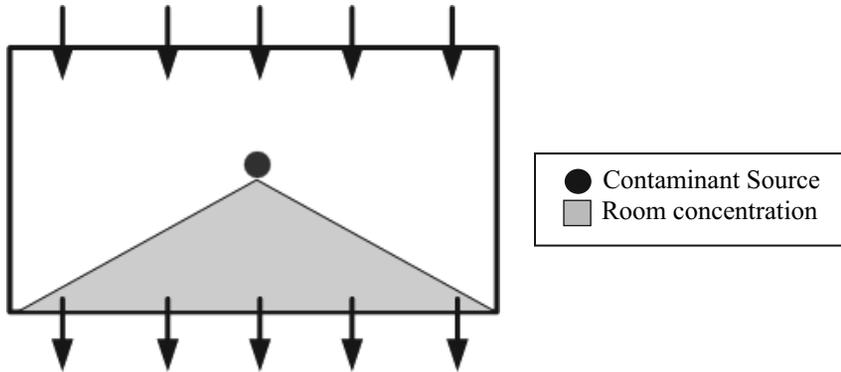


Figure 11 - Piston ventilation system

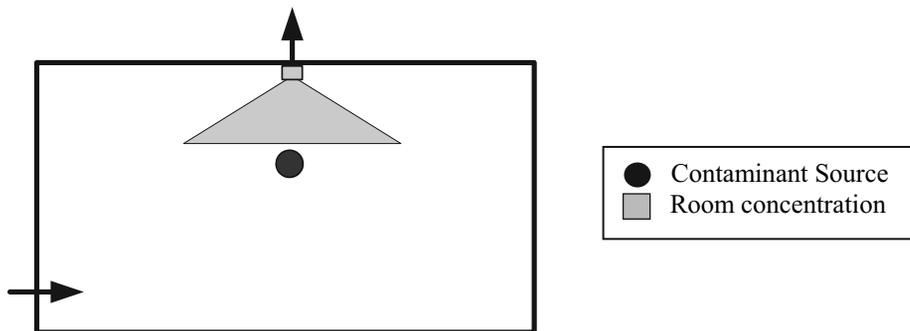


Figure 12 - Local exhaust ventilation system

3.3. Hybrid Ventilation Systems

Hybrid ventilation systems are designed to provide a comfortable internal environment using both natural and mechanical ventilation systems, but using different features of these systems at different times of the day or in different seasons. Hybrid ventilation combines mechanical and natural forces in a two-mode system. The mode that is active reflects the external environment and takes maximum advantage of ambient conditions at any point in time. A hybrid system, unlike a conventional system, has an intelligent control system that can switch automatically between natural and mechanical modes in order to minimise energy consumption. Three key approaches to hybrid ventilation can be identified for different situations, as given below.

Natural and mechanical ventilation

This approach is based on two fully autonomous systems. The control strategy either switches between systems or runs both in parallel but for different tasks. An example is a system that uses natural ventilation in mid-season and mechanical ventilation in summer and/or winter. This approach is also used to provide mechanical ventilation in

occupied hours and natural ventilation for night cooling.

Fan-assisted natural ventilation

This approach uses natural ventilation combined with an extract or supply fan. During periods of peak demand or when the natural driving forces are reduced, pressure differences can be enhanced by fan assistance.

Stack and wind-assisted mechanical ventilation

In this approach a mechanical ventilation system optimises use of natural driving forces, such as cross- or stack ventilation. It is used in systems with small pressure losses where natural driving forces can contribute significantly to the pressures needed.

Hybrid ventilation is tailored to each building whereas mechanical ventilation systems can be purchased "off-the-shelf". The success of hybrid systems therefore depends on integrating its design from the earliest stages of building design; the designer may need to spend more time in the early stages of a hybrid system than for designing conventional mechanical ventilation systems.

4. VENTILATION FOR RETROFITTING

Engineers involved in retrofit HVAC projects normally only have access to design procedures applied for new build projects. These procedures have the same drawbacks as for new build, e.g. plant oversizing due to the use of design safety margins as well as inaccurate design data in some cases. In the case of retrofit, however, a much more accurate assumption is possible by focusing on the actual requirements for the building based on knowledge gained from the operation of existing systems. The inefficiencies caused by plant oversizing, for example, can be eliminated by down-sizing the replacement plant. This may not only reduce waste, capital and operating costs but also provide better indoor environmental quality (IEQ) and lower energy consumption.

Naturally ventilated or hybrid buildings need to be designed with the relevant systems and concepts integrated within the building fabric in order to operate properly and efficiently. However, this ideal situation does not mean that existing buildings could not be retrofitted to operate under one or both of these ventilations modes. Generally, mechanically ventilated buildings can be more easily retrofitted than naturally ventilated or hybrid buildings to meet new energy efficiency requirements, such as a country's building codes or EPBD.

4.1. Air tightness

Air tightness testing involves the measurement of the airflow rate, Q_{50} , required to pressurise the enclosure to 50 Pascal. This pressure is low enough not to cause any damage to the building and high enough to overcome moderate wind speeds. To relate the measured airflow rate to an air tightness standard, the flow rate is normalised by the envelope area of the building, S . In the UK, BSRIA (2001, 2006) has undertaken tests on various building types without an air tightness specification. The UK average air leakage index for offices, whether air-conditioned or naturally ventilated, is $21 \text{ m}^3\text{h}^{-1}$ per m^2 of building façade area. Factories and warehouses average $32 \text{ m}^3\text{h}^{-1}\text{m}^{-2}$ and superstores $26.5 \text{ m}^3\text{h}^{-1}\text{m}^{-2}$. Educational buildings tend to average the same as offices. Figure 13 compares this data with current UK standards. It can be seen from this figure that the factory/warehouse buildings have the highest air leakage rate. The leakage areas in many buildings will need to be more than halved to comply with currently recommended air

infiltration rates in the UK (Building Regulations-Part F1, 2010b). Therefore, a first step in retrofitting buildings will be to improve their airtightness to recommended levels.

Reducing air infiltration to $5 \text{ m}^3\text{h}^{-1}\text{m}^{-2}$ in existing naturally ventilated houses is possible, but reducing infiltration beyond this level is not acceptable without the use of either mechanical, natural or a hybrid ventilation systems. A mechanical ventilation system offers the potential of reduced energy consumption through heat recovery from exhaust air.

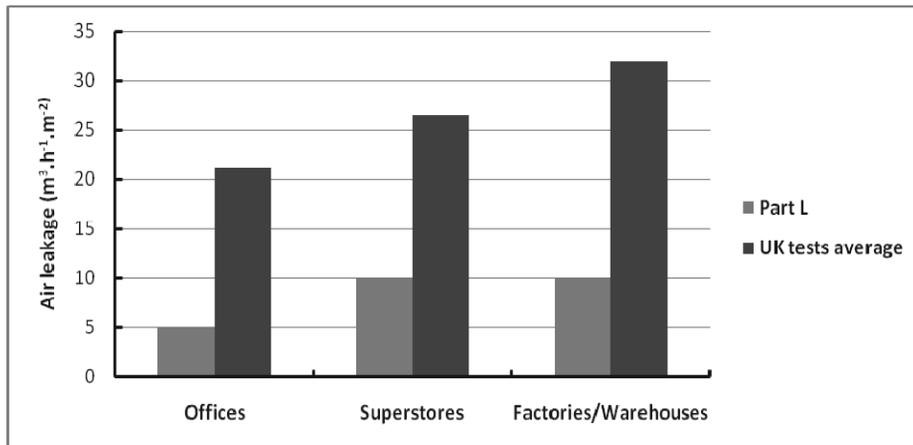


Figure 13 - A comparison of air tightness in UK buildings

4.2. Retrofitting Natural Ventilation

In addition to developing new natural ventilation openings and devices, retrofitting for naturally ventilated buildings could include some basic measures for improving the thermal performance of the building fabric, reducing solar gain and improving daylighting performance. The main objectives of these different measures are to:

- reduce the energy demand and the environmental impact of the building;
- improve thermal comfort within the building in summer and winter seasons.

Cross ventilation

Large ventilation grilles could be integrated with the existing openable windows and the building façade to allow natural ventilation and cooling in the summer. These ventilation grilles can be shut or removed outside the summer season. Where possible the openings should be arranged to provide cross-ventilation and to capture the prevailing wind. Shading devices can also be integrated with the ventilation openings to reduce solar gain in the summer season. These openings can also provide cooling of the building fabric using night-time ventilation to cool the building mass and provide more comfort during day-time. The design of the grilles should not only allow maximum air flow but also reduce the noise level particularly during day-time operation when the building is normally occupied.

The success of a natural ventilation strategy will not be determined purely by technical specifications. Reality may not match the modelled assumptions about the extent and timing of window or vent opening and closing, as the variables that determine occu-

pants' response to their conditions are many and varied. Allowance should be made for building occupants to operate natural ventilation openings. Cross ventilation requires the windows to be carefully designed. If a motorised upper window or clerestory is installed then these may be controlled by a building management system (BMS) to ensure adequate ventilation, particularly on windy days when the occupier may shut a manually-operated lower window. The incoming air through the clerestory window can also be entrained across the exposed thermal mass for cooling the building at night and the same principle can be used to purge the room of heat build-up during the day.

Stack ventilation

Stack ventilation is sometimes used where cross ventilation is not possible, and single-sided ventilation cannot provide a sufficient air change rate. As previously explained stack ventilation is driven by temperature (and therefore pressure) differences between the warm air in the occupied space and the cooler external air. Warm air rises upwards in the building and exits through one or more high level openings; and the air displaced from the building causes cooler fresh air to be drawn into the building through low-level openings, such as windows and vents.

The stack ventilation effect can be enhanced by increasing the height of the ventilation stack or by providing a small fan in the extract path for hot still days. Stack ventilation can also be wind driven, aided by the design of the roof top cowl. In practice this is likely to be the predominant daytime ventilation driving force when internal and external air temperatures are close.

Stack ventilation can also be combined with cross ventilation for improved fresh air supply. Stack ventilation can be enhanced through the use of a solar chimney which increases the temperature of the air within the chimney and in turn increases the ventilation through the building. To be fully effective the solar chimney should be higher than the building roof level and face the predominant direction of the sun. The performance of the chimney can be increased if the side of the chimney facing the sun is glazed. Heat absorbing material can also be incorporated on the opposite side to prolong the air heating effect within the chimney when the solar gain reduces from the late afternoon onwards.

Windcatchers

Roof-mounted ventilators, e.g. windcatchers, offer an alternative to more traditional means of natural ventilation and are available in a range of designs. The ventilation principles of roof-mounted natural ventilation devices are shown in Figure 14 which depicts the airflow typical of circular and square section windcatcher. The segment(s) on the windward side of the windcatcher provide a supply of air to rooms below due to the pressure of the wind blowing at the windcatcher. The other segments, which act as extracts, are subjected to a suction force created by the low-pressure region at the downstream openings of the windcatcher. The driving force is the pressure difference between the inlet and extract segments of the device.

Ventilated building façades

Double skin glass façades can provide low energy and effective ventilation for not just new buildings but also in the retrofitting of existing buildings. This type of ventilation is mainly used in public buildings (offices and commercial buildings) where the potential of a new high-tech image may easily justify the high investment costs. The main purpose of the double skin envelope is to balance the need for daylight and outdoor view

with the heat gain and loss through the fabric. The air cavity can be heated by solar gain to create a warm buffer zone that protects rooms in winter and can be configured to function as a solar (thermal) chimney in the summer thus utilizing the stack effect to remove excess heat. The use of double skin glass façades is heavily dependent on the climatic conditions.

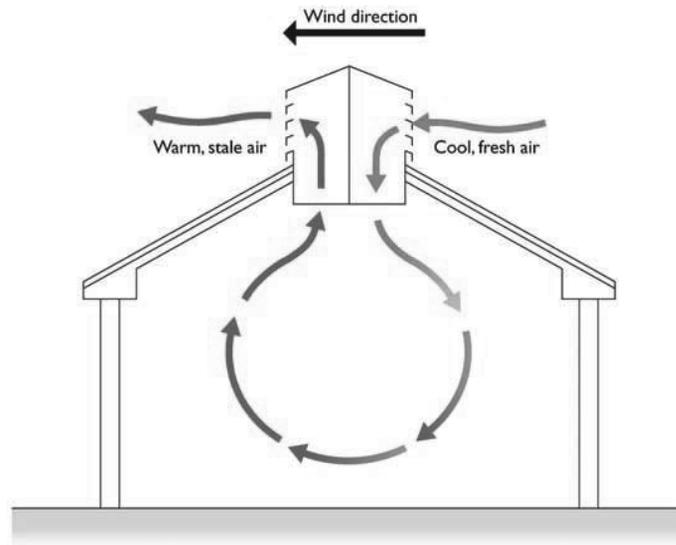


Figure 14 - Airflow patterns through a windcatcher and room

A sustainable upgrade of an existing building façade should be based on providing active or passive solar energy in order to achieve the highest indoor comfort by restricting the use of HVAC and provide artificial light.

Trombe wall

A Trombe wall is a sun-facing wall covered on the outside by glass with an air space between them, Figure 15. The concrete wall absorbs solar energy during day-time and releases it towards the interior at night. Modern Trombe walls have vents added to the top and bottom of the interior wall to allow heated air to flow via natural convection into the building. This is a suitable method of passive ventilation due to the chimney effect caused by the temperature difference between the air cavity and outside air. The vents have one-way flaps which prevent convection at night, thereby making heat flow strongly directional. Generally, the vents to the interior are closed in summer months when heat gain is not wanted.

4.3. Retrofitting Mechanical Ventilation

There are many types of mechanical ventilation systems that can be used for retrofitting buildings, some of which are listed below.

Extract ventilation

Extract-only systems are generally used in environments where air becomes directly contaminated by a particular activity or process. The main benefit of mechanical

extract over natural ventilation is a constant and predictable ventilation rate. For many applications this is an essential requirement and often the use of natural ventilation would not be appropriate. Such systems are used for example in:

- Commercial kitchens
- Toilets and bathrooms
- Underground car parks
- Factories or industrial buildings
- Localised industrial extraction.

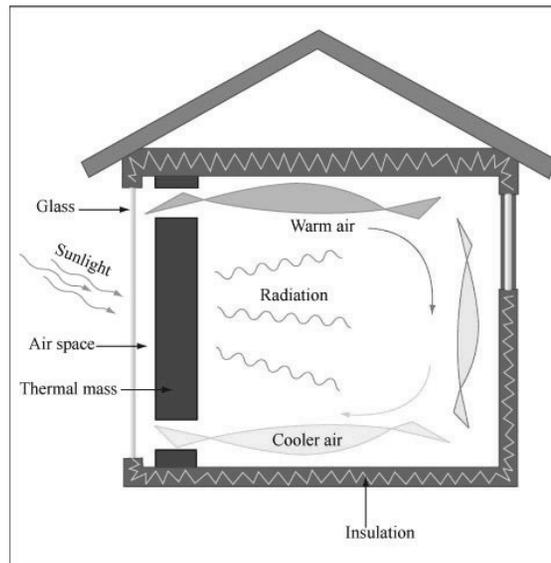


Figure 15 - Ventilating Trombe wall

Supply ventilation

Supply-only systems have limited application, but are more suited to ventilating occupied spaces than extract only systems. Supply-only ventilation can be used to filter and heat or cool the fresh air. The pattern of air is also more controllable. Typical applications using supply-only mechanical ventilation include:

- Roof-mounted warm air units
- Boiler house ventilation
- Unitary perimeter fan-coil units with a direct fresh-air supply.

Supply and extract systems

A supply and extract system comprises a central air handling unit (AHU), typically containing separate supply and extract fans, an air filter and/or a heating coil supplied with hot water from the building boiler system and a cooling coil supplied by a water chiller. A ductwork system is used to supply and extract air from around the building. A heating/cooling coil can provide the main source of heating/cooling for the building. To save energy, some systems are designed to recirculate a portion of the extracted air from the building back into the supply side. This cuts down the amount of outside air that needs to be heated or cooled. A heat recovery device can also be incorporated into the

AHU. This takes heat from the exhaust air and transfers it back into the supply air without mixing the two air streams, see Figure 16. This is important in some industrial and medical applications where contaminated extract air must not be reintroduced into the space.

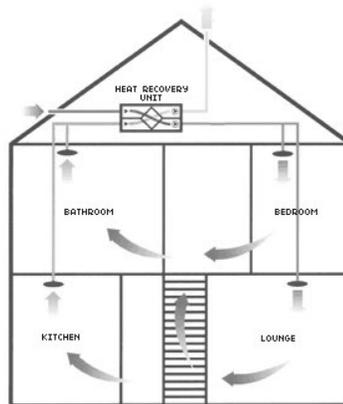


Figure 16 - Heat recovery arrangement for a mechanical supply and extract system

Demand-controlled ventilation

Where a zone within a building is supplied with a fixed ventilation rate and the level of occupancy vary greatly the potential exists for the use of demand-controlled ventilation. In this system, the ventilation rate is varied according to the level of occupancy in a specific zone. This allows for reductions in energy consumption during periods of low occupancy. Potential applications for demand-controlled ventilation include meeting or conference rooms and lecture halls as well as general office accommodation if occupancy levels are variable. The most common method of inferring occupancy levels is through the use of CO₂ sensors. Occupants expel metabolic CO₂; by measuring CO₂ within a building zone, levels of occupancy can be inferred and the ventilation rate varied accordingly. The relationship between CO₂ level and ventilation rate can be set depending on the desired level of indoor air quality.

4.4. Retrofitting Hybrid Ventilation

The concept of an integrated approach using both natural and mechanical ventilation can provide a pragmatic low energy solution. Some buildings may not be suitable for pure natural ventilation due to their depth or other constraints, but could use a mixed approach to minimise mechanical plant requirements. Hybrid or mixed-mode systems can be categorised by operation and type:

- Contingency: mechanical ventilation is installed to provide in-use flexibility
- Zoned: some areas, for example conference rooms, are supplied with mechanical ventilation
- Changeover: such as using a mechanical system for summer/winter, and natural ventilation in spring/autumn
- Parallel: both methods in use simultaneously.

Mechanical ventilation is not necessarily a higher energy option if used with heat recovery. The normal approach is to let natural ventilation systems control base conditions and use mechanical ventilation to meet peak conditions.

Reasons for hybrid ventilation

Hybrid ventilation schemes can be considered when:

- The building is deep plan, limitations against the effective use of cross-ventilation, and/or where it is not feasible to add some form of stack ventilation. Core areas, away from the perimeter area served by single-sided ventilation, may be mechanically ventilated.
- Secure and weather-proof night cooling is possible without expensive changes to the window design to accommodate actuators or replacement windows, in the case of refurbishments.
- There are certain areas (such as partitioned conference rooms) which require more controllable conditions and/or are subject to higher heat gains.
- Occupancy, lighting and equipment heat gains are such that acceptable summer conditions cannot be maintained any other way, or where there is enough useful heat to be gained from heat recovery to reduce energy consumption.
- The building is required to be flexible enough to cater for the potential demands of possible changes of use, occupancy density, or equipment usage.
- Noise and/or air quality concerns at a façade dictate that natural ventilation is not possible thus mechanical ventilation is used for the spaces within. Other spaces bounded by the cleaner, quieter façades can use natural ventilation, giving rise to a zoned hybrid building.
- Heat gains are judged high enough to warrant continuous use of mechanical ventilation alongside openable windows. This should give more control over internal conditions and more of a guarantee that comfort will not be compromised in peak summer temperatures.
- The building may contain a high percentage of cellular offices that may disrupt a natural ventilation scheme which themselves require ventilation. Fans and ducts can provide localised mechanical ventilation as necessary, resulting in a zoned hybrid building.

Controls

Problems can arise due to conflicts between different modes of operation. It is possible that windows can be left open to supply fresh air at the same time as a mechanical supply is in operation, therefore wasting energy. Also, heating energy could be wasted in winter. Some systems incorporate interlocks to be installed between windows and the mechanical ventilation system. The control strategy for hybrid systems should be carefully considered. Following commissioning and handover of the system it is likely that further fine-tuning will be required to optimise the system operation, particularly the point at which changeover between the ventilation systems occurs.

5. PERFORMANCE OF VENTILATION SYSTEMS

5.1. Assessment Air Distribution System Performance

The air distribution system has a major influence on various indoor environment parameters, such thermal comfort, indoor air quality, energy efficiency, etc. There have therefore been some attempts at studying the impact of air distribution on one or more of

these parameters. Some of these are for assessing certain parameters such as draught and others have more holistic approach which include a number of lumped indoor and air distribution system parameters. These are discussed in the following sections.

Air Diffusion Performance Index, ADPI

The performance of an air distribution system is often assessed by the level of draught a system creates in the occupied zone of a room. Using the *Effective Draught Temperature* criterion, Nevis (1976) and co-workers established an analytical procedure based on the measured values of air temperature and velocity at uniformly spaced points throughout the occupied zone or through a vertical, centre-line plane through the air supply outlet. The number of points at which the draught temperature (θ), defined by Equation (2), satisfies a specified comfort limits, expressed as a percentage of the total number of points, was defined as the *Air Diffusion Performance Index, ADPI*. The *ADPI* has been found to be a function of the type of air terminal device, the room load, the supply air flow rate and the room geometry. The dependency of *ADPI* on a number of diffuser and room related factors excludes its use as a universal index for assessing room air movement. Despite this drawback the index is extensively used in North America and some other countries (Kang *et al.* 2006) and is recommended by the ASHRAE Handbook (2009) for evaluating the performance of air terminal devices. Another disadvantage of this method is the uncertainty in defining an acceptable limit of *ADPI* for comfort. A value of 80% is usually considered to be the minimum acceptable (Nevis 1976).

$$\theta = (t_x - t_c) - 8 (v_x - 0.15) \quad (2)$$

where:

θ = effective draught temperature, K

t_x = local air temperature, °C

t_c = average (control) air temperature, °C

v_x = local air velocity, m/s.

Air Distribution Index, ADI

The *ADPI* concept does not provide information on the effectiveness of an air distribution system in removing airborne contaminants for example. This requires the evaluation of the ventilation effectiveness, ε_c , defined as:

$$\varepsilon_c = \frac{C_o - C_i}{C_m - C_i} \quad (3)$$

where C is the contaminant concentration (ppm), subscripts "o", "i" and "m" denote exhaust, inlet and the mean value for the occupied zone (to a height of 1.8 m). Furthermore, the energy performance of an air distribution system can be assessed using the effectiveness for heat removal, ε_t , as defined by:

$$\varepsilon_t = \frac{t_o - t_i}{t_m - t_i} \quad (4)$$

where t is temperature (°C) and subscripts "o", "i" and "m" are as for concentration.

The comfort number, N_t , and the air quality number, N_c , (Awbi 2003) which combine ϵ_t and ϵ_c with the *Predicted Percentage of Dissatisfied*, PPD , and the *Percentage of Dissatisfied* with the indoor air quality, PD_{AQ} , respectively (Fanger, 1970; 1988), are considered to be useful indicators of the level of performance of a ventilation system. These are defined as:

$$N_t = \frac{\epsilon_t}{PPD} \quad N_c = \frac{\epsilon_c}{PD_{AQ}} \quad (5)$$

These two numbers can be combined into a single parameter that determines the effectiveness of an air distribution system in providing air quality and thermal comfort in the form of a ventilation parameter which is defined as:

$$ADI = \sqrt{N_t \times N_c} \quad (6)$$

This parameter is called the *Air Distribution Index* (Awbi, 2003).

The *Air Distribution Index* has been developed to take into consideration the overall performance of an air distribution system (Awbi, 2003, Karimipannah, *et al.*, 2008). As discussed earlier, this index incorporates the thermal sensation index *Predicted Mean Vote*, PMV , and the air quality index the *Percentage of Dissatisfied*, PD_{aq} (Fanger 1970; 1988), in addition to the two expressions for effectiveness given by Equations (3) and (4). The PD_{AQ} is related to the breathing zone (nose) of the occupant however the PMV is based on providing a uniform distribution of the physical comfort parameters throughout the occupied space and therefore an acceptable PMV value may not be achieved if there are significant local variations of these parameters. Therefore, the ADI is suitable for “uniform” thermal environment in the occupied zone but may not be adequate in situations where, for example, a large degree of thermal stratification is present as in the case of displacement ventilation. For non-uniform environment a new *Air Distribution Index* has recently been developed as described in the following section.

New Air Distribution Index, ADI_{New}

Since the thermal comfort part of the ADI index is based on Fanger’s PMV model, the index can be effective in evaluate the performance of a ventilation system that is able to provide uniform environment (e.g. a mixing system) but it could be less accurate in evaluating non-uniform thermal environments, such as in the case of a displacement system. Hence, a New Air Distribution Index, ADI_{New} , which can be used to assess the performance of a ventilation system that produces either uniform or non-uniform thermal environments has recently been developed (Almesri *et al*, 2011).

The New Air Distribution Index combines the thermal comfort and air quality numbers as follows:

$$ADI_{New} = \underbrace{\left[\left(1 - \frac{|S|}{3} \right) \epsilon_t \right]}_{N_{TC}} + \underbrace{\left[\left(\frac{\tau_n}{\tau_p} \right) \epsilon_c \right]}_{N_{AQ}} \quad (7)$$

where:

N_{TC} = new thermal comfort number;

N_{AQ} = new air quality number;

$|S|$ = absolute value of the average overall thermal sensation over the exposure time;

ε_t = ventilation effectiveness of heat removal, equation (4);

τ_n = room time constant;

τ_p = local mean age of air;

ε_c = ventilation effectiveness for contaminant removal (equation (3)).

The local mean age of air is calculated using the following equation:

$$\tau_p = \frac{1}{C(0)} \int_0^{\infty} C_p(t) dt \quad (8)$$

where $C(0)$ is the initial concentration of the tracer gas and $C_p(t)$ is the concentration at a certain point in the room at time t . The room time constant τ_n is defined as:

$$\tau_n = \frac{1}{ACH} \quad (9)$$

where ACH is the air change rate per hour.

The logic behind ADI_{New} is that when the occupant's thermal sensation is neutral (i.e. $|S|=0$), which is the ideal thermal condition, N_{TC} reaches its maximum value and when $|S|$ reaches its extreme values (i.e. -3: cold or +3: hot), N_{TC} reaches its minimum value (zero). This can be obtained using a multi-node thermal sensation model such as the CBE model (Zhang *et al.*, 2010). A high value of ε_t implies that the ventilation system is efficient in removing heat from the occupied zone. ε_c , τ_p and ACH are factors that are used to determine the value of N_{AQ} that has an impact on the value of ADI_{New} . A high value of ε_c and a low value of both τ_p and ACH mean that the ventilation system is efficient in removing contaminants as well as providing fresh air to the occupied zone. Therefore, the ADI_{New} index developed in the form shown by equation (7) could be a useful tool for evaluating both thermal comfort and air quality despite the fact that the thermal environment is uniform or non-uniform.

Applications of ADI and ADI_{New}

Cho *et al.* (2002) presented comparisons of four air distribution systems using data from measurements in an environmental test chamber and computational fluid dynamics (CFD) simulations based on the *Air Distribution Index*, ADI (referred to in the article as the Ventilation Parameter, VP). It can be seen from Figure 17 that the performance of a system can be measured by the value of ADI achieved, i.e. the higher the value (>10) the better the performance providing that there are no adverse comfort conditions such as draught present. Figures 17 shows that although mixing ventilation can perform well at the higher cooling load it is out performed by the DV and IJ systems for both cooling loads (36 and 60 W m⁻² of floor area).

The results of this study show that both the DV and the IJ ventilation systems show similar tendencies with only small differences in their performance. However, it was



concluded that because of the better balance between buoyancy and momentum forces the IJ system shows slightly better velocity distributions and ventilation performance than the DV system.

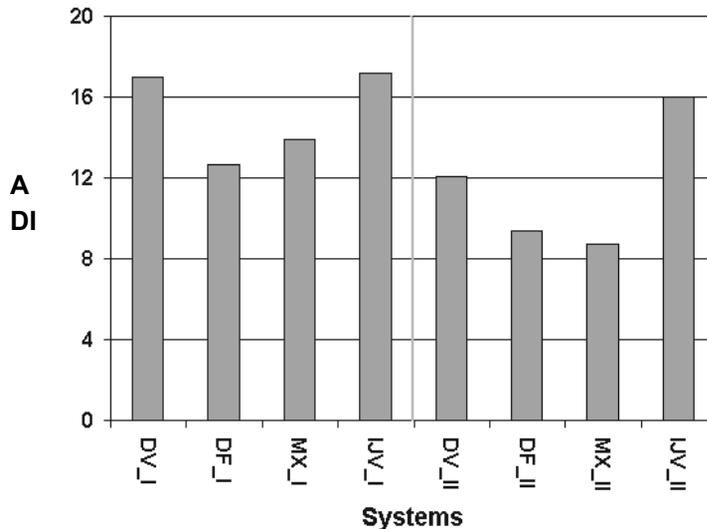


Figure 17 - The Air Distribution Index for four air distribution systems. (DV=Wall Displacement Ventilation; DF=Floor Displacement Ventilation; MX=Mixing Ventilation; IJV=Impinging Jet Ventilation. Cases I and II refer to cooling loads of 36 and 60 W.m² respectively)

In another study involving *ADI* index, Karimipanah *et al.* (2008) compared the air flow rates in four different types of air distribution systems. Using the equation for fan power (E):

$$E \propto q^3 \quad (10)$$

where $E = \Delta p \cdot q$, $\Delta p \propto q^2$, Δp is the pressure difference across the fan (Pa) and q is the airflow rate (m³ s⁻¹), they compared the air supply rate required to obtain an $ADI = 16$, see Table I. The lowest flow rate was found to be for the confluent jets system (0.025 m³ s⁻¹). For the impinging jet system the flow rate is 1.4 times higher and requires 2.74 times more fan power than a confluent jet system. The power consumption of the impinging jet system is almost half that of the mixing system. The displacement system requires 1.1 times greater flow rate and 1.33 times higher power consumption compared to the confluent jets.

In a study by Almseri *et al* (2011) the thermal comfort and air quality numbers required for calculating the ADI_{New} index were obtained for mixing and displacement ventilation systems using an environmental test chamber occupied by male and female subjects for providing the thermal sensation data. The results for the two ventilation systems are given in Table II.

The measured mean air temperature in the occupied zone of the chamber was used to calculate ε_t whereas the measured mean CO₂ concentration was used to calculate ε_c .



Table I - Comparison between the fan power consumption of four air distribution systems for the same ADI

	ADI	Total flow rate	Energy usage
Mixing ventilation (MV)	15.5	0.045 m ³ /s	
Difference compared to confluent jets		180%	580%
Impinging jet ventilation (IJ)	15.7	0.035 m ³ /s	
Difference compared to confluent jets		140%	270%
Displacement ventilation (DV)	15.9	0.0275 m ³ /s	
Difference compared to confluent jets		110%	130%
Confluent jets ventilation (CJ)	16.1	0.025 m ³ /s	

Although the occupants' thermal sensation value $|S|$ for the mixing ventilation (MV) system was slightly better than that for the displacement ventilation (DV) system, the DV system produced better new thermal comfort number N_{TC} and this is attributed to its better performance in removing heat from the occupied zone ϵ_i compared with the MV system. Moreover, for the DV system case, the fresh air is supplied at floor level directly into the occupied zone which is then entrained by thermal plumes making this method of air supply more efficient in removing contaminants from the occupied zone and delivering fresh air to the breathing zone (higher ϵ_c) compared to the MV system. As a result, the DV system provides better air quality at the breathing zone, i.e. higher air quality number N_{AQ} compared with that for the MV system and consequently producing a higher ADI_{New} value as shown in Table II. This finding also confirms the earlier work on ADI above.

Table II - Parameters for the ADI_{New} index based on measurements with male and female subjects for two ventilation systems

Ventilation System	$ S ^a$	ϵ_i	N_{TC}	τ_n [h]	τ_p [h]	ϵ_c^b	N_{AQ}	ADI_{New}
MV	0.14	0.95	0.91	0.33	0.57	1.04	0.60	1.51
DV	-0.43	1.13	0.97	0.33	0.49	1.10	0.74	1.71

^aAverage overall thermal sensation votes for male and female subjects

^bVentilation effectiveness for CO₂ removal

CONCLUSIONS

As it was demonstrated in this article, the method of supplying fresh air to a building has a significant impact on the indoor air quality and energy usage of ventilation systems. It was also shown that there are many different methods for supplying fresh air to a building, some are passive (naturally driven), some are mechanical and some are a combination of these (hybrid). The choice of the best system for a particular application is a complex procedure that is not only dependent on the climate but also the building design and usage. Some of the most commonly used natural and mechanical ventilation sys-

tems, as well as new types that have been recently introduced, were described in the article. The application of these to new build and retrofitting is discussed and it was found that there is a good potential for using some of the more efficient air distribution systems in retrofitting too.

It is argued that a proper assessment of an air distribution system is necessary in order to achieve the desired air quality target and reduce energy usage in ventilation. Methods used for assessing the performance of room air distribution systems and newly developed concepts by the author and his collaborators are introduced. The *Air Distribution Index*, *ADI*, which is based on thermal comfort assessment using the *PPD* concept, the *PD_{aq}* for indoor air quality, in addition to the ventilation effectiveness for contaminants (ε_c) and thermal energy (ε_t), was found to be a useful index for assessing the performance of air distribution systems that are capable of providing uniform thermal environments. However, for non-uniform thermal environment the *ADI_{New}* index was found to be more appropriate as it incorporates a multi-node thermal sensation model in addition to some parameters used in *ADI* such as ε_c and ε_t .

Examples have been given to demonstrate the *ADI* and *ADI_{New}* indices and their applications. It has been shown that these indices can provide useful comparisons between the performance of ventilation systems with respect to thermal comfort and indoor air quality. These indices can easily be determined from CFD simulation results or measurements in test chambers and used for comparing the performance of different methods of room air distribution.

REFERENCES

- Almesri, I., Foda, E., Awbi, H.B. and Kai Sirén, K. 2011. Air distribution index for ventilation performance assessment in both uniform and non-uniform thermal environments, to be submitted to Building and environment.
- ASHRAE 2009. *Handbook of Fundamentals – Chapter 20: Space air diffusion*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA, USA.
- Awbi H.B. 2003. *Ventilation of buildings*, Second Edition, Taylor & Francis, London.
- Bakó-Biró, Zs. 2004. Human perception, *SBS symptoms and performance of office work during exposure to air polluted by building materials and personal computers*. Ph. D. Thesis. International Centre for Indoor Environment and Energy. Technical university of Denmark.
- Bakó-Biró, Zs., Kochhar, N., Clements-Croome, D.J., Awbi, H.B. and Williams, M. 2008. Ventilation rates in schools and pupil's performance using computerized assessment tests, Proceedings of Indoor Air 2008, Copenhagen, Denmark, Paper No. 880, ISBN 9788778772701.
- Bluyssen, PM 2009. Towards an integrated approach of improving indoor air quality, Building and Environment, Vol. 44, pp. 1980-1989.
- Boestra, A. and van Dijken, F. 2010. Indoor environment and energy efficiency of schools, REHVA Journal, Vol.47, No. 5, pp. 33-38, ISSN 1307-3729.
- Building Regulation 2010a. *Part L1A, Conservation of fuel and power in new dwellings, Part L1B: Conservation of fuel and power in existing dwellings, Part L2A: Conservation of fuel and power in new buildings other than dwellings, and Part L2B:*

- Conservation of fuel and power in existing buildings other than dwellings*, Department for Communities and Local Government, London.
- Building Regulation 2010b. *Part F1: Means of ventilation*, Department for Communities and Local Government, London.
- BSRIA 2001. *Air tightness testing, BSRIA TN 19/2001.1*, Building Services Research and Information Association, Bracknell, UK.
- BSRIA 2006. *Air tightness testing, BSRIA BG 4/2006*, Building Services Research and Information Association, Bracknell, UK.
- Cho, Y., Awbi, H.B. and Karimipanah, T. 2002. A comparison between four different ventilation systems, Proc of the 8th Int. Conference on Air Distribution in Rooms (Roomvent 2002), pp. 181-184, Denmark, ISBN 87-989117-0-8.
- Demeester, J., Wouters, P. and Ducarme, D. 1999. *Work Package 2: Performance of naturally ventilated buildings*, Detailed Monitoring Report, NatVent Project, Belgian Building Research Institute, Belgium.
- EPBD 2002. *Energy and performance of buildings directive*, Directive 2002/91/EU, Brussels.
- EPBD 2010. Recast of the Energy and Performance of Buildings Directive, 2010/31/EU, Brussels.
- Fanger, P.O. 1970. *Thermal comfort: Analysis and applications in environmental engineering*, McGraw-Hill Book Company, New York, USA.
- Fanger, P. O. 1988. Introduction of the Olf and Decipol Units to Quantify Air Pollution Perceived by Humans Indoors and Outdoors. *Energy and Buildings*, **12**, 1-6.
- Fisk, W.J. 2000a. Health and productivity gains from better indoor environment and their relationship with building energy efficiency, *Annual Review of Energy and the Environment*, Vol. 25, pp. 537-566.
- Fisk, W.J. 2000b. Review of health and productivity gains from better IEQ, *Proceedings of Healthy Buildings 2000*, Helsinki, Finland, Vol. 4, pp. 22-34.
- Kang, S-Y., Lee, S-C., Yoo, H. and Lee, J-H. 2006. Air distribution performance index of high sidewall line diffuser in a room with perimeter heating load, *Facilities*, Vol. 24, pp. 412-419.
- Karimipanah, T. and Awbi, H.B. 2002. Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, *Building and Environment*, Vol. 37, pp. 1329-1342.
- Karimipanah, T., Awbi, H.B., Moshfegh, B. 2008. The energy performance index as an indicator for energy consumption and performance of ventilation systems, *J. Human-Environmental System*, Vol. 11, pp. 77-84.
- National Refurbishment Centre. 2010. *Rethinking refurbishment*, National Refurbishment Centre, BRE, Watford, UK.
- Nevis, R.G. 1976. *Air Diffusion Dynamics: Theory, Design and Application*, Business News Publishing Company, Birmingham, Michigan, USA.
- Seppänen, O. 1999. Estimated cost of indoor climate in Finnish buildings. *Proceedings of Indoor Air 1999*, Vol. 3, pp. 13-18.
- Seppänen, O., Fisk, W.J. and Lei, Q.H. 2006. Ventilation and performance in office work, *Indoor Air J.*, Vol. 16, pp. 28-36.

- Wargocki, P., Wyon, D.P., Baik, Y.K., Clausen, G., Fanger, P.O. 1999. Perceived air quality, sick building syndrome (SBS) symptoms and productivity in an office with two different pollution loads, *Indoor Air J.*, Vol. 9, pp. 165-179.
- Wargocki, W., Sundell, J., Bischof, W., Brundrett, G., Fanger, O., Gyntelberg, F., Hanssen, S.O., Harrison, P., Pickering, A., Seppänen, O., Wouters, P. 2002. Ventilation and health in non-industrial indoor environments. Report from a European Multidisciplinary Scientific Consensus Meeting, *International Journal of Indoor Environment and Health*, Vol. 12, pp. 113-128.
- Zhang, H., Arens, E., Huizenga, C. and Han, T. 2010. Thermal sensation and comfort models for non-uniform and transient environments, part III: Whole-body sensation and comfort, *Building and Environment*, Vol. 45, pp. 399-410.

Sistemi di controllo ed evacuazione del fumo per la protezione delle vie di esodo

GENNARO LOPERFIDO¹ – GIACOMO VILLI²

1 - Libero Professionista, B&L Team, Matera

Responsabile Comitato Tecnico Sicurezza e Prevenzione Incendi AiCARR

2 - Dipartimento di Fisica Tecnica, Università di Padova

Componente Comitato Tecnico Sicurezza e Prevenzione Incendi AiCARR

RIASSUNTO

Il fumo rappresenta, prima ancora del fuoco, il principale responsabile della perdita di vite umane in caso di incendio. Per questo motivo è necessario prevedere impianti specifici capaci di garantire, in caso di emergenza, un adeguato controllo dei fumi prodotti dall'incendio. Questi fumi rappresentano infatti una grave minaccia per la sicurezza delle persone e la tutela delle cose per una serie di motivi. La loro opacità ostacola l'evacuazione degli occupanti e l'intervento dei soccorritori a causa della ridotta visibilità; la tossicità che li contraddistingue è in grado di provocare in pochi minuti collasso e morte per asfissia o per inalazione; la loro elevata temperatura li rende un mezzo per la propagazione dell'incendio ad ambienti attigui a quello sede dell'evento.

In tutti gli edifici, e in particolar modo negli ospedali, la realizzazione di un sistema di controllo ed evacuazione del fumo e del calore può essere di grande ausilio per mantenere praticabili i percorsi di evacuazione degli occupanti, per facilitare l'intervento dei soccorritori e per limitare la propagazione dell'incendio al di fuori dell'area interessata, contribuendo quindi ad incrementare il livello di sicurezza o a compensare eventuali carenze strutturali quali, ad esempio, l'eccessiva lunghezza dei percorsi di esodo.

Nella memoria saranno illustrati i principi generali di funzionamento e dimensionamento di questi sistemi.

1. INTRODUZIONE

In caso di incendio fumo, gas tossici e irritanti e calore mettono a rischio la sicurezza delle persone presenti. Mentre il calore rappresenta il pericolo principale per le persone che si trovano nelle immediate vicinanze del punto di origine dell'evento, fumo e gas prodotti dalla combustione minacciano la sicurezza delle persone presenti anche in zone più lontane. Il fumo, in particolare, esplica la propria pericolosità secondo due azioni: l'esposizione ai gas tossici prodotti dalla combustione può provocare in breve tempo la parziale o completa inabilitazione fisica, con conseguente riduzione/perdita della capacità di fuga; la presenza di fumo riduce inoltre la visibilità, impedendo ai presenti l'individuazione e il raggiungimento delle uscite del locale, determinando quindi un pericoloso rallentamento nella velocità di esodo.

La realizzazione di un sistema di controllo ed evacuazione del fumo e del calore può essere di grande ausilio non solo per mantenere praticabili i percorsi di evacuazione, ma anche per facilitare l'intervento dei soccorritori e limitare la propagazione dell'incendio al di fuori dell'area interessata contribuendo ad incrementare il livello di sicurezza o a compensare eventuali carenze strutturali quali ad esempio l'eccessiva lunghezza dei percorsi di esodo.

2. MODALITA' DI PROPAGAZIONE DEL FUMO

La propagazione del fumo in un edificio interessato da un incendio è dovuta all'azione combinata dei seguenti fattori:

- nei locali in cui l'evento è in atto, il fumo, più caldo e quindi più leggero (minore densità) si raccoglie nella parte alta degli stessi "galleggiando" sugli strati di aria più freddi e propagandosi quindi verticalmente o orizzontalmente. In particolare, la propagazione orizzontale consiste nel transito attraverso porte, varchi o aperture in genere. Se queste sono chiuse, il passaggio avviene ugualmente attraverso le fessure e i piccoli varchi comunque presenti (si parla in questo caso di "esfiltrazione");
- negli edifici più alti la naturale stratificazione delle temperature si manifesta nel cosiddetto "effetto camino (*stack effect*)" cui corrisponde un movimento verticale dell'aria causato dalle differenze di densità tra masse d'aria a differente temperatura. L'entità dell'effetto camino è funzione dell'altezza dell'edificio, della permeabilità all'aria delle pareti esterne, della presenza di partizioni orizzontali e della differenza di temperatura tra interno ed esterno dell'edificio. In assenza di incendio, con condizioni climatiche esterne rigide, l'aria contenuta all'interno di un edificio risulta generalmente più calda di quella esterna. La differenza di densità risultante dalla differenza di temperatura e la conseguente spinta di galleggiamento determinano il moto ascensionale dell'aria attraverso gli spazi verticali di collegamento. Al contrario, se l'ambiente esterno dovesse risultare più caldo, il verso del moto dell'aria risulterebbe invertito. In entrambi i casi sussiste una quota intermedia "piano neutro (*neutral plane*)" in corrispondenza della quale la pressione interna ed esterna si eguagliano (Fig.1). In condizioni normali l'effetto camino è responsabile dei movimenti naturali dell'aria all'interno degli edifici; in caso di incendio è responsabile dell'accumulo del fumo e dei gas tossici nelle parti alte dell'edificio;
- l'azione del vento incidente sulle facciate di un edificio determina condizioni di pressione superiore al valore atmosferico in corrispondenza delle aree sopravvento e, corrispondentemente, condizioni di depressione lungo le superfici sottovento. La differenza di pressione che viene a determinarsi genera un movimento orizzontale dell'aria avente verso congruente al differenziale di pressione determinatosi. In caso di incendio, la rottura di una finestra del locale interessato può determinare, se questa risulta investita dalla corrente del vento, la propagazione orizzontale (e talvolta verticale) del fumo (per ulteriori informazioni circa l'azione del vento sulle strutture si rimanda alla Norma UNI EN 1991-1-4: 2010);
- l'impianto di condizionamento e ventilazione (HVAC), che per sua natura è responsabile dell'instaurarsi di zone a differente pressione all'interno di un edificio,



può potenzialmente contribuire ad alimentare le fiamme o al trasporto dei fumi verso aree non coinvolte dall'evento. Per questo motivo è buona regola, peraltro prescritta dalle normative vigenti, prevederne lo spegnimento in caso di emergenza incendio.

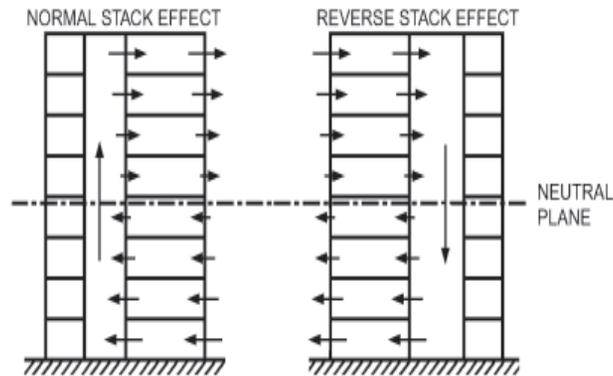
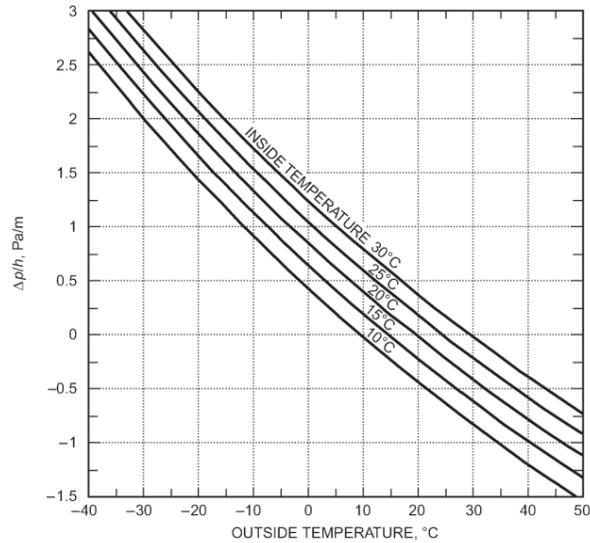


Figura 1 – Differenze di pressione dovute al fenomeno "effetto camino" e conseguenti moti d'aria

3. VIE DI ESODO - MODALITÀ DI CONTROLLO DEL FUMO

La progettazione antincendio definisce, con riferimento ai vari ambienti che compongono un edificio, diversi requisiti di sicurezza rispetto alla possibile presenza di fumo. È fondamentale, in particolare, la distinzione tra le aree che devono essere mantenute libere o a basso contenuto di fumo in modo che non ne risulti compromesso



l'utilizzo, e le aree invece destinate a costituire uno sfogo o un serbatoio per il fumo stesso.

La fuga è la risposta naturale al manifestarsi di un incendio. All'aumentare delle dimensioni dell'edificio aumentano corrispondentemente i tempi richiesti per l'evacuazione dello stesso; un esodo rapido è poi impensabile per particolari tipologie di persone come, ad esempio, i pazienti di un ospedale che si trovino in condizioni critiche.

In relazione quindi a tale tipo di esigenze, le vie di esodo e di intervento delle squadre soccorso devono essere coerentemente mantenute il più possibile libere da fumo per un tempo adeguato.

Il vano scale è l'elemento architettonico che, per edifici su più livelli, consente l'accesso ai vari locali dei differenti piani (Fig. 2). I diversi locali possono essere collegati direttamente al vano scale oppure essere accessibili tramite corridoi orizzontali collegati a loro volta ad un vano scale.

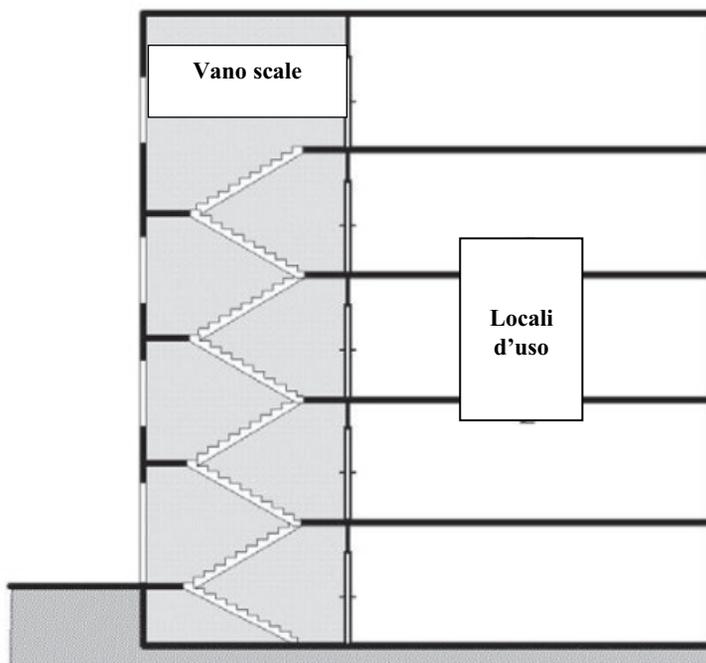


Figura 2 – Collocazione e funzione del vano scale

Vani scale e corridoi possono costituire componenti essenziali dei percorsi di esodo e soccorso. L'utilizzo delle scale per tali fini può essere consentito solo se il loro impiego non risulta compromesso dalla presenza di fumo per un tempo sufficientemente lungo.

In generale, le principali tecniche utilizzate per impedire o limitare l'entità della propagazione del fumo sono le seguenti:

- contenimento del fumo utilizzando un opportuno sistema di barriere fisiche (barriere al fumo);
- estrazione, naturale o forzata, del fumo e immissione di aria esterna di ricambio;
- utilizzo di sistemi a differenza di pressione (pur potendo tale tecnica essere declinata nell'attuazione di una depressurizzazione o di una pressurizzazione di un particolare volume rispetto agli ambienti adiacenti, nel seguito ci si riferirà unicamente a sistemi in grado di creare un differenziale positivo di pressione).

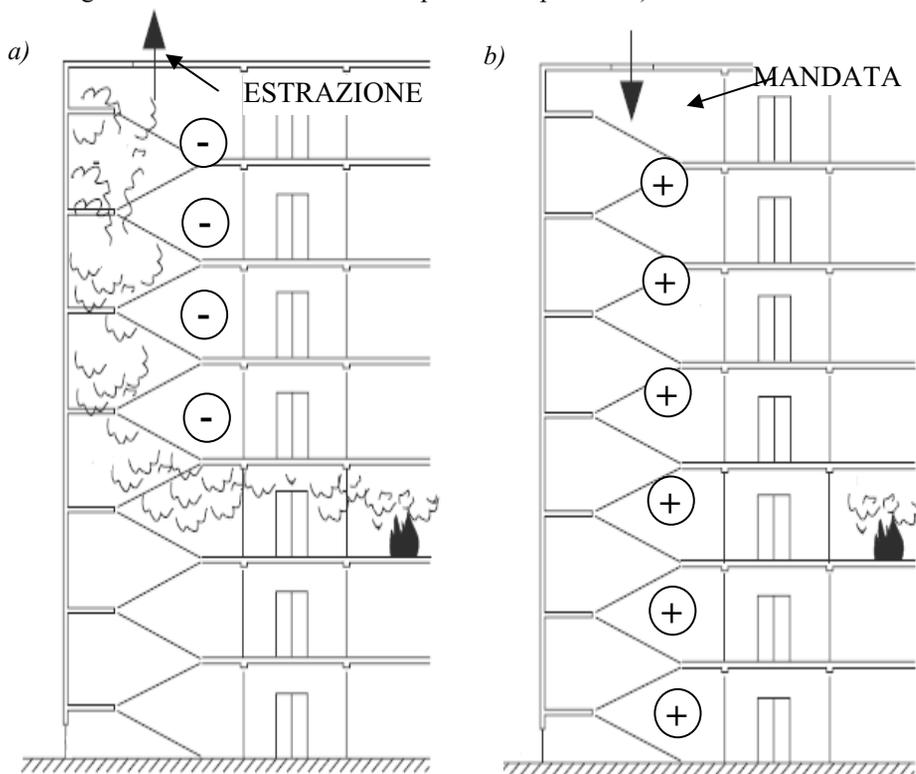


Figura 3 — Sistema di controllo del fumo per estrazione (a) e a differenziale di pressione (b).
Schema di funzionamento e distribuzione risultante delle pressioni

Nel caso di edifici multi-piano, quali la maggioranza dei grandi ospedali, laddove vani scale e corridoi costituiscono parte integrante delle vie di fuga, il controllo del fumo per estrazione dagli stessi determinerebbe unicamente il peggiorare della criticità della situazione. Infatti, un'estrazione collocata all'interno del vano scale (Fig. 3-a) finirebbe per richiamare il fumo verso gli spazi che invece sono da proteggere maggiormente.

Nei sistemi a pressurizzazione, al contrario, (Fig. 3-b) il principio generale applicato è quello di creare e mantenere un differenziale positivo di pressione tra l'area da proteggere (ad esempio, il vano scale) e il piano ove ha luogo l'evento, con lo scopo di evitare che il fumo prodotto dall'incendio penetri all'interno di essa.

Dato che il funzionamento del sistema si basa su una differenza di pressione originata meccanicamente, è possibile identificare una serie di caratteristiche proprie dei sistemi a pressurizzazione che li contraddistinguono rispetto alle metodologie tradizionali di gestione e contenimento del fumo:

- il controllo del fumo è meno vincolato alla tenuta delle barriere al fumo: è quindi possibile prevedere delle tolleranze maggiori riguardo agli spazi liberi presenti lungo il loro perimetro;
- il controllo del fumo è indipendente dalle condizioni al contorno: come visto, la naturale stratificazione delle temperature risulta in un differenziale di pressioni. Inoltre, va sottolineato come il contributo del vento sia difficilmente prevedibile data la sua natura aleatoria. Visto il sussistere di una differenza di pressione imposta, il controllo della propagazione del fumo risulta meno perturbabile dal campo di pressioni naturalmente disponibile all'interno dell'edificio;
- le prestazioni dei sistemi a pressurizzazione sono facilmente misurabili e verificabili: ad esempio, durante la fase di "commissioning".

4. PRINCIPI DI CONTROLLO DEL FUMO MEDIANTE SISTEMI A PRESSURIZZAZIONE

Gli elementi essenziali che costituiscono un sistema di pressurizzazione sono i seguenti:

- immissione dell'aria esterna che permette la creazione e il mantenimento del differenziale positivo di pressione alla base del principio di funzionamento dell'impianto;
- sistema di controllo e regolazione della pressione; si tratta di un sistema complesso in quanto deve essere in grado di reagire ai cali di pressione corrispondenti all'apertura delle porte prospicienti il volume pressurizzato a seguito dell'esodo delle persone. Contemporaneamente, deve però essere evitata un'eccessiva pressurizzazione del volume stesso che renderebbe difficile o impossibile l'utilizzo delle porte stesse;
- aperture di scarico del fumo che consentano l'evacuazione del fumo al di fuori della zona da proteggere.

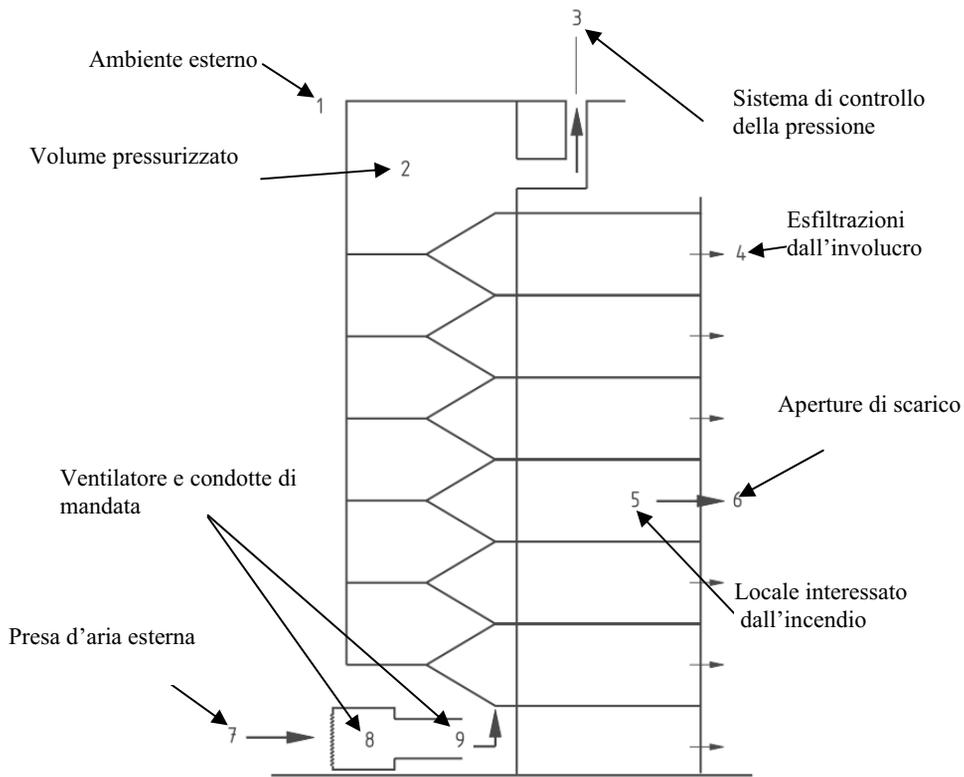


Figura 4 — Schema esemplificativo di un sistema di controllo del fumo a pressurizzazione
(tratto da Norma UNI EN 12101- 6, 2005)

Dal punto di vista prestazionale, il sistema di pressurizzazione deve soddisfare due requisiti :

- garantire un'adeguata differenza di pressione ai capi di ogni barriera o ostacolo alla propagazione del fumo (ad es., una porta chiusa) in modo da impedire l'esfiltrazione del fumo attraverso le fessurazioni presenti su superfici chiuse (Fig. 5-a);
- assicurare che la velocità della corrente d'aria attraverso grandi superfici di flusso, quale ad esempio una porta aperta, dovuta alla differenza di pressione sia superiore ad un determinato valore tale da impedire la diffusione del fumo (Fig. 5-b).



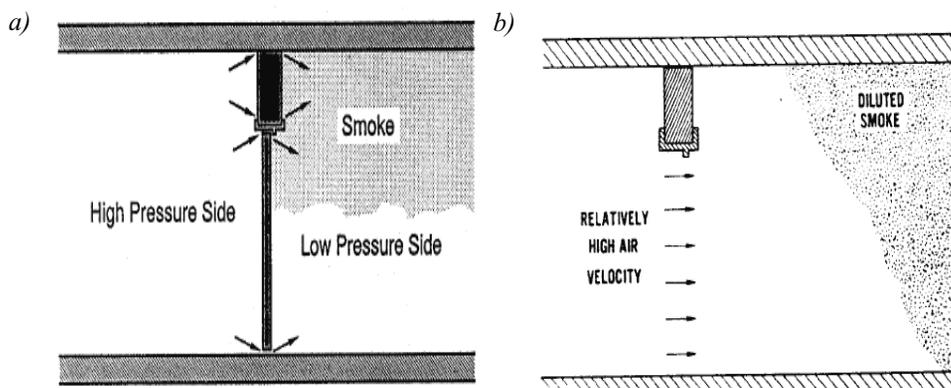


Figura 5 — Azione del differenziale di pressione nel contrasto dell'esfiltrazione del fumo e nell'impedimento della propagazione orizzontale di questo

Far riferimento a due grandezze fisiche diverse, pressione e velocità, dipende dal fatto che nel caso delle grandi aperture, la velocità dell'aria risulta la grandezza più adatta sia in fase di progettazione che di verifica dei requisiti progettuali. Invece per il flusso che si verifica attraverso fessurazioni, che presentano grandezze caratteristiche molto inferiori, risulta problematico riferirsi alla velocità poiché essa difficilmente risulterebbe misurabile. Per questo motivo, in questo caso, si utilizza la pressione come grandezza rappresentativa.

Il riferimento normativo per il dimensionamento di questi sistemi è costituito dalla Norma UNI EN 12101-6 (2005). Da giugno 2011 però sono disponibili le Linee Guida VDMA 24188 "Misure di protezione dal fumo nelle scale – Ventilazione del fumo, Diffusione del fumo, Controllo del fumo", pubblicate a cura del gruppo di lavoro "Controllo del Fumo" della Associazione tedesca dei Costruttori di Macchine e Impianti (VDMA). Esse contengono interessanti indicazioni circa tale tipologia di sistemi.

Molteplici sono le situazioni applicative, i parametri da considerare e le condizioni al contorno da considerare per il corretto dimensionamento di un Sistema di controllo fumi.

È opportuno precisare, innanzitutto, che il vano scale viene considerato esterno se presenta almeno una parete confinante con l'esterno e abbia ad ogni piano finestre apribili verso l'esterno che possono consentire l'evacuazione del fumo; al contrario è considerato interno se non è confinante con l'esterno o se non ha finestre apribili. Si fa notare come tali definizioni non corrispondano a quelle utilizzate nella normativa italiana di Prevenzione Incendi (D.M. 30-11-1983).

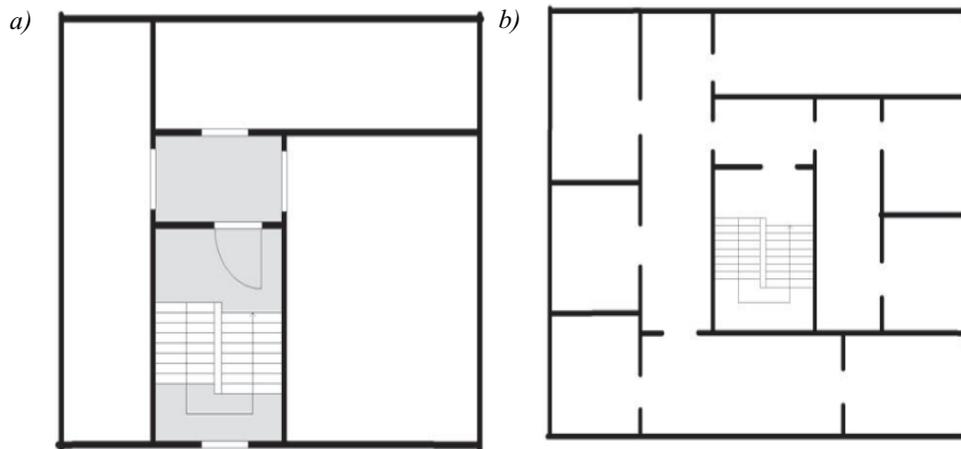


Figura 6 — Vano scale esterno (a) e interno (b) (VDMA, 2011)

Secondo la Guida VDMA, qualora sia presente un'unica via di esodo e se la seconda via di fuga (quale ad esempio la scala di soccorso dei VV.F.) non sia né prevista né disponibile, tutti gli ambienti abitabili o agibili di un edificio devono essere raggiungibili tramite una scala avente caratteristiche tali da costituire una scala di sicurezza. Essa deve essere resistente al fuoco ed impermeabile al fumo per un tempo prefissato, deve essere preceduta da un ambiente filtro e, se si tratta di una scala interna, deve obbligatoriamente essere dotata di un dispositivo di protezione contro il fumo del tipo a sovrappressione.

A titolo di semplice esempio si consideri un edificio multi piano e si ipotizzi che uno dei piani in cui si articola sia coinvolto da un incendio. Tale edificio ha scale interne cui è richiesto di avere caratteristiche tali da configurarsi come scale di sicurezza.

Nella situazione in cui tutte le porte prospicienti il vano scale siano chiuse (Fig. 7), le scale dovranno essere pressurizzate in modo da garantire una sovrappressione superiore a quella determinata dall'incendio in corrispondenza della porta di separazione tra vano scale e piano interessato dall'evento. Il valore raccomandato di sovrappressione è di almeno $\Delta p = 15 \text{ Pa}^1$. Contemporaneamente, la forza necessaria all'apertura delle porte di comunicazione non potrà mai superare i 100 N.

¹ Tale raccomandazione è in contrasto con l'indicazione di 50 Pa fornita da EN 12101-6. Una differenza di 50 Pa risulta però difficilmente compatibile con il requisito circa la forza massima tollerabile per l'apertura delle porte di comunicazione. La prossima revisione della Norma EN 12101-6, per quanto è dato di sapere, terrà conto di tale indicazione.

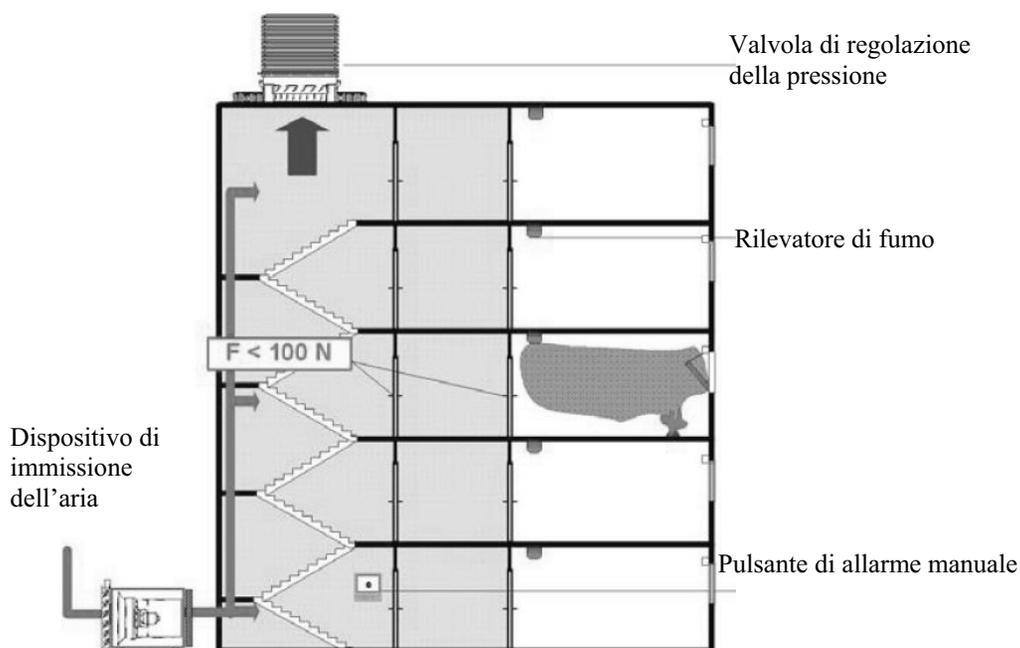


Figura 7 – Componenti, funzionamento e requisiti prestazionali del sistema a pressurizzazione con riferimento al caso secondo cui tutte le porte prospicienti il vano scale pressurizzato siano chiuse (VDMA, 2011)

Se il piano in cui è in corso l'incendio e la scala di sicurezza vengono posti aerualmente in contatto tramite l'apertura di porte (Fig. 8), deve essere previsto un adeguato flusso d'aria in direzione dell'incendio. La velocità di deflusso attraverso le porte di comunicazione eventualmente aperte collocate tra vano scale e locale intermedio e tra questo e l'ambiente sede dell'incendio deve avere caratteristiche ben precise in funzione della successione temporale degli eventi e delle corrispondenti caratteristiche del fumo.

Durante la fase di esodo delle persone presenti è inevitabile che le porte di accesso alla scala di sicurezza siano aperte, anche se in modo intermittente. La velocità dell'aria che dovrà essere mantenuta attraverso di esse, per prevenire la propagazione del fumo, dovrà essere valutata in funzione della temperatura prevista dei fumi. Questa dipenderà dalla collocazione delle porte rispetto all'origine dell'incendio (infatti, tanto maggiore sarà la distanza tanto minore sarà la temperatura con cui i fumi raggiungeranno le porte in questione) e dal tempo trascorso dall'inizio dell'evento (la temperatura dei fumi sarà maggiore durante le fasi di intervento delle squadre di soccorso piuttosto che durante le fasi di esodo delle persone presenti).



Da un punto di vista quantitativo, una velocità dell'aria di almeno 1 m/s deve essere garantita durante la fase di esodo, mentre dovrà essere assicurata una velocità di almeno 2 m/s durante le fasi di soccorso agli inabilitati e attuazione delle opere di estinzione. Si tratta di fasi successive all'esodo delle persone presenti; è verosimile quindi che in queste fasi si debbano fronteggiare temperature dei fumi maggiori.

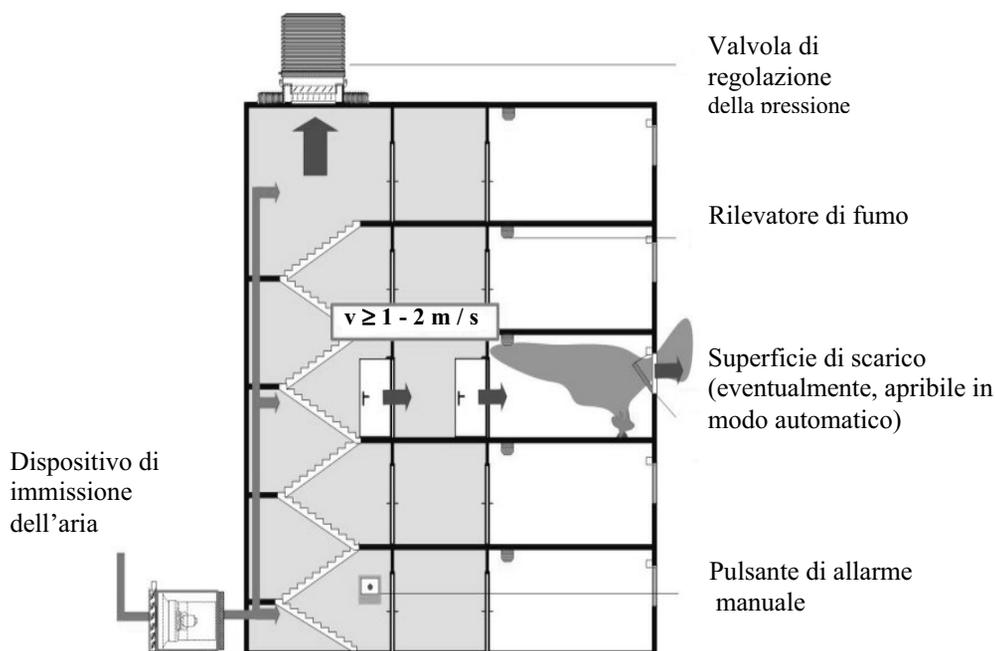


Figura 8 – Componenti, funzionamento e requisiti prestazionali del sistema a pressurizzazione con riferimento al caso secondo cui esiste un contatto aeraulico tra vano pressurizzato e locale sede dell'incendio (VDMA, 2011)

Per far sì che il flusso sia garantito per un periodo di tempo sufficientemente prolungato, i locali a valle della corrente d'aria mossa dal differenziale di pressione devono presentare superfici di deflusso idonee in termini di estensione e di resistenza al flusso; a tal fine possono essere utilizzate, ad esempio, finestre equipaggiate con adeguati attuatori. Le superfici di deflusso devono essere dimensionate in modo che le perdite di carico lungo l'intero percorso di deflusso non superino la sovrappressione prevista nel vano scale.

Tutte le porte previste per la scala di sicurezza devono potersi chiudere automaticamente. Nel caso di porte che debbano aprirsi verso l'esterno della zona in sovrappressione, quali ad esempio le porte che conducono all'ambiente esterno, dovrà essere valutata con attenzione la scelta del chiudi porta, dato che questo dovrà garantire la chiusura della porta in tempi ragionevolmente brevi anche nel caso di sovrappressione



in atto. Ogni finestra presente lungo le scale di sicurezza deve avere caratteristiche tali da non poter essere aperta manualmente: una finestra lasciata aperta inficierebbe infatti l'efficienza dell'intero sistema. Dovrebbe essere comunque prevista la chiusura automatizzata di ogni finestra presente al momento dell'avviamento del sistema di pressurizzazione.

L'aspirazione dell'aria esterna necessaria alla pressurizzazione deve essere orientata in modo che in nessun caso il fumo possa essere reintrodotta all'interno della zona pressurizzata. A tal fine, è consigliabile che l'aspirazione sia collocata a livello del suolo. Nessuna apertura dell'edificio dovrà essere mai collocata al di sotto del punto di aspirazione dell'aria esterna.

Il sistema di controllo del fumo dovrà essere attivato automaticamente da rilevatori di fumo; questi dovranno essere installati almeno in corrispondenza di ogni porta di accesso alla scala di emergenza, e dovranno essere collocati prima della porte di comunicazione tra ambienti d'uso e locali filtro adiacenti. Dovrà anche essere prevista la possibilità di azionamento manuale tramite pulsantiera.

Come già detto in precedenza, la forza massima necessaria per l'apertura delle porte di comunicazione verso il volume pressurizzato, misurata in corrispondenza della maniglia delle stesse, non può superare i 100 N; deve infatti essere possibile la loro apertura anche da individui particolarmente deboli senza dare l'impressione di essere bloccate. A seconda delle dimensioni delle porte e dei momenti di chiusura disponibili attuati dai chiudi porta, il differenziale massimo di pressione ammissibile può essere calcolato in base alla seguente espressione (Fig. 9):

$$\Delta p_{max} = \frac{F_t \cdot b - M_s}{\frac{B}{2} \cdot (H \cdot B)}$$

dove:

Δp_{max} = differenziale di pressione (N m⁻²)

F_t = massima forza ammissibile di apertura (= 100 N);

H, B = altezza e larghezza della porta (m);

b = distanza tra cardine e maniglia della porta (m);

M_s = massimo momento di chiusura (N m)

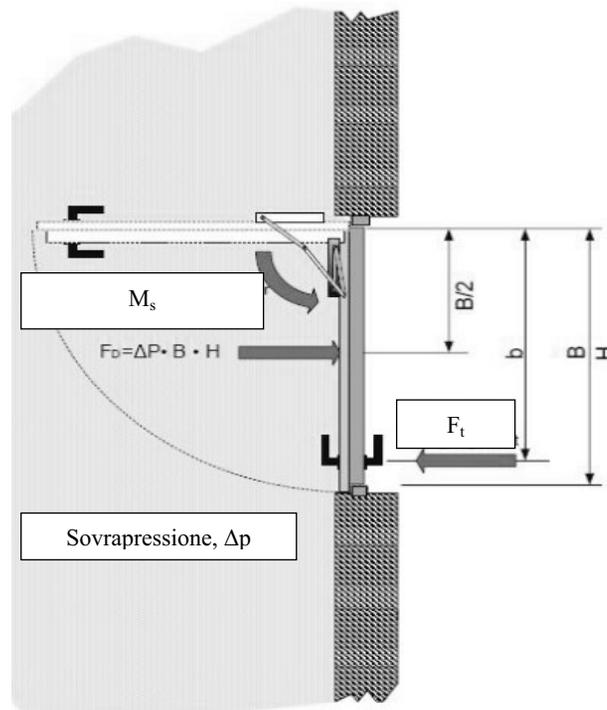


Figura 9 – Schema dei termini che risultano nella determinazione della forza massima ammissibile per l'apertura delle porte di comunicazione verso il volume pressurizzato (VDMA, 2011)

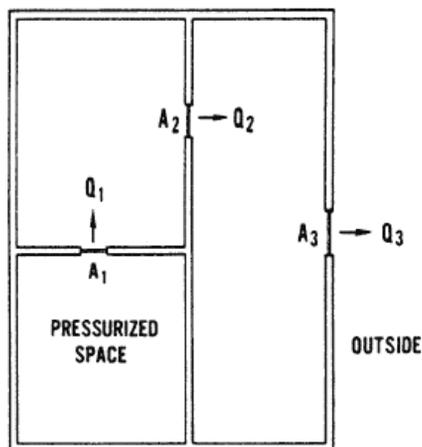
Una volta fissato il differenziale di pressione ammissibile, è possibile calcolare la portata necessaria per la pressurizzazione del volume in questione. Il primo passo riguarda la definizione delle caratteristiche, in termini di tenuta all'aria, dell'involucro edilizio che racchiude il volume da pressurizzare; il parametro quantitativo determinante è la cosiddetta area di perdita ("leakage area") corrispondente al termine che riassume la dimensione complessiva delle fessurazioni presenti in un dato componente edilizio, fessurazioni da cui dipendono le esfiltrazioni d'aria attraverso il componente stesso (Tab. I).

Tabella I – Superficie di esfiltrazione dell'aria per diverse tipologie di porte (da Norma UNI EN 12101-6:2005)

Tipo di porta	Area di perdita (m ²)
A singolo battente apribile verso lo spazio pressurizzato	0,01
A singolo battente apribile da uno spazio pressurizzato verso l'esterno	0,02
A doppio battente	0,03
Di piano dell'ascensore	0,06

Il secondo passo da compiere riguarda la determinazione della collocazione, in serie o in parallelo, delle aree di perdita determinate al punto precedente. Più precisamente, è possibile determinare la disposizione in serie o in parallelo delle stesse a seconda del collegamento aeraulico esistente tra l'ambiente in pressione e quelli non pressurizzati; la disposizione in serie delle aree di perdita si verifica quando l'aria proveniente dal volume pressurizzato debba fluire attraverso uno o più spazi intermedi prima di sboccare in un locale non pressurizzato (Fig. 10-a). La collocazione in parallelo avviene invece quando tutte le aree di perdita collegano direttamente il volume pressurizzato ad ambienti non pressurizzati (Fig. 10-b).

a)



b)

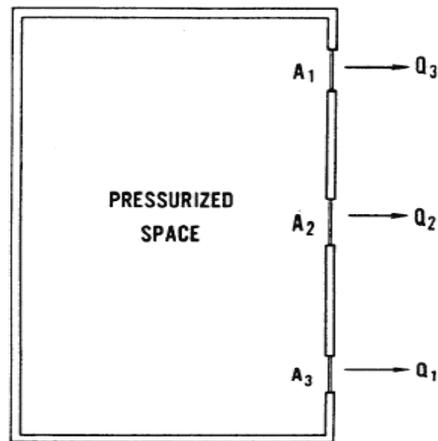


Figura 10 – Collocazione in serie (a) e in parallelo (b) delle aree di perdita A_i



- contenimento del fumo utilizzando un opportuno sistema di barriere fisiche (barriere al fumo);
- estrazione, naturale o forzata, del fumo e immissione di aria esterna di ricambio;
- utilizzo di sistemi a differenza di pressione (pur potendo tale tecnica essere declinata nell'attuazione di una depressurizzazione o di una pressurizzazione di un particolare volume rispetto agli ambienti adiacenti, nel seguito ci si riferirà unicamente a sistemi in grado di creare un differenziale positivo di pressione).

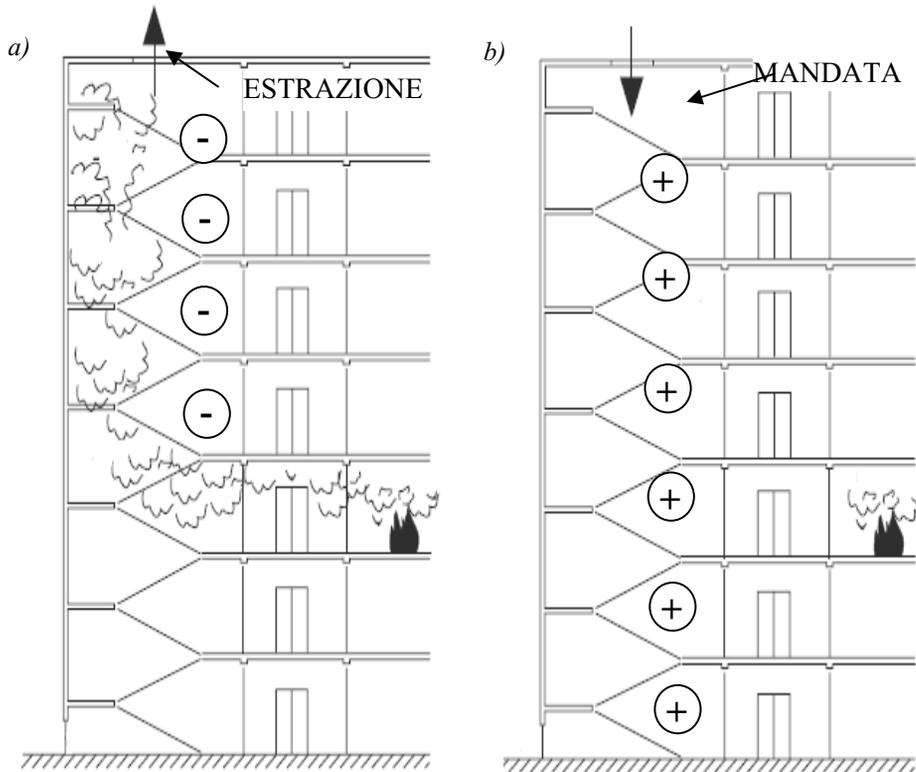


Figura 3 — Sistema di controllo del fumo per estrazione (a) e a differenziale di pressione (b).
Schema di funzionamento e distribuzione risultante delle pressioni

Nel caso di edifici multi-piano, quali la maggioranza dei grandi ospedali, laddove vani scale e corridoi costituiscono parte integrante delle vie di fuga, il controllo del fumo per estrazione dagli stessi determinerebbe unicamente il peggiorare della criticità della situazione. Infatti, un'estrazione collocata all'interno del vano scale (Fig. 3-a) finirebbe per richiamare il fumo verso gli spazi che invece sono da proteggere maggiormente.

Nei sistemi a pressurizzazione, al contrario, (Fig. 3-b) il principio generale applicato è quello di creare e mantenere un differenziale positivo di pressione tra l'area da proteggere (ad esempio, il vano scale) e il piano ove ha luogo l'evento, con lo scopo di evitare che il fumo prodotto dall'incendio penetri all'interno di essa.



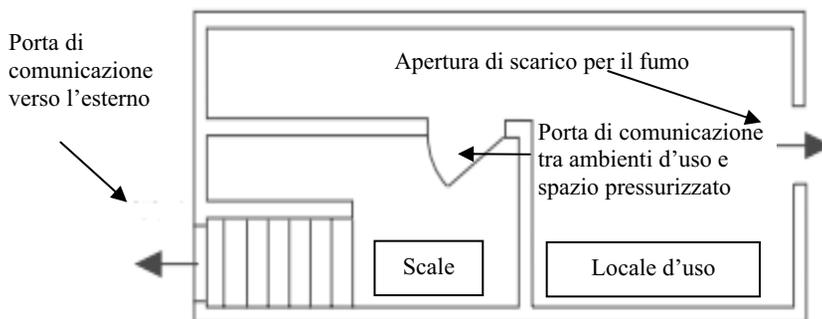


Figura 11 – Schema esemplificativo della disposizione reciproca tra scale e locali d'uso e della collocazione delle aree di perdita cui si riferisce l'esempio numerico proposto

I locali d'uso sono separati dal vano pressurizzato da porte ad un unico battente; il volume in pressione conduce all'esterno attraverso una porta a doppio battente.

Da quanto precedentemente esposto si ha:

- sulla base della tipologia di porte presenti è possibile associare a ciascuna di esse la rispettiva area di perdita A_i . Per le porte a singolo battente sarà $A_i = 6 \times 0,01 \text{ m}^2$; per la porta esterna sarà $A_i = 0,03 \text{ m}^2$;
- le aree di perdita associate alle porte di comunicazione verso i locali d'uso e a quella verso l'esterno si trovano in parallelo; pertanto l'area totale (A_e) sarà data dalla somma del contributo di ciascuna delle A_i . Sarà quindi $A_e = 0,09 \text{ m}^2$;
- si supponga di fissare in 20 Pa il differenziale di pressione consentito dati i vincoli riguardanti la forza ammissibile di apertura delle porte; si avrà $Q = 0,83 \times 0,09 \times 20^{0,5} = 0,33 \text{ m}^3/\text{s}$;
- la portata determinata al punto precedente deve essere maggiorata del 50% per tener conto di tutte le fessurazioni non esplicitamente conteggiate nel termine A_e . Pertanto risulterà $Q = 1,5 \times 0,33 = 0,5 \text{ m}^3/\text{s}$.

Il livello di pressurizzazione di progetto non può essere mantenuto costante se le porte presenti tra volume pressurizzato e spazi attigui sono aperte. Se queste vengono aperte in maniera intermittente, anche a fronte di un calo della pressione, il fumo può essere comunque trattenuto qualora la velocità di attraversamento sia sufficientemente elevata. Come visto in precedenza, ai fini della limitazione della propagazione orizzontale del fumo è necessaria una velocità di almeno 1 m/s. Nota la portata di aria immessa per ottenere la pressurizzazione di progetto, è possibile verificare il requisito relativo alla velocità del fumo supponendo che la portata in questione sia in grado di transitare attraverso l'apertura che si considera aperta.

È facile accertare come, se si considerano le consuete dimensioni di una porta, la portata determinata al punto precedente non sia sufficiente a garantire una velocità di almeno un 1 m/s.

Il calcolo del differenziale di pressione di progetto deve quindi essere condotto in modo iterativo, conteggiando tutti i termini relativi alle perdite d'aria attraverso l'involucro del volume pressurizzato e, contemporaneamente, verificando i requisiti circa la forza massima ammissibile e la velocità minima di attraversamento per superfici aperte.

CONCLUSIONI

I sistemi di pressurizzazione rappresentano un mezzo efficace per la protezione delle scale dagli effetti del fumo. Gli ospedali, vista l'utenza particolare, rappresentano una situazione tipica per queste applicazioni. In particolare possono essere presi in considerazione non solo in caso di edifici di nuova costruzione, ma anche in caso di edifici esistenti quale accorgimento tecnico finalizzato a migliorare la sicurezza.

È indispensabile un'attenta progettazione di tali sistemi che tenga conto dei loro aspetti caratteristici al fine di evitare il determinarsi di condizioni sfavorevoli all'esodo delle persone. È inoltre necessario essere consapevoli delle situazioni che potenzialmente rappresentano delle criticità per la corretta applicabilità dei sistemi di pressurizzazione. Deve anche essere attentamente valutata la possibilità che l'esodo possa riguardare l'intero edificio piuttosto che singoli piani di esso (ad esempio, il piano sede dell'incendio, il sottostante e il sovrastante); il sistema potrebbe non essere in grado di mantenere la differenza di pressione desiderata nel caso in cui tutte le porte di comunicazione verso il volume pressurizzato risultassero aperte. Deve essere considerata la possibilità che il vano scale sia adoperato anche dai soccorritori equipaggiati con mezzi di spegnimento quali manichette flessibili, anche in questo caso il sistema potrebbe essere influenzato dall'apertura permanente di alcune porte. Infine, deve anche essere valutato il caso in cui possano verificarsi condizioni che potrebbero provocare una parziale o completa perdita di agibilità del vano scala.

BIBLIOGRAFIA

- Klote J. H. 1986. Smoke Control at Veterans Administration Hospitals. National Bureau of Standards NBSIR 85-3297.
- Klote J. H. 1997. Smoke Movement in Buildings. NFPA Fire Protection Handbook.
- UNI EN 12101-6. 2005 Specifiche per i sistemi a differenza di pressione – Kit.
- VDMA 24188. 2011 Smoke protection measures in stairwells – Smoke ventilation, smoke dispersal, smoke control.
- Wild J. A., 1998. "Fans in fire safety - Smoke Control by Pressurisation". Fläkt Woods Limited editore.





Antisismica degli impianti.

Confronto Usa-Italia

Se in Italia il panorama normativo è tutt'ora impreciso e fatto di prescrizioni obbligatorie e non derogabili, gli Stati Uniti godono di un sistema ricco di indicazioni "di riferimento", modulate in base alla severità del sisma. La ragione di questa differenza va ricercata in un diverso approccio socio-culturale

*di Aroldo Bargone**

QUESTO CONFRONTO tra l'approccio statunitense e quello italiano alla progettazione dei sistemi antisismici degli equipaggiamenti impiantistici trae origine dalla lettura e dall'analisi dell'ultima pubblicazione della Vibration Isolation and Seismic Control Manufacturers Association, riguardante in particolare le installazioni meccaniche (VISCMA, 2014).

Innanzitutto, questo documento, definito "manuale", rappresenta la revisione della nota guida "FEMA-412" (Federal Emergency Management Agency), alla quale apporta modifiche

e aggiornamenti relativamente ad alcune tipologie di prodotti tecnologicamente avanzati e certificati, lasciando sostanzialmente inalterato il loro utilizzo e la loro applicabilità, dove le leggi statunitensi lo permettono, e con quanto ne consegue rispetto alla responsabilità degli addetti ai lavori.

È anche il caso di dire che oltre alla VISCMA esistono anche altre associazioni, quali MASON, SMACNA e NUSIG, che agiscono con la cooperazione non solo della FEMA, ma anche della ASCE (American Society of Civil Engineers).

Il manuale VISCMA è strutturato per avere risposte

indicative, veloci, razionali ed esaustive per cinque tipologie grafiche e fotografiche di sistemi di staffature (Rigid floor Mounted/Pad; Roof mounted attachment; Suspended; Vibration "isolated"/Floor; Wall mounted) e quattro tipologie di ancoraggi (su calcestruzzo armato, legno, muratura e acciaio), per quattordici equipaggiamenti posizionati in ogni condizione. La sua consultazione è quindi facile e molto interessante, oltre che

utile anche per i quattro casi speciali che analizza in chiusura (Cables, Control Panels, House Keeping Pads, Residential Equipment).

Il ritardo dell'Italia

Per quanto riguarda lo specifico del confronto tra USA e ITALIA, sarebbe fin troppo facile limitarci ad asserire che la prima differenza è relativa al momento in cui in Italia si inizia a trattare in modo sistematico la sismicità territoriale. Infatti, mentre negli Stati Uniti già da molti anni esistono precisi modelli di calcolo, in Italia si può dire che è stata l'Ordinanza del Presidente del Consiglio n. 3274 del 20.03.2003 a offrire i primi elementi di criteri e normative tecniche per le costruzioni in zona sismica.

Per quanto riguarda in particolare gli impianti, la vera svolta si è avuta con l'emanazione del D.M. 14.01.2008 (Ministero delle Infrastrutture, 2008), le cosiddette NTC 2008 che provvedono, come si vedrà qui di seguito, a prescrivere ai progettisti e ai costruttori come analizzare e calcolare tutti gli elementi non strutturali, secondari, tra i quali quelli impiantistici e non solo, oltre che come intervenire sia in modo fine a se stesso, sia con l'interazione strutturale dell'edificio.

La mancanza di una visione olistica

Naturalmente, gli Stati Uniti entrano da protagonisti in campo con la loro lunga esperienza ormai consolidata. Purtroppo, non in un solo caso, nelle numerose Commissioni Tecniche che in Italia hanno trattato e trattano autorevolmente l'argomento, troviamo la presenza di altrettanti autorevoli specialisti statunitensi. Di qui il ritardo rispetto agli Stati Uniti che non si identifica soltanto nella mancanza determinante di un manuale come quello della VISCMA, ma anche nel modo con il quale ancora è generalmente non matura l'idea del necessario, anzi indispensabile, coinvolgimento anche del progettista strutturista nel processo della individuazione delle soluzioni di sicurezza impiantistica oltre che del calcolo e della verifica globale antisismica di un edificio. Mi riferisco alla visione olistica che ormai dovrebbe accompagnare, come negli Stati Uniti, l'intero iter

progettuale ed esecutivo fino al collaudo e al programma manutentivo dei sistemi antisismici degli impianti.

Al tentativo di colmare questi ritardi, esiste in Italia una serie notevole per quantità e qualità di Leggi, Decreti, Ordinanze, Circolari, Direttive, Norme



COMPARISON OF SEISMIC DESIGN OF THE PLANT BETWEEN THE USA AND ITALY

Next issue of new technical standards on building in Italy. (NTC)

In both USA and Italy, the primary intent of seismic design for mechanical and electrical systems is life safety. The support and anchorage mechanical and electrical system are critical for the continued operation of essential facilities after and during an earthquake. In USA the responsibility for satisfying local code and regulations (IBC) still remains with the design professional. There are many participants who take part in ensuring the codes are followed (building owners, the design team, government review boards, component manufacturers and government inspector). In Italy responsibility can be entrusted whether to design engineer or to contractor, in the respect of law (NTC) with the possibility of reference to international specific directions. Soon a new set of national rules will be issued to gazette.

Keywords: Seismic Resistant Design, Substructure (non structural) calculations, U.S.A. Building codes, Italian antiseismic law, Current and future law

Efficienza ed eleganza



- Carrozzeria interamente metallica
- Umidostato elettronico.
- Vasca raccolta condensa da 6 litri.
- Uscita dell'aria verso l'alto "salvaspazio".
- Filtro dell'aria
- Spia di vasca piena o mancante.
- Spia sbrinamento.
- Predisposto per lo scarico continuo.
- Galleggiante di troppo-pieno attivo anche con lo scarico continuo.
- Quattro ruote pivottanti.
- Alta efficienza di deumidificazione.
- Tre potenze disponibili.
- 5 anni di garanzia senza costi aggiuntivi.
- Con pompa di scarico integrata (su richiesta)



www.cuoghi-luigi.it • info@cuoghi-luigi.it

DEUMIDIFICATORI serie Nader Midi

I deumidificatori Cuoghi della serie NADER MIDI sono equipaggiati con compressori rotativi e sono controllati da una scheda elettronica che ne ottimizza il funzionamento riducendo al massimo il tempo di lavoro necessario per ottenere l'umidità desiderata. Ciò significa un costo di esercizio ridotto e maggior rispetto per l'ambiente. Su tutta la serie filtro dell'aria professionale e umidostato elettronico.

NADER Midi: il deumidificatore professionale per uso domestico.

Prodotto italiano

CUOGHI s.r.l.

via Garibaldi, 15 - 35020 Albignasego (PD) - Italia
tel. +39 049 862.90.99 - fax +39 049 862.91.35



• 1973 - 2013 •

(tecniche, cogenti e normalizzate), Raccomandazioni, Eurocodici, Linee Guida, emanate da diversi Enti Ministeriali e non solo, che hanno la volontà oggettiva di guidare e prescrivere correttamente per ogni caso l'iter di cui si è detto, ma che sono tali da generare al primo approccio qualche disagio oltre che qualche incomprensione.

Il buon esempio dei manuali statunitensi

A tale proposito, viene in mente un interessantissimo manuale della MASON (Tauby e Lloyd, 2012), nel quale con grande semplicità, ma anche in maniera analitica, sono riportati esempi di calcolo per molti elementi non strutturali senza citare riferimenti legislativi impositivi, salvo il richiamo alla personale responsabilità del progettista e all'uso dei Building Codes, alcuni dei quali nel 2000 sono stati raggruppati nell'International Building Codes, adottato dalla maggior parte degli Stati della repubblica federale per avere la garanzia del sostegno finanziario della FEMA in caso di disastro sismico.

Nel manuale VISCMA (2014) per gli equipaggiamenti meccanici, la severità esecutiva appare significativa ad esempio per quanto riguarda le prescrizioni sull'assemblaggio e il serraggio a occhiello di un cavo a trefoli, che deve essere eseguito con i dadi posizionati contemporaneamente dalla parte del lato lungo del cavo, per soddisfare le migliori condizioni fisico-meccaniche del serraggio (Figura 1). In Italia, per questa soluzione occorrerebbe forse un dispositivo legislativo invece di una indicazione da manuale che, solo per quanto tale, viene sicuramente rispettata in altre Nazioni.

E che dire della particolare attenzione metodologica dedicata alla costruzione dei supporti metallici dei pannelli elettrici non a parete (Figura 2), con dettagli sugli ancoraggi (Figura 3), le connessioni bullonate (Figura 4) e le particolari saldature da adottare (Figura 5)?

Figura 1 – Assemblaggio cavo con occhielli

Wire rope grips

Installing cables attached with wire rope grips is similar to attaching ferrule clamps, as shown below.



Figure 154: Wire rope grip assemblies.

Step 1: Install brackets with mounting holes, eye-bolts, or drill mounting holes

Step 2: Cut cable to the desired length and slide three wire rope grips and thimbles onto the cable

Step 3: Pass the cable through the mounting bolt or holes provided and then back through each of the wire rope grips

Use thimbles for all cable installations with wire rope grips.

Step 4: Tighten the cable

For rigid connections, pull the cable tight. For isolated components, leave a small amount of slack. Avoid using too much tension or too much slack.

Step 5: Torque all bolts evenly

Use the turn-of-nut tightening method described in Steel Bolt Connections (page 111).

DO NOT OVER-TIGHTEN.

Figura 2 – Pannelli elettrici non a parete

Control Panels

Control panels may be built into units, mounted in a separate electrical panel attached to equipment assemblies, or mounted as a separate electrical panel attached to the building structure.

Be sure to refer to construction drawings and specifications, seismic restraint submittals, and the manufacturer's instructions.

If an electrical panel is mounted separately from the unit and the unit is vibration-isolated, use flexible electrical connections to allow for differential movement.

Step 1: Select control panel support configuration

If the control panel is:

- Built into the equipment, no other action is needed.
- An electrical panel attached to the assembly, check that the attachment is rigid and tight. No other action is needed.
- A remote panel attached directly to the building structure or attached using support angles or strut, continue with the following instructions.

The four ways of supporting control panels are by attaching them to:

- Walls with wall anchors as shown in Figure 158 (page 127).
- Vertical angles or strut extending down to the floor with angles slanted back to the floor as shown in Figure 155 (page 125). This is the typical method. Details are shown in Figure 157 (page 126).
- A double-strut support spanning the floor and ceiling as shown on the right in Figure 156 (page 125). Struts are attached to the building structure with small angle clips.
- An aluminum plate extending from the floor to the ceiling. The aluminum plate is attached to the floor and ceiling with angles, as shown on the left in Figure 156 (page 125).

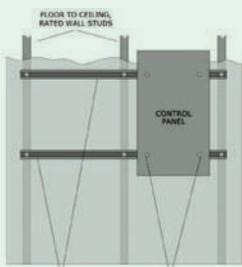


Figure 158: Direct attachment of a strut assembly support to a rated wall.

Step 2: Assemble the mounting frame

Use bolts or weld support framing together as shown in Figures 155 to Figure 158 (pages 125-127). See Steel Bolt and Sheet Metal Screw Connections (page 111), or Welding (page 116) for more information.

Step 3: Attach mounting frame to floor or wall with anchors

Locate and mark hole locations in the building structure. Install the anchors. See Anchors (page 94) for more information.

Attach the mounting frame to the building structure.

- To attach strut angles for strut floor mounted supports, see Figure 156 (page 125).
- To attach bases for angle floor-mounted supports, see Figure 157 (page 126)
- To attach strut to wall studs, see Figure 158 (above).

Figura 3 – Tipi di ancoraggi

Anchors General Anchors

IMPORTANT: Installation methods depend on the type of anchor and the particular application. Always follow the anchor manufacturer's installation instructions.



Figure 130: Types of anchors.

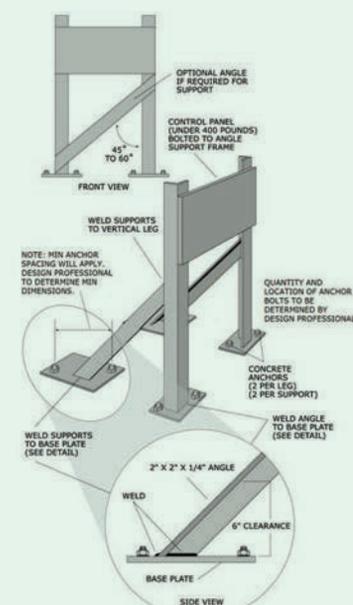


Figure 157: Angle assembly support from floor.

Figura 4 – Collegamenti bullonati

Steel Bolt Connections

The three ways to attach bolted connections are:

- Connecting the base of the equipment to an angle bolted to a concrete floor (this page).
- Bolting two structural steel shapes together (page 113).
- Bolting a threaded rod to steel shapes or strut (page 113).

Connecting the base of the equipment to an angle bolted to a concrete floor

Step 1: Preparation

Determine the bolt size or sheet metal screw and material requirements from construction drawings or printed instructions supplied by the manufacturer.

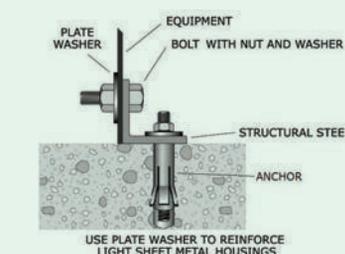


Figure 146: Bolting equipment to an angle.

Step 2: Locate holes

Use pre-drilled holes wherever possible. Holes may not have been pre-drilled at the attachment locations shown in the instructions. In these cases, carefully drill new holes in the correct locations.

Use caution when drilling into equipment. Internal components can be damaged. DO NOT DRILL OVERSIZED HOLES. See Figure 70 (page 34) for repair of oversized holes.

Step 3: Install bolts, washers, and nuts

Once the equipment is in place, apply washers and nuts and then tighten.

Tighten the anchor bolt to the correct torque setting in the manufacturer's instructions or on the construction drawings.

For turn-of-nut tightening, hand-adjust the bolt snug tight where there is firm contact between the bolt and connected metal components. Tools may be used to bring the bolt and metal components into contact. Following contact, tighten the nut as shown below.

Length of bolt	Additional tightening
Up to and including 4 diameters	1/3 turn
Over 4 diameters and not more than 8 diameters	1/2 turn
Over 8 diameters and not more than 12 diameters	5/6 turn

Table 15: Hand-adjusted tightening.

Figura 5 – Saldature

Welding

Before welding, refer to construction drawings and specifications, seismic restraint submittals, and manufacturer's instructions.

Attaching equipment to embedded plates: Plates are embedded in the concrete during the floor or wall pour. Plates are firmly held in place while the concrete is poured to maintain proper alignment and position. The size and location of the plate can be determined from construction drawings. See Figure 149 (below) for weld locations.

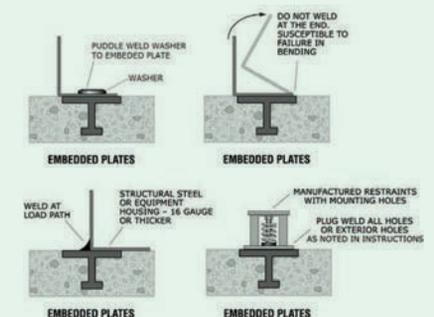


Figure 149: Welding to embedded plates.

Attaching structural shapes and plates: Shapes and plates are welded to provide equipment attachment. All weld base material must be thick enough for the weld size specified.

Step 1: Determine the weld material, shape, and dimensions for each piece

Step 2: Fit the material to ensure proper weld joint preparation

Step 3: Clean the surfaces

Surfaces must be dry and free of galvanized coating, hot-dipped or rust inhibitor, paint, scale, rust, oil, grease, water, and other foreign material for a minimum of one inch from the estimated toe of the weld.

Step 4: Weld the materials

The weld must be as prescribed in the welding procedure specifications (WPS).

WPS for shop and field pre-qualified weld joints and weld joints qualified by test must be prepared for review and approval before fabrication. All welding procedure items such as base metals, welding processes, filler metals and joint details that meet the requirements of AWS D1.1, Section 5.1 will be considered as prequalified. Any change or substitution that is beyond the range or tolerance or requirements for pre-qualification will be qualified by test per AWS D1.1 Section 5 part B.

DO NOT WELD OVER PAINT. You may paint after welding has cooled to room temperature.

Step 5: Inspect the weld

Make sure the surface is free of slag, dirt, grease, oil, scale, or other contaminants.

Welds cannot have cracks. Adjacent layers of weld metal and base metal must be thoroughly fused together.

All craters must be filled to the full cross-section except outside the effective weld length.

Undercut must not exceed 1/16". Undercut must not exceed 1/16" for any 2" per 12" weld or 1/32" for the entire weld.

Surfaces must be free of coarse ripples, grooves, abrupt ridges and valleys. The faces of fillet welds must be flat or slightly convex.

Metodologie di calcolo progettuale

Lo standard ASCE-7-05

Per quanto riguarda le metodologie di calcolo progettuale, negli Stati Uniti d'America si deve fare riferimento allo standard ASCE-7-05 (ASCE, 2005).

Lo standard prescrive che l'elaborato progettuale, redatto da un professionista abilitato, debba contenere un insieme completo di documenti costruttivi sia sotto forma di disegni che di relazioni, a partire dal bullone fino al sistema di ancoraggio, ivi comprese l'approvazione e la certificazione di tutti i particolari anche da parte del produttore dei componenti. È ammessa l'adozione di misure antisismiche alternative, ma devono rispondere a test comprovanti la loro conformità ai requisiti attesi. Quando l'elemento da proteggere lo permette, è possibile la procedura prescrittiva, con sistemi standardizzati per i quali non è necessario alcun tipo di calcolo.

Fondamentalmente la forza orizzontale, F_p , si calcola con l'equazione:

$$F_p = \frac{0,4 \cdot a_p \cdot S_{ds} \cdot I_p \cdot \left(1 + 2 \frac{z}{h}\right) \cdot W_p}{R_p} \quad (1)$$

dove:

S_{ds} = accelerazione di risposta di progetto;

A_p = fattore di amplificazione del componente, variabile da 1 a 2,5 e tabellato;

I_p = fattore di importanza del componente, variabile da 1 a 1,5 e tabellato;

R_p = fattore di risposta del componente, variabile da 1 a 12 e tabellato;

W_p = peso operativo;

z = quota del centro di massa del componente;

h = quota media della copertura della struttura.

Il valore di F_p deve rimanere compreso nell'intervallo:

$$0,3 \cdot S_{ds} \cdot I_p \cdot W_p < F_p < 1,6 \cdot S_{ds} \cdot I_p \cdot W_p \quad (2)$$

Quando il valore di I_p è maggiore di 1,0, cioè nei casi complessi, occorre l'analisi dinamica, mentre quella statica si adotta sempre con l'applicazione di fattori di sicurezza tabellati.

La forza verticale si calcola con l'equazione:

$$F_{pv} = \pm 0,2 \cdot S_{ds} \cdot W_p \quad (3)$$

Gli ancoraggi devono essere proporzionati almeno per una sollecitazione ($1,3 \cdot F_p$) e per la massima forza che può essere trasmessa all'ancoraggio dal supporto del componente.

A puro titolo di esemplificazione, nelle Figure da 6 a 10 sono riportate alcune schede delle Seismic Restraint Guidelines della MASON relative a un supporto di canali aria rettangolari e agli "snubbers" per pavimento.

Per inciso, i condotti aereali non sono sottoponibili a verifica per lo Stato Limite di Danno (SLD) per qualunque grado di sismicità, mentre lo sono per lo Stato Limite Operativo (SLO). La procedura è quindi di tipo prescrittivo, salvo il rispetto delle note e degli esempi di calcolo posti all'inizio del volume e diretti agli ingegneri specializzati (Engineer responsible for the design of the structure).

La norma ASHRAE

Oltre alla Norma ASCE 7-05 appena esaminata, negli Stati Uniti, in particolare per la progettazione antisismica degli impianti HVAC (Heating Ventilating Air Conditioning), è usata la Norma di cui al capitolo 55 dell'ASHRAE Handbook (ASHRAE, 2011).

Le forze orizzontali, F_p , e verticale, F_{pv} , si calcolano con le stesse formule della ASCE 7-05.

In sintesi, una particolarità è costituita dall'attenzione rivolta agli ancoraggi dei componenti della struttura agli effetti del vento, oltre che del sisma. Un'altra particolarità riguarda la classificazione degli isolatori (Snubbers), da A a J per le apparecchiature meccaniche.

DESIGN PROCEDURE FOR TRAPEZE SUPPORTED SYSTEMS

Selection charts are available for each of the following attachment methods and types of structures:

- Expansion anchors into a 3000 psi (20.68 MPa), stone aggregate concrete slab.
- Expansion anchors into a 3000 psi (20.68 MPa), lightweight concrete filled metal deck.
- Bolted or welded direct to structural steel.
- Lag screws into a wood structure.

Design Procedure:

Step 1. Select the Seismic Restraint Guideline for the actual attachment method or type of structure listed above. These charts show anchorage requirements, size of SCB, SSB, or SSBS and cable or solid brace size for maximum system weight per foot (meter). (Ref. Pages D1 to D4)

Step 2. Select the Rod Stiffener Guidelines for Trapeze Supported Systems. Each chart defines the maximum unbraced rod length, maximum braced rod length and maximum spacing between each seismic rod clamp (SRC) or strut clamp (UC). (Ref. Pages E1 and E2)

Step 3. Select the Trapeze Support Guidelines. These charts define the maximum allowable uniform load for different trapeze support spans. (Ref. Page E3)

Step 4. Select the Upper Support Member Guideline for Rectangular/Oval Duct (Not required for round duct). These charts define upper support member sizes for each SCB/SSB size and upper support extension. (Ref. Page E4)

Step 5. Select the Support Rod Attachment Guideline which coincides with the Seismic Restraint Guideline selected in Step 1 if using seismic solid braces. Each chart defines the seismic tension load applied to the support rod at the seismic solid brace location. (Ref. Pages K1 to K4)

The following summary may be used for easy reference.

Structure or Attachment Type	Seismic Restraint Guidelines	Rod Stiffener Guidelines	Trapeze Support Guidelines	Top Brace Member Guidelines for Rect/Oval Ductwork Only	Support Rod Attachment Guidelines at SSD Locations
1	D1	E1 & E2	E3	E4	K1
2	D2	E1 & E2	E3	E4	K2
3	D3	E1 & E2	E3	E4	K3
4	D4	E1 & E2	E3	E4	K4

APPROVED

California Office of Statewide Health Planning and Development

FIXED EQUIPMENT ANCHORAGE

OPA-0349 August 5, 2002

Walt Stuehlin
Walt Stuehlin (916) 654-3382

MASON INDUSTRIES, Inc.
Manufacturers of Vibration Control Products
NY Mailing Address: P.O. Box 416, Smithtown, NY 11787
389 Route Duane, 2151 W. Crescent Ave., Suite D
Hauppauge, NY 11788 Anaheim, CA 92801
631/48-0282 714/235-2727
FAX 631/48-0279 FAX 714/235-5739
info@mason-nd.com info@masonahm.com

Page
21

Figura 6 – Procedura di **selezione dei supporti**. Gli step connotano il criterio metodologico di guida per la scelta dei dispositivi di vincolo

Figura 7 – **Dettagli di riferimento**

DESIGN PROCEDURE FOR TRAPEZE SUPPORTED SYSTEMS (continued)

Step 6. Select the appropriate seismic restraint details.

The following summary may be used for easy reference.

Mechanical or Electrical System	Seismic Brace System	Support Type	All Directional Braces	Transverse Braces	Longitudinal Braces	Rod Stiffener
Piping or Conduit	Type SCB Cable Brace System	Spring Isolated Rigidly Supported	F1	F2	F3	G1, G2
	Type SSB/SSBS Solid Brace System	Rigidly Supported	F4	F5	F6	G1, G2
Rectangular or Oval Ductwork	Type SCB Cable Brace System	Spring Isolated Rigidly Supported	F10	F11	F12	G1, G2
	Type SSB/SSBS Solid Brace System	Rigidly Supported	F13	F14	F15	G1, G2
Round Ductwork	Type SCB Cable Brace System	Spring Isolated Rigidly Supported	F16	F17	F18	G1, G2
	Type SSB/SSBS Solid Brace System	Rigidly Supported	F19	F20	F21	G1, G2
Electrical Cable tray	Type SCB Cable Brace System	Spring Isolated Rigidly Supported	F22	F23	F24	G1, G2
	Type SSB/SSBS Solid Brace System	Rigidly Supported	F25	F26	F27	G1, G2
	Type SCB Cable Brace System	Rigidly Supported	F28	F29	F30	G1, G2
	Type SSB/SSBS Solid Brace System	Rigidly Supported	F31	F32	F33	G1, G2

Step 7. Select the appropriate attachment details.

The following summary can be used for easy reference.

Structure or Attachment Type	RESTRAINT DETAILS			Support Rod Attachment Details
	SCB/SSB/SSBS Direct Attachment	SCB/SSB 2 Bolt Attachment	SCB/SSB 4 Bolt Attachment	
1	H1	H2	H3	L1
2	H4	H5	H6	L2, L3
3	H7 to H13			L4 to L6
4	H13			L1 to L6

MASON INDUSTRIES, Inc.
Manufacturers of Vibration Control Products
NY Mailing Address: P.O. Box 416, Smithtown, NY 11787
389 Route Duane, 2151 W. Crescent Ave., Suite D
Hauppauge, NY 11788 Anaheim, CA 92801
631/48-0282 714/235-2727
FAX 631/48-0279 FAX 714/235-5739
info@mason-nd.com info@masonahm.com

Page
22

APPROVED

California Office of Statewide Health Planning and Development

FIXED EQUIPMENT ANCHORAGE

OPA-0349 August 5, 2002

Walt Stuehlin
Walt Stuehlin (916) 654-3382

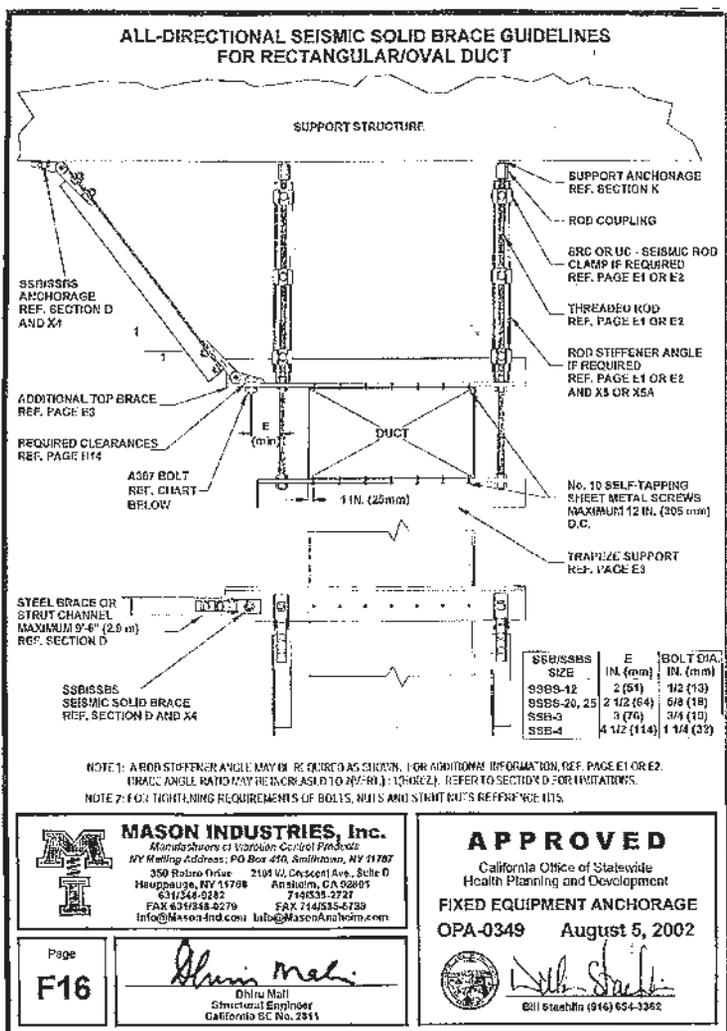
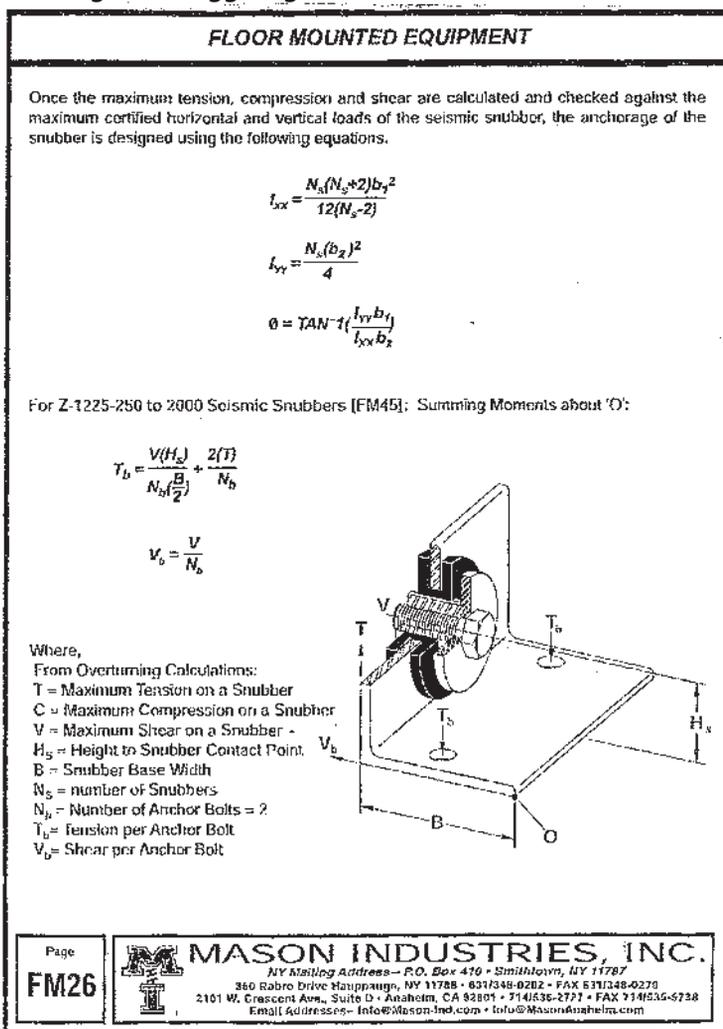


Figura 8 – Staffatura appesa per condotta aerea

Figura 9 – Equazioni per il calcolo degli ancoraggi degli snubbers



In Italia vige esclusivamente la normativa di cui ai paragrafi 2 e 7 del DM 14.01.2008, ai quali si è accennato.

L'elaborato progettuale può essere redatto sia da un tecnico abilitato, sia da un installatore o dall'impresa secondo normative prescrittive, sia interamente da un installatore in conformità ai criteri di progettazione individuati e specificati dal professionista in fase di progettazione. A seconda del soggetto variano le responsabilità. Nel caso del tecnico, i disegni possono comprendere dettagli tipologici e anche ad hoc per particolari situazioni; in quello dell'installatore o dell'impresa, i dispositivi possono essere specificati senza produrre i disegni relativi.

Le opportune scelte progettuali e di dimensionamento sono determinate dal calcolo dell'azione sismica di riferimento agente sui sistemi strutturali secondari, sui sistemi di ancoraggio e sugli elementi di controventamento, seguendo le stesse regole adottate per gli elementi strutturali dell'edificio.

Le NTC 2008 al paragrafo 7.2.3. definiscono la forza sismica orizzontale F_a di progetto da applicare come quella calcolata con l'equazione:

$$F_a = \frac{S_a \cdot W_a}{q_a} \quad (4)$$

dove:

- F_a = forza sismica orizzontale applicata nella direzione più sfavorevole;
- W_a = peso totale dell'elemento;
- q_a = fattore di struttura dell'elemento da eseguire con analisi lineare, il cui valore varia da 1,0 a 2,0 (cfr. tab. 7.2.1 – NTC 08);
- S_a = accelerazione sismica massima corrispondente allo Stato Limite in esame e in funzione dell'altezza di piano e della frequenza propria, data dall'equazione:

$$S_a = \frac{a_g \cdot S}{g} \left[\frac{3 \left(1 + \frac{Z}{H}\right)}{1 + \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right)^2} - 0,5 \right] \quad (5)$$

dove:

- $a_g \cdot S$ = accelerazione di progetto sul terreno;
- Z = altezza del baricentro dell'elemento rispetto alla fondazione;
- H = altezza dell'edificio dal piano di fondazione;
- g = accelerazione di gravità;
- T_a = periodo di vibrazione dell'elemento nella direzione considerata (anche approssimato);
- T_1 = periodo di vibrazione della struttura nella direzione considerata; e dove il secondo termine al secondo membro può essere pari a 1.

Tale forza orizzontale deve essere applicata al baricentro di ciascuno degli elementi funzionali componenti l'impianto.

Gli ancoraggi devono seguire le Norme armonizzate applicabili dall'1.7.2013 sulla base del Regolamento Europeo 305/11, noto come CPR (Construction Product Regulation).

Per i criteri di scelta e dimensionamento dei dispositivi di vincolo, quali staffaggi e controventature, si può ricorrere al manuale Seismic restraint manual (SMACNA, 1991), alla guida MASON, alle Norme FEMA 412/3/4, alle Raccomandazioni ATC-51-2-2008, al Capitolo 55 dell'Handbook ASHRAE (ASHRAE, 2011). In ogni caso, i predimensionamenti così assunti devono essere verificati con l'impiego diretto della Scienza e della Tecnica delle costruzioni, di cui alle NTC.

In Italia il panorama normativo e legislativo è ancora poco chiaro

Fin qui, un rapido confronto per alcuni dati essenziali tra i due approcci che evidenzia come negli USA sia presente una maggiore modulazione degli interventi in relazione alla severità del sisma oltre che una maggiore ricchezza di indicazioni specifiche. Una ulteriore seria condizione che differenzia i due approcci, è il susseguirsi in Italia di più variegati dispositivi normativi e legislativi di integrazione o di

modifica dei precedenti, tali da generare una sorta di panico se non di sconforto tra gli addetti ai lavori.

Ci si riferisce in particolare alle nuove NTC, il cui testo, già approvato il 14.11.2014 in bozza dal Consiglio Superiore dei LL.PP., sta seguendo l'iter per sostituire quello del 2008. Anche se le tappe sono ancora l'approvazione della Conferenza unificata Stato-Regioni, del Ministero delle Infrastrutture e dell'Interno e del Dipartimento della Protezione Civile e la pubblicazione, forse entro quest'anno, in G.U., per la sicurezza sismica degli impianti dovremmo intanto cominciare ad assimilare e prendere consapevolezza almeno di queste novità rispetto al DM 14.01.2008:

- criteri di progettazione degli impianti con maggiori dettagli esecutivi;
- introduzione specifica dei requisiti di sicurezza antincendio, durabilità e robustezza;
- valutazione della vita nominale anche per gli edifici esistenti;
- non più fattore di struttura, ma di comportamento (definizione);
- abolizione del metodo di calcolo alle tensioni ammissibili;
- utilizzazione dei valori puntuali di accelerazione al suolo, non più riferibili alla classificazione delle zone sismiche 1, 2, 3 e 4;

Il dibattito è comunque ancora in corso.

Dei numerosi paragrafi che riguardano l'argomento sia in maniera indiretta che diretta, quelli che interessano nel modo più significativo sono:

- 7.2.3; gli elementi secondari e i loro collegamenti devono essere progettati dettagliatamente, soprattutto in riferimento alle azioni sismiche e valutati con analisi lineari e non, in presenza di SLC (Stati Limite di Collasso);
- 7.2.4; vengono definite le figure dei responsabili di tutte le sequenze operative, dalla progettazione alla esecuzione degli impianti;
- 7.3.6; per tutti gli elementi secondari e gli impianti, si devono verificare per ogni stato limite richiesto i valori tabellati, che debbono risultare inferiori a quelli corrispondenti della capacità di progetto;
- 7.3.6.3; sono precisate le verifiche di funzionamento e di stabilità. I diversi elementi funzionali devono avere la capacità di sostenere la domanda corrispondente allo SL (Stato Limite) e al CU (Coefficiente d'Uso) considerati.
- 8.7.4 e 10.1, che rimangono invariati rispetto alla versione 2008.

Non è qui possibile entrare nei dettagli, per cui si rinvia alla lettura dei capitoli 2 "Sicurezza e prestazioni attese" e 3 "Azioni sulle costruzioni", oltre che degli altri paragrafi i quali, anche se in modo indiretto, modificano la stesura delle NTC attuali.

Per tornare al confronto iniziale, negli Stati Uniti oggi si procede con alcuni "ritocchi" (si fa per dire) degli aspetti tecnici dei sistemi antisismici degli impianti; in Italia siamo ancora ad affinare, migliorare e revisionare alcuni concetti di approccio scientifico-culturale al problema, per pervenire a ciò che in fondo è assolutamente e indiscutibilmente necessario, cioè la sicurezza dell'essere umano con la garanzia della funzionalità impiantistica continua, sia durante le azioni del sisma sia al termine delle stesse, in strutture che non collassino.

Attingere alla conoscenza statunitense

In ogni caso, tutto il materiale tecnico-scientifico messo a disposizione dalle Associazioni specializzate statunitensi, quali VISCMA, MASON e SMACNA, anche se non cogente in Italia può essere sempre ben utilizzato non solo per la notevole e consolidata esperienza che contiene, ma soprattutto perché anche il più semplice elemento strutturale che si ritiene possa essere inserito nelle progettazioni italiane insieme alla soluzione impiantistica adottata dovrà comunque essere verificato adeguatamente e responsabilmente con l'uso delle normative italiane vigenti.

In attesa della pubblicazione in G.U. delle nuove NTC, ci si deve ancora attenere al complessivo quadro normativo-legislativo vigente.

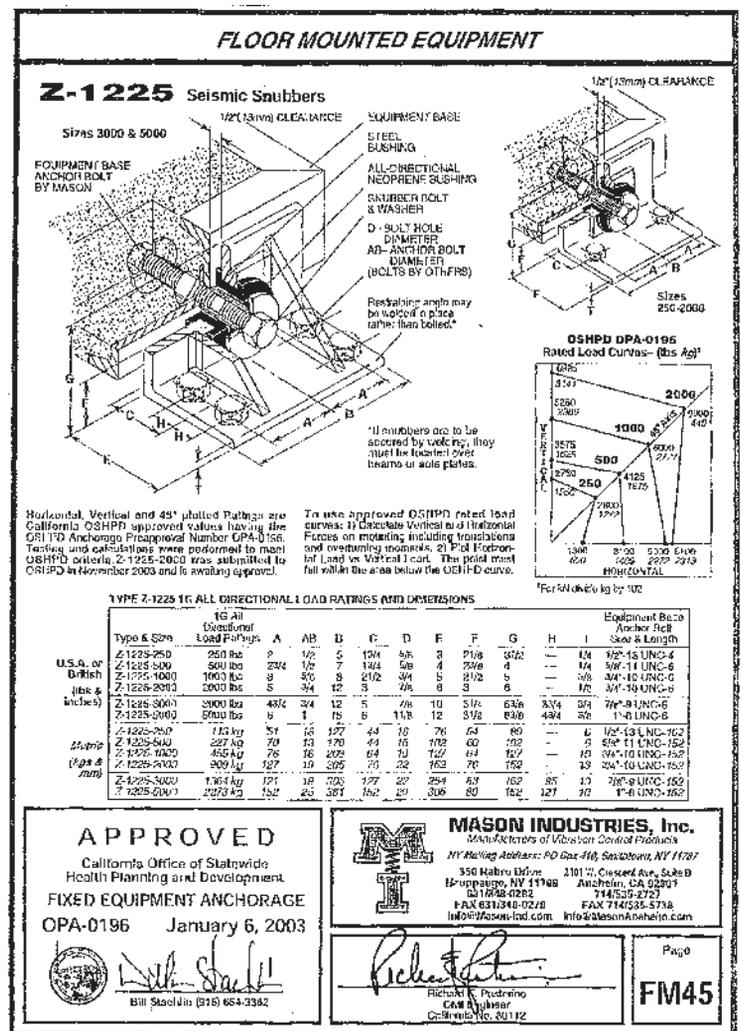


Figura 10 – Dimensionamento dello snubber

CONCLUSIONI

Per concludere, lo stato dell'arte delle prescrizioni inerente la progettazione antisismica degli impianti, che negli USA è presente ormai da molto tempo e si fonda su una sperimentazione definibile come tipicamente statunitense, in Italia è di recente istituzione e ancora in fase di perfezionamento con le nuove NTC che presto saranno pubblicate.

In sostanza ciò che è bene evidenziare, è che la Norma statunitense, prima richiamata, "non è cogente" ma "di riferimento", mentre quella italiana è di "tipo legislativo", quindi con valore cogente, con prescrizioni obbligatorie e non derogabili.

Ancora una volta si può affermare quindi che la vera differenza si situa nel diverso mondo socio-culturale statunitense in cui libertà e rispetto della responsabilità sono una costante dell'agire in una visione illuministica della vita.

* Arch. Aroldo Bargone, libero professionista, Delegato Territoriale AiCARR per l'Umbria

BIBLIOGRAFIA

- ASCE 7 – 2005. Minimum Design Loads for Buildings and Other Structures. Reston: ASCE – capitolo 13;
- ASHRAE. 2011. Seismic and wind – resistant design. In ASHRAE Handbook HVAC Applications. Atlanta: ASHRAE capitolo 55
- ICC. 2003. Summary of minimum requirements. In International Building Code 2000/2003, cap. 17. Washington DC: International Code Council
- Ministero delle infrastrutture. 2008. Approvazione delle nuove norme tecniche per le costruzioni. D.M. 14 gennaio 2008. G.U. n. 29 del 4 febbraio 2008: Roma: Poligrafico dello Stato
- SMACNA. 1991. Seismic restraint manual. Guide Lines for mechanical systems. Washington DC: SMACNA
- Tauby J.R., Lloyd R. 2012. A practical guide to seismic restraint. Second edition. Atlanta: ASHRAE
- VICSMA. 2014. Installing seismic restraints for mechanical equipment. Washington DC: FEMA



Dalla **progettazione** al **monitoraggio** di una RSA

L'edificio è stato costantemente seguito in fase di costruzione ed è stato sottoposto a monitoraggio dei principali parametri microclimatici ed energetici, individuando le aree di maggiore criticità e le strategie di ottimizzazione

*di G. Curculacos, F. Peron, P. Romagnoni, G. Turchetto**

LE MODERNE Residenze Sanitarie Assistenziali costituiscono gli ambienti che più si avvicinano a una struttura ospedaliera: offrono, a soggetti non totalmente autosufficienti, un medio livello di assistenza medica, infermieristica e riabilitativa, accompagnata da un alto livello di tutela assistenziale e alberghiera: questo richiede un corretto controllo delle condizioni termoigrometriche invernali ed estive e della qualità illuminotecnica e acustica. I tassi di rinnovo dell'aria e gli elevati fabbisogni di acqua calda sanitaria, incidono significativamente sull'impronta energetica del fabbricato.

Gli obiettivi del progetto

Questi elementi sono stati ampiamente affrontati nella RSA per 160 ospiti realizzata a Noale (VE) dalla Cazzaro Costruzioni Srl.

La sostenibilità finanziaria sul medio-lungo periodo dell'operazione, posta come obiettivo dalla Committente, (l'impresa Cazzaro Costruzioni srl e la sua controllata Relaxxi), insieme al raggiungimento della classe energetica A secondo la classificazione in vigore al momento della stesura del progetto, nel 2012-13, ha portato alla ricerca di un buon equilibrio fra costi di realizzazione, durabilità

delle opere e costi di gestione, nella prospettiva della prima parte di vita attesa dell'edificio. L'esigenza finanziaria è andata in buon accordo con la sostenibilità ambientale dell'edificio.

L'esito del percorso progettuale e realizzativo è stato una costruzione di apparenza semplice e sobria, ma efficace e funzionale, dotata di sistemi impiantistici con componenti efficienti, ma di architettura complessiva caratterizzata ancora una volta



dalla semplicità; il tutto accompagnato da un microclima interno pienamente rispondente alle attese. Il sistema edificio-impianto realizzato ha suscitato l'interesse di un gruppo di ricerca dello IUAV di Venezia che, in collaborazione con il Center for the Built Environment of UC Berkeley, ha avviato una campagna di misura, consistita nel monitoraggio di alcuni parametri significativi. I rilievi eseguiti hanno mostrato che una progettazione coordinata fra le parti coinvolte e l'ottimizzazione dei sistemi, stante l'importante supporto delle misure sul campo, ha reso possibile la realizzazione di un ambiente confortevole, funzionale, a ridotto impatto ambientale e dai contenuti consumi energetici.

L'EDIFICIO

L'impegno a offrire un ambiente domestico a ospiti necessitanti di assistenza medica ha marcatamente

influenzato tutte le scelte progettuali: dall'organizzazione degli spazi alla impostazione strutturale e degli impianti, alle dotazioni tecniche e funzionali specifiche.

L'edificio, in Figura 1, è costituito da due ali principali con estensione predominante lungo la direttrice sud-nord, leggermente convergenti e confluenti in un corpo centrale sul lato nord; il volume si sviluppa su tre piani fuori terra.

Sulle ali al piano terra, trovano posto gli ambienti di servizio: uffici, ambulatori, sale di riabilitazione, cucina, magazzini, una piccola cappella e la sala mortuaria. I piani superiori sono suddivisi in quattro nuclei funzionali autonomi, uno per piano, e per le due porzioni di ala in ciascun nucleo funzionale sono collocate le rispettive camere, con la disposizione a corpo triplo camera-corridoio camera, il bagno assistito e la sala da pranzo. La distribuzione dei servizi in corrispondenza dei nuclei funzionali è volta a facilitare il soddisfacimento delle esigenze primarie e assistenziali anche degli ospiti che si trovano in condizioni di ridotta mobilità; gli spazi sono distribuiti in modo da limitare e facilitare al massimo gli spostamenti, con percorsi semplici e

Figura 1 – Vista Nord e Sud del fabbricato. Il corpo centrale dell'edificio accoglie a ciascun piano le zone di soggiorno comune, quella al piano terra accompagnata dalla reception. Le pareti di involucro del corpo centrale sono caratterizzate da una notevole estensione delle superfici vetrate; ai piani superiori sono presenti ampie logge che, con l'elevata porzione trasparente di involucro, suggeriscono la continuità dello spazio fra interno ed esterno. Sulle logge trovano posto fioriere piantumate a essenze aromatiche comuni, in modo da avvicinare agli ospiti le piante che altrimenti non potrebbero raggiungere a causa della ridotta mobilità.

lineari dalle camere agli ambienti specialistici, sia al piano che tra i piani. Ciascun nucleo funzionale ha una dotazione di 20 camere, per una capacità massima di accoglienza di 40 ospiti, corrispondente a un totale di edificio di 160 ospiti. Ciascuna camera è provvista del proprio servizio igienico, dotato di porte rototraslanti apribili indifferente nei due versi.

IL PROGETTO

L'obiettivo del minimo costo globale a medio termine, il target di spesa per la realizzazione, la necessità di soddisfare molteplici esigenze microclimatiche talvolta contrastanti con la necessità di contenere i consumi energetici, la necessità di ottemperare alle normative vigenti, hanno richiesto attente scelte di compromesso.

L'involucro

L'involucro opaco è costituito da laterizio prizzato, isolato con un cappotto in EPs caricato con grafite. Lo spessore, 12 cm, è stato identificato come quello di compromesso tra le richieste invernali e quelle medio stagionali. In Tabella 1 è riportato il confronto tra le caratteristiche realizzative delle stratigrafie e le trasmittanze raggiunte con i limiti in vigore all'epoca del progetto.



BUILDING QUALITY CONSTRUCTION AND ENERGY OPTIMIZATION FOR IMPROVE SUSTAINABILITY AND QUALITY OF LIFE: FROM DESIGN TO MONITORING OF AN ELDERLY NURSING

The modern elderly nursing are environments closest to a health structure: they offer to people non-totally self-sufficient, an average level of medical care, nursing and rehabilitation, accompanied by a high level of welfare protection and hotel hospitality: this requires the control of indoor conditions (air temperature and humidity, lighting and sound quality). Furthermore, the air change rates and the requirements of sanitary hot water, significantly affect the building energy footprint. These elements have been widely covered in the RSA realize in Noale (VE) from Cazzaro Construction Ltd. The adopted solutions both for building and HVAC systems are the results of the collaboration among investors, designers and performers, in respect of the investment objectives. High-performance both for insulation and transparent enclosures, energy production by renewable sources, high efficiency distribution systems with energy recovery and peculiar climate control terminals are the main solution propose in this case. The indoor microclimate and energy parameters have been monitored during the construction, identifying the most critical areas and optimization strategies. This paper will present the results of threeyear service, analyzing the operating costs, environmental monitoring and energy flows.

Keywords: RSA, environmental monitoring

Tabella 1 – Valori delle trasmittanze delle strutture edilizie di progetto

	Trasmittanza [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	
	di progetto	limite al 2010
Pavimento su terreno	0,29	0,33
Pareti di involucro	0,23	0,34
Copertura	0,18	0,30
Media dei serramenti	1,1	2,2

Sono stati scelti serramenti a elevata prestazione termica, curati anche per gli aspetti di schermatura solare e trasmissione luminosa, le cui caratteristiche principali sono: trasmittanza termica del solo vetro $U_g = 0,6 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, dei telai $U_f = 1,3 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, media dei serramenti $U_w = 1,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$; fattore solare secondo UNI EN 410 pari a 0,43. Il valore del fattore solare, coordinato con gli oggetti e le schermature motorizzate, rappresenta il compromesso fra l'esigenza di apporto solare gratuito da ottimizzare durante il periodo invernale e quella di limitare il carico durante il periodo estivo.

Il sistema edificio

L'indagine sul comportamento termico dell'edificio è stata effettuata in riferimento a tutto l'anno, utilizzando un software commerciale che implementa le funzioni di trasferimento in risposta a una sollecitazione periodica stabilizzata, affiancato a un software basato su un metodo semistazionario. I risultati del calcolo teorico hanno mostrato che per alcune zone e in alcune ore della giornata c'è necessità di erogare carichi di raffrescamento già da febbraio-marzo e ancora in ottobre-novembre. Una approfondita analisi sulla distribuzione dei carichi ha portato a concludere che in alcuni ambienti, durante la mezza stagione, il carico si sarebbe invertito nel corso della giornata, passando da riscaldamento a raffrescamento: in ambienti relativamente poco finestrati, come le camere, sarebbe stata richiesta energia per il riscaldamento e contemporaneamente le sale del corpo centrale, con vetrate molto estese, affollate e con elevata densità di dotazioni elettriche, avrebbero richiesto energia per il raffrescamento. Ciò ha portato a scegliere terminali di erogazione a bassa inerzia e in esecuzione a quattro tubi e un sistema di generazione di tipo polivalente.

Ovviamente, nella scelta dell'impianto, si è tenuto conto del fatto che in una struttura del tipo di quella in oggetto è fondamentale assicurare la qualità dell'aria (AA.VV., 2014), ricorrendo a elevate portate di ventilazione e, necessariamente, a sola aria esterna. Nel caso specifico, è intervenuto un ulteriore elemento di criticità legato al tipo di terminali di erogazione in ambiente, che richiedono, durante il periodo estivo, il controllo dell'umidità entro limiti ristretti. Tutto ciò comporta consistenti fabbisogni energetici, correlati

non solo ai trattamenti invernali ed estivi, ma anche alla movimentazione dell'aria, per cui si è cercato di contenere il più possibile le velocità dell'aria, compatibilmente con l'invasività e il costo delle condotte aeruliche e le velocità residue minime richieste dagli elementi di diffusione. Sono state previste cassette di regolazione della portata a flusso variabile, adottando inoltre adeguati sistemi di recupero sull'aria di espulsione, regolabili e con elevata efficienza sia estiva che invernale. La possibilità di regolare la portata ha consentito di calibrare la quantità di aria da movimentare in funzione delle effettive necessità istantanee dell'edificio o di sue parti: in particolare, sono stati impostati due regimi di funzionamento, diurno (dalle 6 alle 22) e notturno, ed è stata prevista la possibilità di parzializzare gli ambienti ad alto affollamento utilizzati saltuariamente, segnatamente le sale da pranzo. In virtù delle ridotte trasmittanze delle strutture edilizie e come conseguenza dei carichi frigoriferi puntuali attesi durante la mezza stagione, l'aria di rinnovo è inviata in ambiente a temperatura sempre inferiore a quella controllata, anche durante la stagione di riscaldamento per beneficiare della disponibilità di un fluido fresco gratuito.

Limitati i fabbisogni di energia utile per la climatizzazione, il passo successivo è stata l'adozione di sistemi di produzione ad alta efficienza.

I terminali di erogazione in ambiente

L'elemento terminale preso inizialmente in considerazione, su specifica richiesta del committente, è stato il pannello radiante a pavimento che, come noto, ha una elevata inerzia termica che non soddisfa la necessità di inseguire carichi in ambiente assai variabili e con inversione di segno nel corso della giornata e che avrebbe comportato difficoltà nel soddisfare i carichi estivi, soprattutto quelli legati agli apporti interni delle sale a maggior affollamento, e nel gestire contemporaneamente carichi di segno opposto in ambienti diversi dello stesso edificio. Inoltre, la necessità di far fronte a fabbisogni energetici con baricentro sul raffreddamento avrebbe richiesto una maggiore portata di aria trattata. Queste considerazioni hanno portato a scegliere un sistema a travi attive installate a soffitto, caratterizzato da ridotta potenza specifica, che opera a ridotta differenza di temperatura rispetto all'ambiente e che è caratterizzato da inerzia contenuta ed è in grado di adeguarsi alle variazioni di carico.

Le unità di trattamento dell'aria

L'esigenza di contenere il rischio di gocciolamenti di condensa dalle travi attive, di cui al BOX 1, ha portato a definire un opportuno trattamento di deumidificazione dell'aria e a fissare una portata di aria di rinnovo pari a 11 l/s per persona, comunque inferiore a quella necessaria per il raffrescamento estivo in un impianto ad aria primaria e pannelli radianti. Questa portata è stata frazionata su più

unità di trattamento, differenziate in funzione della zona da servire e del tipo di trattamento richiesto; le principali sono le due destinate alla zona di permanenza degli ospiti, una per ciascuna ala, e le due destinate a servizi assimilabili a utenze di processo: una per il trattamento aria della cucina e l'altra per la sala mortuaria. Le due unità adibite al controllo della qualità dell'aria negli ambienti specialistici sono strutturate in funzione dell'uso specifico e utilizzate per un numero di ore molto ridotto nel corso dell'anno.

Le unità a servizio delle zone permanentemente occupate da persone sono caratterizzate da identica architettura generale, ma di taglie diverse:

- UTA Est, camere ala Est e due piani del corpo centrale, 17000 m³/h in mandata, 15300 m³/h in ripresa;
- UTA Ovest, camere ala Ovest e un piano del corpo centrale, 13000 m³/h in mandata, 11700 m³/h in ripresa.

La sezione ventilante è in esecuzione a doppio ventilatore a totale riserva e scambio automatico di intervento, con giranti ad alta efficienza e motori modulanti a pressione costante per inseguire le variazioni di portata.

Per il contenimento dei fabbisogni, sulle unità destinate alla ventilazione delle camere e dei saloni sono stati adottati recuperatori entalpici sull'aria di espulsione caratterizzati da efficienze di scambio sensibile di circa il 70% e di scambio latente pari a 65% nel funzionamento invernale e a 22% in quello estivo. La possibilità di modulare l'efficienza di recupero e l'opportunità di inviare in ambiente aria a temperatura sempre inferiore a quella controllata ha consentito di affinare l'intervento dello scambiatore in funzione della temperatura dell'aria esterna. Per la stagione fredda è stato individuato un valore di soglia fissato in 16 °C: al di sopra il recupero viene escluso, al di sotto il tamburo viene azionato con velocità di rotazione crescente con il diminuire della temperatura dell'aria esterna. Per la stagione estiva, anche in considerazione della ridotta efficienza del recupero latente, il valore di soglia è rappresentato dalla temperatura controllata dell'ambiente interno: quando la temperatura dell'aria esterna la supera il recuperatore

Tabella 2 – Prestazioni delle pompe di calore a compressione di vapore a funzionamento polivalente. A = temperatura dell'aria esterna, W = temperatura dell'acqua di utenza

Unità	Condizioni operative	Potenza [kW]	Coefficiente di effetto utile [-]
LCP324PL	A-5 W+40	264	2,75/2,94
	A+7 W+40	364	3,69/3,93
	A+35 W+7	338	2,82/2,97
	W40W7	463 _{ter} /374 _{frig}	8,84
LCP214PL	A-5 W+40	176	2,78/2,96
	A+7 W+40	244	3,75/3,99
	A+35 W+7	233	3,05/3,22
	W40W7	314 _{ter} /255 _{frig}	8,62

viene avviato a piena velocità e viene spento quando scende al di sotto.

Le unità rientrano nella Classe A EUROVENT.

Operando per parte del periodo di azionamento a portata ridotta, le superfici di transito, le batterie e gli scambiatori risultano mediamente sovradimensionati per la portata media, minimizzando il SFP (Specific Fan Power) legato alla movimentazione dell'aria.

Sistema di produzione con pompe di calore polivalenti

Durante la stagione estiva, oltre all'utenza frigorifera della climatizzazione, è presente un'utenza di riscaldamento costituita dal post-riscaldamento dell'aria necessario per il buon controllo dell'umidità; lo schema funzionale dell'impianto è stato strutturato in modo da utilizzare l'energia termica prodotta dalle polivalenti per preriscaldare l'acqua calda sanitaria. La presenza di utenze termiche importanti anche durante la piena stagione estiva incrementa le probabilità del funzionamento contemporaneo da chiller e da generatore di calore delle macchine polivalenti installate.

Le prestazioni delle due pompe di calore polivalenti installate sono presentate in Tabella 2. Le due unità sono differenti in quanto inizialmente il progetto prevedeva la macchina di taglia maggiore polivalente, affiancata dalla seconda unità come solo refrigeratore e solo al termine dello sviluppo progettuale quest'ultima è stata convertita in polivalente. Ogni 24 ore la regolazione inverte la priorità di funzionamento dall'una

all'altra unità. Ciascuna pompa di calore è provvista di quattro compressori on-off agenti in tandem su due circuiti frigoriferi, per cui il sistema può contare su otto gradini di parzializzazione. Il funzionamento è gestito in cascata; la regolazione è agganciata alla temperatura di ritorno e la sequenza di cascata è:

- riscaldamento unità 1: 43 °C; unità 2: 40 °C, isteresi 1 °C
- raffrescamento unità 1: 12 °C; unità 2: 14 °C, isteresi 1 °C

Con questi set la temperatura di mandata si stabilizza a circa 45 °C in riscaldamento e a circa 8 °C in raffrescamento. Per limitare il numero di spunti dei compressori, ma soprattutto per mitigare gli effetti della fase del defrost in funzionamento invernale, sono stati adottati serbatoi inerziali di capacità importante. La gestione dello sbrinamento nativa delle macchine prevede comunque un impatto ridotto sull'utenza in quanto avviene in modo separato sui 2 circuiti: mentre un circuito sbrina l'altro continua a produrre energia termica verso l'utenza, evitando di sottrarre energia termica all'impianto; il serbatoio inerziale della macchina è stato comunque dimensionato per immagazzinare energia termica sufficiente per sopperire a circa 15 minuti di prelievo della potenza di picco di progetto senza arrecare alcun discomfort agli occupanti. Il dimensionamento dell'accumulo freddo è stato adottato, con valutazioni empiriche, per consentire maggiore frequenza di cicli di funzionamento delle macchine in funzione polivalente completa.

In fase di produzione di energia termica ad alta temperatura, le macchine polivalenti sono supportate da un gruppo termico costituito da quattro caldaie a combustione di gas naturale a condensazione per una potenza complessiva di 382 kW, che innalzano la temperatura dell'acqua calda sanitaria a 65 °C e sopperiscono ai picchi di richiesta in riscaldamento con temperature dell'aria esterna molto basse, quando le pompe di calore vengono arrestate: il dimensionamento di queste macchine è probabilmente in "eccesso di sicurezza" e legato a una non ancora completa consuetudine con i sistemi frigoriferi sostitutivi dei sistemi a combustione.

Il sistema di regolazione e controllo

La numerosità degli elementi in campo e la complessità dei sistemi di controllo e sicurezza rende indispensabile l'adozione di un sistema BACS, che raccoglie e gestisce, su rete BACnet, le seguenti informazioni da tutti gli impianti dell'edificio:

- controllo di portate di aria elaborate, flussi idraulici, livelli termici interni, esterni e di ogni singolo ambiente, livelli di umidità relativa, stato delle valvole di regolazione e retroazione;
- controllo dello stato scattato degli interruttori di tutti i quadri elettrici principali;
- controllo della automazione di apertura e chiusura delle tapparelle motorizzate mediante l'impiego di eliometro posto in copertura e di comando centralizzato e locale per singola tapparella;
- controllo centralizzato delle accensioni delle luci in tutti gli ambienti dell'edificio;
- interfacciamento e supervisione grafica dei sistemi di rivelazione incendi, controllo accessi e video-sorveglianza esterna e perimetrale.

In occasione delle campagne di misura i quadri elettrici di edificio sono stati integrati con opportuni acquisitori di grandezze elettriche, per consentire di storicizzare gli assorbimenti elettrici delle attrezzature di interesse; tali misure sono state estese anche agli assorbimenti delle singole pompe e dei ventilatori delle UTA, tramite acquisizione dei valori dagli interruttori di alimentazione, specificatamente adatti allo scopo.

La distribuzione è del tipo idronico a quattro tubi, per rendere sempre disponibile il fluido freddo e quello caldo a ogni terminale in ambiente. La circolazione è affidata a pompe a velocità variabile e la modulazione è con valvole a due vie. Un unico regolatore sovrintende al controllo della temperatura e agisce nel modo più opportuno sulle due valvole delle travi attive, inseguendo sempre il set corretto. La circolazione idronica, al pari di quella aeraulica, si è rilevata all'atto pratico un elemento di consumo rilevante, benché atteso, ed è stata oggetto di investigazione e miglioramento.

AVVIAMENTO DELL'IMPIANTO

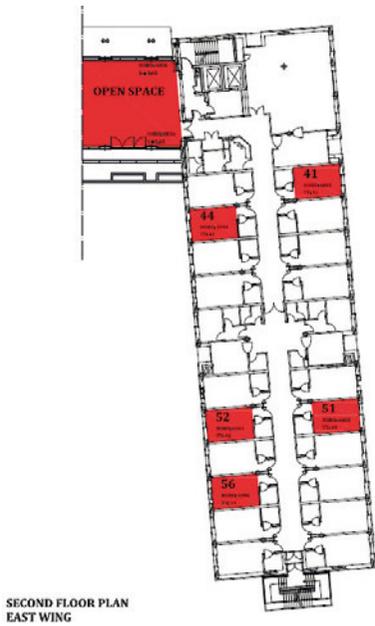
L'avviamento dell'impianto, a valle della fase di costruzione e commissioning eseguito dalla Direzione Lavori, non ha presentato criticità eccessive.

RISULTATI SUL CAMPO

L'edificio ha rappresentato anche un laboratorio di ricerca per analisi sull'ambiente termico interno e sul fabbisogno energetico. Infatti, a partire dall'estate 2013, l'edificio è stato oggetto di una approfondita indagine che ha riguardato questi due aspetti e che è stata condotta dal Dipartimento di Progettazione e Pianificazione in ambienti complessi dello IUAV di Venezia, in collaborazione con il Center for the Built Environment of University of California Berkeley (Romagnoni et al., 2014).

Dal punto di vista dell'ambiente termico, l'edificio è stato strumentato con sonde di temperatura

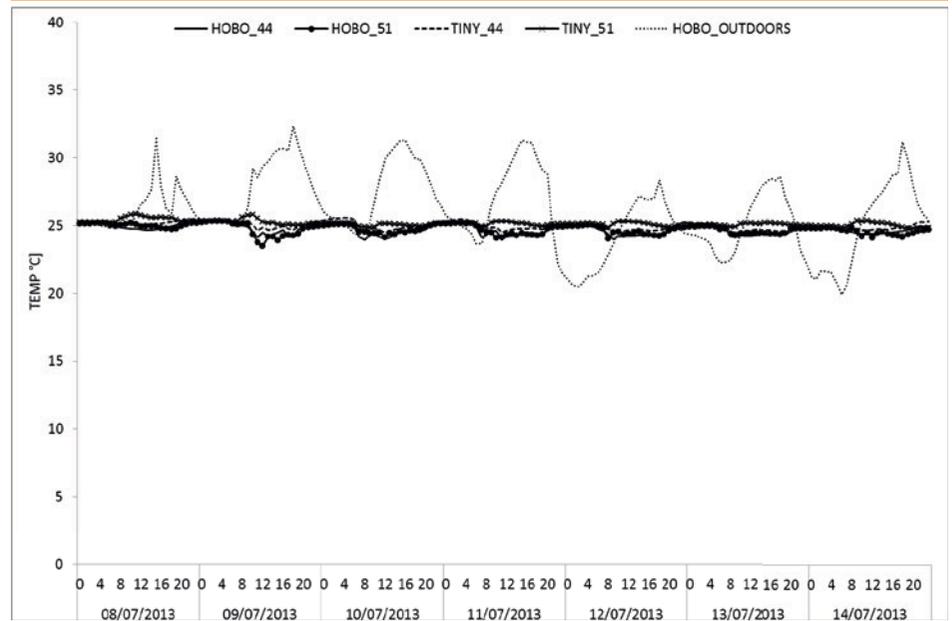
Figura 2 – Pianta del piano intermedio dell'edificio con indicazione degli ambienti in cui è stato effettuato il monitoraggio



e umidità e misuratori di energia elettrica, dedicati ai vari sistemi di utilizzo secondo quanto mostrato nella pianta in Figura 2. I risultati dei rilievi, di cui alcuni sono riportati in Figura 3, hanno evidenziato una ottima capacità di controllo ambientale, frutto certamente della caratterizzazione dell'edificio e della possibilità dell'impianto di operare con la contemporanea fornitura di energia termica e frigorifera. Sono state anche rilevate e storizzate le condizioni di lavoro degli organi della regolazione. Dall'incrocio dei risultati delle varie osservazioni sono emerse alcune problematiche legate al funzionamento non ottimale di alcuni elementi in campo. In particolare, nel salone centrale le valvole delle travi attive rimanevano permanentemente in posizione di chiusura; un successivo approfondimento ha messo in rilievo un problema di comunicazione del segnale dei contatti finestra, malfunzionamento lieve e banale che però, in assenza del monitoraggio, avrebbe portato a una gestione errata del sistema. Da sottolineare che, nonostante la mancata apertura delle valvole, non siano stati messi in rilievo da parte degli utenti particolari condizioni di discomfort; infatti, il buon apporto di aria nuova trattata e l'elevato apporto di induzione consentito dalle travi attive ha permesso di mantenere i parametri microclimatici entro livelli di accettabilità.

Per quanto riguarda gli aspetti energetici, per identificare le modalità di funzionamento e le criticità e per ottimizzare la gestione di macchine e ausiliari, sono stati rilevati i valori di assorbimento, per esempio delle macchine frigorifere, dei ventilatori delle UTA e delle pompe di circolazione. Già nel corso della prima fase progettuale dell'edificio erano state eseguite alcune valutazioni teoriche per stimare i fabbisogni energetici e i consumi attesi per i servizi di climatizzazione e

Figura 3 – Andamento della temperatura esterna e di quella interna negli ambienti monitorati. Da (Romagnoni, 2014; 2015)



produzione di ACS. È stato preliminarmente impiegato un modello semplificato, implementato in un foglio di calcolo, basato sulle funzioni di risposta delle strutture edilizie a una sollecitazione periodica stabilizzata. Per sua natura intrinseca, la procedura ha riguardato il calcolo del comportamento dell'edificio con cadenza oraria estesa ai giorni-tipo medi mensili: 12 serie ciascuna di 24 valori di dati climatici rappresentativi del mese a cui sono riferite. I dati di temperatura e umidità dell'aria esterna e di irraggiamento solare dei giorni-tipo mensili sono stati desunti da (CNR, 1981). Il metodo e i dati utilizzati in input non sono inquadrabili in una procedura standardizzata e sono stati condotti con l'obiettivo di dare una valutazione realistica dei consumi attesi, supportata da calcolo teorico e da input provenienti da fonte riconosciuta.

Successivamente è stata ripetuta l'analisi teorica utilizzando un metodo molto più raffinato, in

grado di prevedere il comportamento dell'edificio con cadenza oraria sull'anno-tipo; in particolare, sono stati usati DesignBuilder e EnergyPlus; alcuni risultati sono in Figura 4. Per avvicinare per quanto possibile i consumi simulati a quelli prevedibili nelle reali condizioni, simulando anche le prestazioni delle macchine frigorifere, si è passati al post-processing dei risultati delle simulazioni, applicando le richieste dell'edificio in input a un modello matematico dei sistemi di generazione, implementato ancora una volta su foglio elettronico, anticipando quindi quelli che oggi sono i concetti di SCOP e SEER.

Analisi a consuntivo

Completato l'anno di rilevamenti di consumi e parametri climatici, sono state eseguite le valutazioni a consuntivo (Romagnoni et al, 2015). I risultati delle misurazioni sono in Figura 5 e nelle Tabelle 3 e 4. Per la climatizzazione i valori riportati corrispondono, in termini di energia primaria, assunta una superficie utile di edificio di ca. 7000 m², a 37 kWh/m² anno di rinnovabile, 117 kWh/m² anno di non rinnovabile, 155 kWh/m² anno di totale (come da Tabella 4). Analizzando il diagramma di Sankey (relativo a tutti i servizi di edificio) risulta evidente la consistente incidenza degli ausiliari

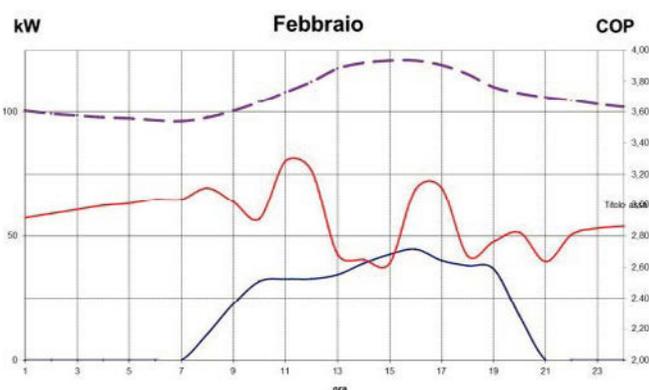


Figura 4 – Andamenti teorici di carico termico, carico frigorifero e coefficiente di effetto utile in riscaldamento nel giorno rappresentativo di febbraio

sul fabbisogno globale di energia elettrica del fabbricato (33%), soprattutto se confrontata con il fabbisogno delle pompe di calore (34%) e la conseguente assoluta opportunità di porre la massima cura nella selezione e nella regolazione degli organi di movimentazione dei fluidi.

Sempre analizzando il diagramma di Sankey l'incidenza dei sistemi ausiliari sul totale per climatizzazione (hot+cold aux rispetto alla somma delle due heat pump) è prossima al 48%, rafforzando il concetto prima esposto di necessità di mitigare i fabbisogni per pompaggio e circolazione aria.

Le Tabelle 3 e 4 riportano i consumi di energia utile (in kWh elettrici e in Nm³ di gas metano e la relativa equivalenza in energia primaria, sulla base dei fattori di conversione previsti dal Decreto 26.06.2015 – all.1 tab. A, rispettivamente per l'intera struttura (luce, FM, condizionamento, caldaie e cucina) e per gli usi relativi alla sola climatizzazione.

Interventi correttivi

Dopo l'esame dei primi risultati, sono state introdotte alcune modifiche alla strategia di attivazione e regolazione del sistema:

- temperatura dell'aria di mandata in estate e inverno variabile linearmente in funzione della temperatura esterna;
- set point dell'accumulo freddo, reso dinamico in funzione della

Figura 5 – Diagramma di Sankey dei flussi di energia elettrica. Da (Romagnoni et al., 2015)

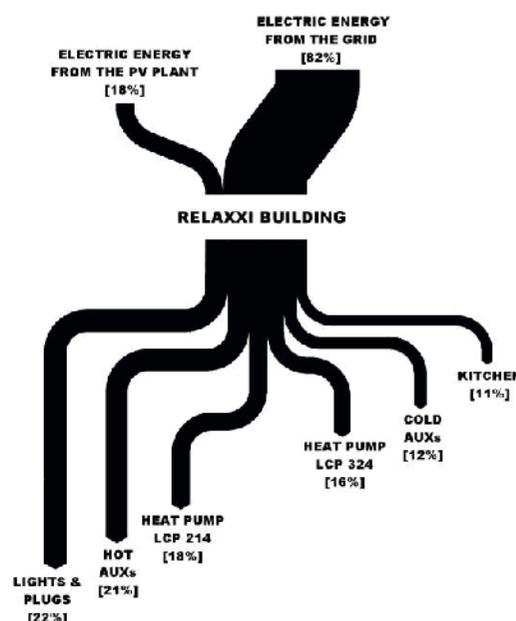


Figura 6 – Variazione degli assorbimenti elettrici delle pompe di circolazione travi dopo il nuovo schedule di funzionamento

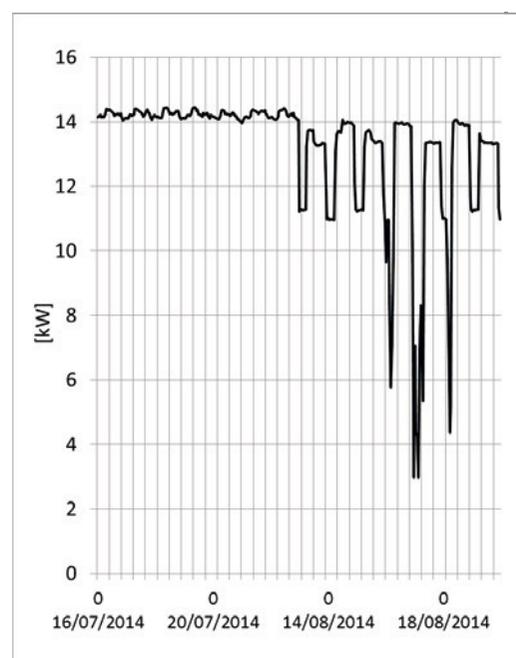


Tabella 3 – Flussi di energia

Servizio	Energia utile [kWh]	Primaria		
		Rinnovabile [kWh]	Non rinnovabile [kWh]	Totale [kWh]
Prelievo da rete	603.897 kWhel/anno	283.832	1.177.599	1.461.431
Da fotovoltaico	104.018 kWhel/anno	104.018	-	104.018
Gas naturale*	32.997 Nm ³ /anno	-	344.390	344.390

* comprensivo di consumo della cucina a servizio della struttura

Tabella 4 – Flussi di energia legati alla sola climatizzazione

Servizio	Energia utile [kWh]	Primaria		
		Rinnovabile [kWh]	Non rinnovabile [kWh]	Totale [kWh]
Prelievo da rete, stimato	404.611 kWhel/anno	190.167	788.991	979.158
Da fotovoltaico, stimato	69.692 kWhel/anno	69.692	-	69.692
Totale elettrico	474.303 kWhel/anno	259.859	788.991	1.048.850
Gas naturale	29.642 Nm ³ /anno	-	31.124	31.124
Totale generale		259.859	820.115	1.079.974

temperatura esterna, in modo da aumentare il rendimento dei sistemi di generazione frigorifera;

- attivazione delle pompe di circolazione dei circuiti delle travi attive modificata, in modo che avvenga quando una valvola è chiamata in apertura per oltre il 10% del rispettivo range e che il funzionamento sia inibito quando tutte le valvole sono posizionate al di sotto del 5% del rispettivo grado di apertura.

Con questi interventi la richiesta di energia è diminuita del 10%-12%.

In Figura 6 è riportato l'andamento degli assorbimenti elettrici prima e dopo la modifica dello schedule di funzionamento relativamente ai soli sistemi di pompaggio.

COSA RESTEREBBE DA FARE

Questo edificio laboratorio, con i risultati a oggi ottenuti, ha stimolato una serie di considerazioni su cosa sarebbe opportuno ancora fare per poter migliorare le prestazioni energetiche complessive, mantenendo il livello di comfort.

Questo anche al fine di garantire maggiormente i committenti circa i reali costi di gestione di strutture come quella in esame che non presentano più i margini di redditività dei primi tempi di realizzazione, soprattutto quando si desidera fornire prestazioni assistenziali in linea con le attese degli ospiti e con una corretta etica sociale.

Il livello tecnologico raggiunto dai componenti meccanici e elettronici disponibili sul mercato e i modelli teorici allo stato dell'arte danno consistenza alla fattibilità di:

- implementare in modo definitivo i dispositivi di monitoraggio energetici sui sistemi di produzione e distribuzione dell'energia, sulle dorsali di distribuzione principali, su stanze campione rappresentative; in aggiunta ai parametri energetici, storicizzare le misure anche dei parametri ambientali in tutti gli ambienti occupati da persone;
- approfondire le logiche di regolazione dei sistemi di recupero termico sull'aria espulsa e di impostazione dei setpoint di produzione di energia termica e frigorifera, introducendo funzioni di ottimizzazione energetica autoadattative;
- proseguire le analisi di simulazione del comportamento dell'edificio con modelli dinamici, potendo calibrare il modello sulla scorta dei dati di monitoraggio; la disponibilità di una base di calcolo realistica rende affidabili analisi di tipo what if su molti aspetti di interesse;
- simulare ulteriori scenari per l'involucro edilizio, con differenti livelli di isolamento termico, caratteristiche dei serramenti, riflettività dell'ambiente circostante;
- simulare differenti tipologie di terminali di erogazione;
- simulare diversi scenari dei sistemi di produzione, con aumento anche delle fonti a energia

TRAVI ATTIVE

Le travi attive sono organi statici, privi di parti in movimento e di filtri, a vantaggio sia della manutenzione che dell'igiene, che racchiudono in un unico componente gli elementi di diffusione dell'aria in ambiente e di erogazione dell'energia termica o frigorifera destinata al controllo della temperatura ambiente. L'aria di rinnovo viene forzata entro i condotti di immissione, conformati a flusso convergente per accelerare la velocità della corrente; l'accelerazione del flusso aeraulico genera una depressione che richiama aria dall'ambiente. L'aria richiamata viene convogliata attraverso batterie di trattamento, all'uscita delle quali si miscela con l'aria di rinnovo. In sostanza, si tratta di induttori a bassa pressione (Curculacos, 2004a; 2004b). Durante il funzionamento in raffrescamento le travi attive sono caratterizzate da valori di potenza specifica piuttosto bassi, legati alla necessità di evitare di raggiungere valori della temperatura di alimentazione delle batterie di raffrescamento che potrebbero portare alla condensazione del vapore contenuto nell'aria in ambiente e a conseguenti stitilicidi di condensa.

Sotto il profilo della diffusione in ambiente, le travi attive hanno rapporti di induzione

che con il modello scelto nelle condizioni di funzionamento di progetto raggiungono il valore di 3:1, ampie superfici di immissione e influenza sulla velocità dell'aria nella zona occupata da persone mitigata dall'effetto Coanda, tutti elementi che contribuiscono a offrire la possibilità di inviare in ambiente aria trattata dalla centrale a temperatura di $4\text{ }^{\circ}\text{C} \div 6\text{ }^{\circ}\text{C}$ inferiore a quella interna controllata durante il periodo invernale e $8\text{ }^{\circ}\text{C} \div 9\text{ }^{\circ}\text{C}$ inferiore durante il periodo estivo, senza indurre alcuna condizione di discomfort agli occupanti. Questa caratteristica è molto importante perché durante la mezza stagione consente di far fronte a eventuali carichi frigoriferi e durante la stagione estiva consente di beneficiare di un importante contributo frigorifero dell'aria di rinnovo senza disturbare le persone con velocità eccessive e/o temperature troppo basse. Le travi attive possiedono anche una componente di scambio termico radiativo che, con l'elevato livello di isolamento termico dell'involucro, contribuisce a innalzare la temperatura media radiante nel periodo invernale con conseguenze sul comfort termico (AA.VV., 2014). Un'altra caratteristica relativa al comfort termico è la riduzione del Draught Risk, indicatore di turbolenza.

rinnovabile, includendo le possibilità offerte dai sistemi di accumulo di energia termica ed elettrica.

COSA STIAMO FACENDO

Sulla base delle attività di monitoraggio descritte, è stato deciso di intervenire sugli elementi che marginalmente incidono di più e che appaiono soggetti al maggior miglioramento marginale, agendo su una componente di "processo" e su una componente "ausiliaria":

- la verifica dei cicli di funzionamento delle macchine di produzione termofrigorifera, pompe di calore polivalenti e caldaie, ha evidenziato dei cicli di esercizio non ottimizzati, con presenza di brevi periodi di funzionamento sovrapposto, in particolare, come è ovvio, in periodo invernale. È quindi prevista una revisione delle logiche di funzionamento del sistema nel suo complesso, con sviluppo di un algoritmo di ottimizzazione che si affianca a una ridefinizione del posizionamento di alcune sonde che regolano priorità e inserimento dei vari apparecchi. Questa decisione è stata influenzata anche dal limitato fabbisogno di energia termica in confronto con le potenze disponibili, dovuto sia alla incidenza degli apporti gratuiti rispetto alle dispersioni, sia al reale consumo di ACS rispetto a quanto prevedibile da norme UNI, che non sono adeguate alla

funzione RSA; a questo ultimo aspetto si aggiunge la presenza di un rilevante numero di residenti non autosufficienti, che richiede un trattamento igienico completamente diverso dalla classica doccia, con consumi di acqua che si riducono vertiginosamente;

- in riferimento al trasferimento di energia frigorifera verso le UTA, che si trovano a distanze molto diverse e sono gestite da un unico sistema di pompaggio a portata pressoché costante, è in corso di progettazione un intervento di ottimizzazione che analizza due possibili scenari: il primo dota la pompa generale di circolazione delle batterie dell'UTA di un sistema di controllo inverter, con logica a pressione costante e adotta valvole a due vie di regolazione sulle batterie; il secondo, più ambizioso ma sottoposto a una verifica di fattibilità tecnico-economica, prevede l'adozione di due nuove pompe di circolazione, ad alta efficienza secondo le più recenti prescrizioni normative: le pompe opereranno singolarmente, ognuna a servizio di una UTA, con batterie prive di valvole di regolazione e portata alle batterie modulata direttamente sulla base del segnale di controllo generato dalla sonda di raffreddamento e deumidificazione. In termini idraulici è la configurazione che più ottimizza il sistema, avvicinandone il comportamento alle correlazioni

teoriche di riduzione di potenza assorbita con proporzione cubica rispetto alla variazione di portata.

Alcune difficoltà iniziali, che hanno riguardato come spesso accade l'interfacciamento seriale delle macchine e dei sistemi di controllo e monitoraggio, hanno suggerito, per future realizzazioni, di implementare un superiore livello di controllo sugli impianti termomeccanici ed elettrici, con particolare riferimento alla retroazione dei sistemi di controllo delle portate dei fluidi termovettori sia aeriformi che idronici, azione di grande importanza a livello di funzionamento e prestazione complessiva. ■

* *Giovanni Curculacos*,
TFE ingegneria Srl, Pianiga, VE
Socio AiCARR;
Fabio Peron e Piercarlo Romagnoni,
IUAV, VE – Soci AiCARR
Gianluca Turchetto,
libero professionista, Spinea (VE)
Socio AiCARR

BIBLIOGRAFIA

- AA.VV. 2014. La qualità globale dell'ambiente interno. Un nuovo approccio alla progettazione e alla gestione degli edifici nel rispetto della sostenibilità in edilizia (d'Ambrosio F.R., Piterà L. coordinatori). Collana AiCARR, vol. 21. Milano: Editoriale Delfino.
- Curculacos G., Sturaro O. 2004a. Sistemi di climatizzazione a radiazione e induzione – tipologia e possibilità applicative, CDA.
- Curculacos G., Sturaro O. 2004b. Sistemi di climatizzazione a radiazione e induzione – verifica delle prestazioni ottenibili, CDA.
- CNR. Progetto Finalizzato Energetica 1981. Dati climatici per la progettazione edile e impiantistica. Roma: CNR.
- Romagnoni P., Mazzali U., Scarpa M., Peron F., Cappelletti F., Curculacos G., Turchetto G., Bauman F.S. 2014. On the Energy Performance Design of a Skilled Nursing Facility Buildings. Proceedings of 3rd International High Performance Building Conference.
- Romagnoni P., Bauman F.S., Peron F., Scarpa M., Mazzali U., Turchetto G., Curculacos G. 2015. Analysis and results of a Monitoring Campaign in an Elderly Nursing Home in Italy. Proceedings of ASHRAE Annual Conference.



HVAC per i siti della **ricerca** scientifica **applicata:** il caso **PRIMA-NBTF**

Progettazione, realizzazione e messa in servizio degli impianti HVAC nella Neutral Beam Tests Facility (NBTF), ospitata dal Consiglio Nazionale delle Ricerche di Padova

*F. Fellin, S. Lama, D. Potente, L. Viero**

PER LA REALIZZAZIONE DEL COMPLESSO PRIMA-NBTF, ideato per operare i due esperimenti SPIDER e MITICA (Toigo et al., 2017) a supporto del progetto internazionale sulla fusione nucleare controllata ITER [1], accanto ai consueti requisiti per la progettazione degli impianti di climatizzazione, era presente un ulteriore elemento chiave: l'indeterminazione a priori di alcuni requisiti progettuali e la successiva necessità di adeguare, a lavori già in corso, le varianti introdotte dalle modifiche agli impianti sperimentali. Infatti, sulla base degli accordi internazionali siglati tra il Consorzio RFX che ospita gli esperimenti e l'Agenzia Europea

per la Fusione, F4E, RFX ha provveduto con fondi governativi italiani alla realizzazione di edifici e impianti civili, oltre alle linee di MT, in tempo utile per le apparecchiature sperimentali, fornite con contratti aventi come Committenza la stessa F4E e le equivalenti Iter Domestic Agencies giapponese, JADA, e indiana, INDA. Poiché all'epoca della realizzazione degli edifici la fase progettuale degli esperimenti e dei relativi ausiliari, benché avanzata, non era ancora completata e soprattutto i contratti per la fornitura delle apparecchiature sperimentali non erano ancora stati lanciati, ci si trovò ben presto nella condizione di realizzare

un progetto flessibile e adattabile, senza disporre di tutte le informazioni necessarie e nella condizione di non poter superare lo stanziamento allocato.

In Figura 1 è riportata una vista panoramica del complesso.

Gli impianti HVAC del complesso PRIMA-NBTF

Sono state adottate soluzioni impiantistiche differenti a seconda della destinazione d'uso dei vari



Figura 1 – Vista panoramica del complesso: in primo piano la parte Est dell'edificio 1, che ospita gli esperimenti MITICA e SPIDER. A sinistra la cabina primaria a 400 kV di alimentazione degli esperimenti SPIDER e MITICA e dell'esperimento RFX-mod in corso da un ventennio



Figura 2 – Pianta del piano terra del complesso, con indicazione delle tipologie dei terminali. Giallo: aria primaria e aerotermi caldo/freddo; blu: solo aspirazione; magenta: impianto VRF; verde: condizionamento di precisione; azzurro: aria primaria e ventilazione maggiorata; grigio: ventilconvettori; rosso: pannelli radianti (edificio 1) o radiatori (edificio 12)

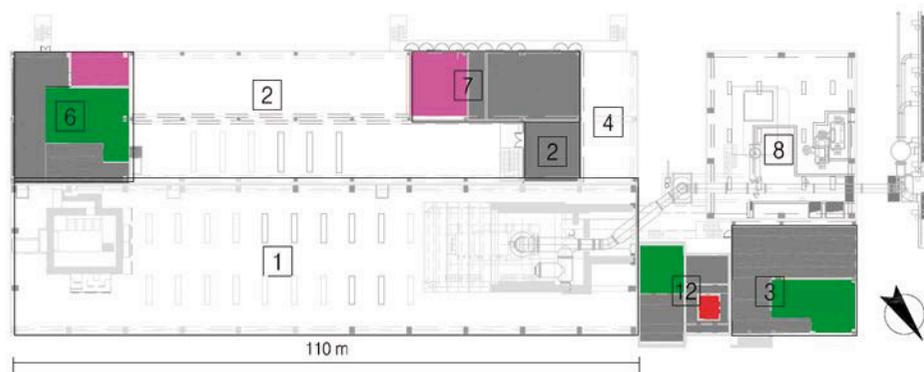


Figura 3 – Pianta del primo piano del complesso con indicazione delle tipologie dei terminali identificate dai colori. Magenta: impianto VRF; verde: condizionamento di precisione; grigio: ventilconvettori; rosso: radiatori. L'edificio 12 ha altri 2 piani, identici al primo, e gli edifici privi di colore sono a piano unico



HVAC FOR APPLIED SCIENTIFIC RESEARCH SITES: THE PRIMA-NBTF CASE

The paper presents the design, realization and commissioning of HVAC plants in the Neutral Beam Tests Facility (NBTF) hosted by National Research Council Area of Padova, Italy. The ITER NBTF is a joint international effort to develop the neutral beam injector prototypes for ITER (the well-known nuclear fusion experiment). NBTF is funded by Fusion for Energy, ITER international organization and Italy; the ITER Domestic Agencies of India and Japan are also contributors and partners. In this laboratory, where complex experimental installation are planned, also civil HVAC and electrical plants require careful design, integration, coordination, interferences management to ensure the best final overall results; this paper points out some of these aspects.

Keywords: HVAC plants in research laboratories, civil plants integration in nuclear fusion, plants integration

spazi, come mostrato nelle piante riportate nelle Figure 2 e 3:

- bunker sperimentali: aria primaria trattata integrata con ventilazione maggiorata a garanzia della sicurezza radioprotezionistica degli operatori;
- sala montaggio, comune ai due esperimenti: aria primaria e zona temperata per l'impiego invernale dotata di pannelli radianti a pavimento;
- sale controllo locali e centro elaborazione dati: aria primaria e condizionamento di precisione;
- sale diagnostiche ottiche e sale controllo centrali: aria primaria e cassette a soffitto a quattro tubi;
- locali elettrici, UPS e cabine MT: impianti a espansione diretta in sostituzione di terminali idronici, per limitare l'impatto in caso di perdita;
- sale alimentazioni elettriche: aria primaria e impianto a due tubi a inversione stagionale con aerotermi;
- sala impianti ausiliari e impianto criogenico: estrazione forzata e impianto a due tubi con aerotermi caldo/freddo;
- spogliatoi e servizi igienici: aria primaria e radiatori.

Per la produzione di energia termofrigorifera, anche se l'area del CNR dispone di un impianto centralizzato di produzione dei fluidi tecnologici (Bernardi et al., 2017), si è optato per una produzione indipendente, in quanto vincoli legati a tempistiche e incertezze sulla possibilità di ampliamento di questa centrale hanno di fatto reso non praticabile la produzione centralizzata.

Dal punto di vista funzionale, come mostrato in Figura 2, l'edificio 1 ospita gli esperimenti SPIDER e MITICA; nella zona intermedia vengono effettuati i montaggi dei componenti sperimentali e sono stoccate le travi prefabbricate costituenti le due schermature, parzialmente smontabili per le operazioni di collocamento dei componenti sperimentali più grandi. Nell'edificio 6 si trovano le sale di alimentazione elettrica per SPIDER e negli edifici 3 e 8 quelle per MITICA, con all'esterno gli stalli trasformatori e all'interno le relative cabine MT e le sale controllo locali, in Figura 4, che contengono gli armadi di acquisizione dati dell'esperimento.

L'edificio 2 ospita principalmente il grande impianto di raffreddamento sperimentale, (Fellin et al., 2014), e, nella zona Ovest, la sala controllo locale degli impianti ausiliari a supporto di MITICA e la parte di criogenia di prossimità per il medesimo esperimento. Sotto al piazzale Sud esterno trovano posto due vasche di raffreddamento inerziale interrate, con annesso locale di pompaggio ipogeo, e al limitare del piazzale, da Est a Ovest, i locali antincendio idrico e schiuma e quelli dei gas sperimentali e le piazzole di gas criogenici e SF₆, gas dielettrico impiegato nella linea HV dell'esperimento MITICA. L'edificio 4 contiene l'impianto criogenico di MITICA. L'edificio 7, su due livelli, ospita i locali destinati agli impianti civili: al piano terra si trovano il gruppo elettrogeno da 1400 kVA, la cabina di MT civile, che oltre al complesso alimenta l'impianto di raffreddamento e quello criogenico,

la centrale frigorifera, in Figura 5, e la centrale termica e idrica/trattamento acque, in Figura 6; al piano superiore sono localizzati la cabina BT, il locale UPS, la sottocentrale tecnologica con tutti i pompaggi secondari e la centrale di produzione e trattamento dell'aria compressa, come mostrato in Figura 7.

Mentre le sale degli edifici 1,3,4,6,8 sono caratterizzate da un'unica campata, per esigenza di spazio interno, l'edificio 2 presenta in mezzera una serie di pilastri che conferiscono particolare resistenza strutturale alla copertura, sulla quale sono ubicate numerose apparecchiature sia civili che sperimentali, in Figura 8. La copertura del blocco costituito dagli edifici 6,2,4 e 7 è stata oggetto di un particolare sforzo in termini di integrazione, in quanto ospita complessivamente dieci diversi impianti, che hanno coinvolto, in tempi diversi, due committenti distinti e sette diversi contratti principali.

A regime, concluse le operazioni di collaudo e le messe a punto degli impianti sperimentali, i due esperimenti saranno operati da altrettante sale controllo centrali, nelle Figure 9 e 10, localizzate nell'edificio 12, in cui saranno convogliati tutti i segnali provenienti dalle sale controllo locali e da altre apparecchiature e impianti in campo. L'edificio 12 ospita al piano terra anche servizi e spogliatoi per il personale, mentre il locale CED, attiguo alla sala controllo centrale di SPIDER, è ubicato al piano primo dello stesso edificio.

Durante la fase di svolgimento dell'appalto per gli edifici e gli impianti convenzionali, è stato costituito un team interno di Direzione Lavori supportato dal raggruppamento di progettisti già incaricati della progettazione esecutiva. Al nucleo di Direzione Lavori per le opere edili e strutturali, sono stati aggregati due ingegneri impiantisti provenienti dal team interno i quali, oltre alla funzione di direttori dei lavori per gli impianti, svolgevano la funzione di ufficiali di collegamento tra la DL e la struttura che, all'interno del Consorzio RFX, si occupava di sviluppo della progettazione sperimentale, garantendo la pronta ed efficace gestione di ogni interferenza che il cantiere civile creava alla parte sperimentale e viceversa. Inoltre uno dei due ingegneri ricopriva anche la funzione di responsabile della Plant Integration, o integrazione delle interfacce tra edifici e impianti civili nei confronti degli impianti sperimentali, di cui alla Figura C del Box, mentre l'altro gestiva in prima persona le interfacce con la controparte giapponese per tutta la vasta opera di installazione di apparecchiature in altissima tensione, fino a 1000 kV, di fornitura nipponica: a mero titolo di esempio, una delle innumerevoli complessità affrontate è stata la gestione, a pali di fondazione in corso di esecuzione, del raddoppio di peso, che è passato da 40 a 80 tonnellate, di una parte della linea HV giapponese ubicata su un solaio a oltre dodici metri di quota.



Figura 4 – Vista di una delle quattro I&C room, dotate di condizionatori di precisione, aria primaria e impianto di spegnimento a gas inerte; si noti l'impiantistica a vista



Figura 5 – Vista della centrale frigorifera, al piano terra dell'edificio 7. In primo piano i collettori con le pompe di circolazione primarie



Figura 6 – Vista della centrale termica, al piano terra dell'edificio 7. In questo locale è ubicata anche la centrale idrica con serbatoio di accumulo, autoclave e sistema di trattamento delle acque per i vari circuiti



Figura 7 – Vista della sottocentrale e della centrale di produzione dell'aria compressa, al primo piano dell'edificio 7. In primo piano i collettori di acqua di torre, sullo sfondo a destra i vari circuiti secondari con le pompe di circolazione



Figura 8 – Vista verso Est della copertura degli edifici ausiliari 6,2,7 e 4. A sinistra la dorsale MT di esperimento di recente costruzione, in primo piano le UTA della zona Ovest e le torri evaporative dell'impianto HVAC civile, sullo sfondo le due torri evaporative dell'impianto di raffreddamento sperimentale e oltre gli otto dry coolers del medesimo impianto. Sono inoltre presenti in copertura lo stoccaggio del gas inerte per il sistema antincendio di sale controllo e CED, i due refrigeratori dell'impianto da vuoto, gli estrattori centrifughi da tetto, l'unità esterna del VRF, i riscaldatori atmosferici dell'impianto criogenico e la rete magliata per la protezione contro le scariche atmosferiche, oltre ai percorsi elettrici. In basso a destra, il raffreddatore evaporativo a circuito chiuso del compressore criogenico di MITICA. Marzo 2019

Descrizione dell'impiantistica convenzionale HVAC

La produzione di fluidi termovettori avviene per mezzo di due caldaie a condensazione da 360 kW; la produzione frigorifera è garantita da due refrigeratori da 730 kW raffreddati da torri evaporative. Dai collettori principali di sottocentrale si dipartono i vari stacchi per i terminali di impianto, illustrati nelle Figure 2 e

3. Le UTA sono ubicate sulle coperture, a gruppi, a seconda delle utenze asservite.

La centrale di aria compressa presenta una dotazione di macchine che consente di assicurare la continuità del servizio anche in caso di guasto di una apparecchiatura.

Le esigenze di natura sperimentale si riflettono anche sull'architettura impiantistica; in particolare, essendo la gran parte degli edifici dotati di impianti a due tubi con aerotermi caldo/freddo e in pochi casi con ventilconvettori, sono state valutate le richieste di carico di segno opposto e

conseguentemente resi indipendenti gli edifici, o gruppi di essi, asservendoli a uno stacco indipendente con relativo circolatore. Di fatto gli unici edifici con presenza continuativa di persone sono 1 e 12, oltre alle sale controllo locali, localizzate negli edifici 6 e 2 e in futuro anche nel 3, mentre per motivi di sicurezza l'accesso agli edifici di alimentazioni elettriche, cioè il 6 e in futuro anche il 3 e l'8, sarà interdetto e quello agli edifici 2, 4 e 7, che ospitano gli impianti di supporto, sarà limitato ai soli addetti ai lavori.

In generale, gli edifici 2,4,6 e in futuro anche 3 e 8 avranno necessità di raffreddamento anche durante le mezze stagioni, quando verosimilmente l'edificio 1 potrebbe essere interessato invece da richieste di riscaldamento.

Sono stati previsti sistemi di contabilizzazione elettrica e contatori di energia termica e frigorifera in modo da consentire un monitoraggio accurato dei consumi ed effettuare di conseguenza interventi correttivi, ad esempio sugli orari di accensione e sulle logiche di regolazione, finalizzati al risparmio energetico.

Logiche di funzionamento degli impianti

I gruppi frigoriferi sono comandati in parallelo, con uguale parzializzazione, con quattro gradini; è prevista la riduzione di portata all'evaporatore alle condizioni di minimo carico di un gruppo. Le pompe del primario freddo funzionano a salto di temperatura costante e pari a 8 °C e seguono la logica dei refrigeratori, con avviamento anticipato rispetto alla richiesta di freddo e spegnimento ritardato e con parzializzazione fino all'80% del valore nominale per rispetto della portata minima agli evaporatori.

Le torri evaporative hanno tre pompe a portata variabile di cui una di riserva per ciascuna torre; il controllo di temperatura di condensazione avviene modulando la velocità delle pompe e in secondo luogo quella del ventilatore assiale. Le pompe secondarie si arrestano quando le zone di edificio sono soddisfatte, condizione corrispondente alla chiusura delle valvole di regolazione, a due vie, sui terminali; il terminale più lontano è dotato di valvola a tre vie in funzione di bypass del circuito. I circuiti secondari sono a portata variabile con modulazione dal 30% al 100% e con controllo di pressione in mandata su ciascuna pompa.

Pannelli radianti e ventilconvettori hanno regolazione climatica con valvole a tre vie.

Le CDZ con sola batteria calda dell'edificio 1 sono regolate a punto fisso mentre per tutte le altre, a doppia batteria, viene regolata la temperatura di mandata dell'aria con inversione stagionale effettuata manualmente dall'operatore.

Anche per i generatori di calore è prevista una regolazione in parallelo su base climatica, con sonda di temperatura esterna e temperatura di mandata

LA PROGETTAZIONE DELLA NEUTRAL BEAM TEST FACILITY (PRIMA-NBTF) [3]

La tipologia di esperimenti ospitati nel complesso PRIMA-NBTF prevede alcune implicazioni tradizionali, quali resistenza al fuoco e requisiti termoigrometrici, di qualità dell'aria e illuminotecnici, e altre specifiche quali zone ATEX, impiego di gas infiammabili e inerti, liquidi criogenici, campi elettromagnetici, altissime tensioni e radioprotezione. Il Consorzio RFX ha pertanto creato un team dedicato, affiancato da consulenti esterni, che sulla base dell'esperienza ultraventennale nella conduzione dell'esperimento RFX-mod [2], che è ospitato presso la stessa area di ricerca, e delle informazioni rese disponibili dalle progettazioni preliminari degli impianti sperimentali, ha provveduto a stilare i requisiti per la progettazione preliminare di edifici e impianti civili, affidata poi a un raggruppamento di professionisti esterni. La conduzione di esperimenti sulla fusione nucleare costituisce un essenziale prerequisito per essere in grado di stabilire a priori, in carenza di informazioni e requisiti dettagliati, cosa è necessario prevedere in termini di spazi e dotazioni impiantistiche, requisiti di interfaccia edili, strutturali e impiantistici e flessibilità per futuri ampliamenti e modifiche, che nell'ambito sperimentale non solo non mancano mai, ma addirittura avvengono ancora prima di iniziare le operazioni sperimentali. Il team interno raggruppava le più svariate competenze, dalla sicurezza e protezione al fuoco alla conduzione sperimentale, dalle alimentazioni elettriche ai sistemi diagnostici, dalla metrologia agli impianti di distribuzione con gas esplosivi. Nel mondo ideale, con risorse e tempo illimitati, tutto questo potrebbe risultare agevole; ma nel mondo reale è necessario trovare un modo per gestire la complessità in modo più semplice, garantendo un risultato con un ritardo il più contenuto possibile. Inoltre, le condizioni al contorno legate al sito prescelto, nell'area del CNR di Padova, hanno comportato la necessità di realizzare un complesso importante su un sedime non enorme e molto difficilmente ampliabile a posteriori. Infine, l'aspetto delle interfacce è apparso fin da subito un elemento chiave: all'interno degli edifici troveranno posto infatti apparecchiature e impianti riconducibili ad almeno quattro diversi committenti: F4E, JADA, INDA e Consorzio RFX. Era quindi necessario coniugare flessibilità e adattabilità dell'opera con la garanzia che questa venisse costruita in tempo, senza conoscere tutti i dettagli precisi di quanto sarebbe stato installato al suo interno.

Per far questo si è fatto ricorso a un processo iterativo: in ogni fase di progettazione si apportavano le modifiche rese nel frattempo necessarie dalla continua evoluzione della progettazione sperimentale e venivano progressivamente implementati i requisiti dettati da enti preposti, quali il comune di Padova e l'ASL, e quelli richiesti dal team interno per garantire funzionalità e manutenibilità, accessibilità e operabilità; la definizione sempre più dettagliata dei costi costringeva talvolta a ritornare indietro, ripensando soluzioni progettuali o ricorrendo ad alternative meno costose. Il processo iterativo era validamente supportato dalla creazione e dall'impiego di un database di revisione appositamente studiato: a ogni elaborato progettuale, descrittivo o grafico, corrispondeva una scheda nella quale ciascun componente del team poteva inserire osservazioni o commenti, richieste di chiarimenti o di modifica. Questo efficace strumento, di cui una schermata è riportata in Figura A, è ben presto diventato un valido supporto per il gruppo di progettisti, che ha gestito nel tempo più di un migliaio di osservazioni o modifiche. Per la sola parte HVAC, nel corso di due perizie di variante che includevano anche aspetti strutturali, architettonici ed elettrici, sono state apportate in corso d'opera diverse modifiche al fine di venire incontro alle esigenze del sito, sulla base delle informazioni nel frattempo divenute disponibili; in particolare, è stata modificata la circuitazione degli impianti a due tubi, aggiungendo aerotermi nell'edificio 2, per sopravvenute esigenze di maggior potenza frigorifera, e migliorata dal punto di vista energetico la logica di regolazione. Evidentemente si è tenuto conto tra gli altri anche dei requisiti sismici: come mostrato in Figura B, tutti gli edifici sono sismicamente indipendenti mediante la presenza di un'adeguata intercapedine perché non sono ammessi fenomeni di battimento reciproco; naturalmente tutti i punti di attraversamento impiantistico prevedono adeguati giunti flessibili e sigillature REI, nel caso di presenza di diversi compartimenti, in modo da preservare la continuità impiantistica oltre all'aspetto di resistenza strutturale.

Un secondo strumento interessante e innovativo, per quanto utilizzato solo in

parte nella fase di definizione progettuale e in modo decisamente più ampio nella seconda fase di realizzazione, ancora in pieno svolgimento per la parte sperimentale di MITICA, è costituito dalla modellazione 3D di edifici e impianti, in Figura C, che è stata eseguita con il supporto dell'ufficio tecnico interno di RFX e di consulenti esterni. Questo potente strumento garantisce la gestione di interferenze e criticità consentendone la previsione e la soluzione prima della fase di cantiere e evita di incorrere in problematiche certamente maggiori e più gravi di quelle che poi si sono inevitabilmente in alcuni casi verificate.

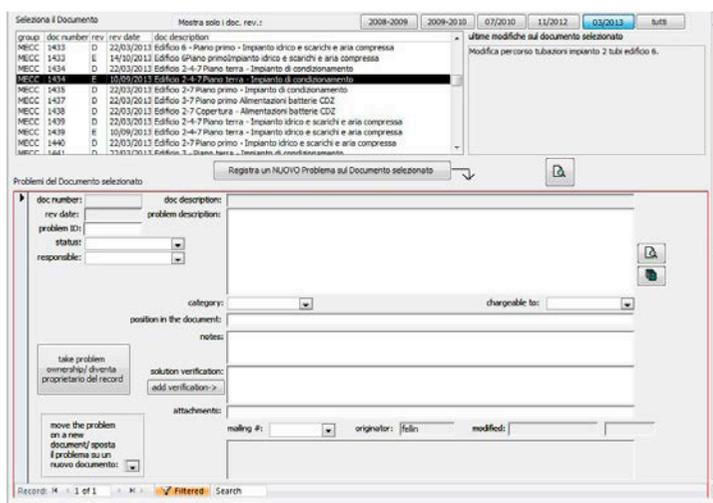


Figura A – Schermata del database utilizzato per la revisione di ogni elaborato progettuale, grafico o descrittivo



Figura B – Giunti flessibili antisismici su tubazioni e canalizzazioni appartenenti a diversi edifici



Figura C – Esempio di modellazione 3D di edifici e impianti civili e sperimentali, con finalità di integrazione



Figura 9 – Vista di una sala controllo centrale nell'edificio 12, durante la costruzione. Si noti lo sforzo di integrazione dell'impiantistica elettrica e meccanica, reso più complicato dalla necessità di protezione al fuoco del solaio interpieno. Il solaio è metallico, del tipo hi-bond



Figura 10 – Vista di una sala controllo centrale a lavori ultimati. La flessibilità per il futuro arredamento è resa possibile da torrette elettriche integrate nel pavimento flottante, che possono essere spostate secondo le esigenze

BIBLIOGRAFIA

- Toigo V. et al. 2017. The ITER Neutral Beam Test Facility toward SPIDER operation. Nuclear Fusion, 57(8).
- Bernardi A., De Carli M., Fellin F., Pockele L., et al. 2017. Diagnosi energetica e proposte di intervento per l'efficiamento della rete di teleriscaldamento e teleraffrescamento dell'area CNR di Padova. Atti 34° convegno nazionale Aicarr, 22 giugno, Padova.
- Fellin F., Zaccaria P., Bigi M., Luchetta A., et al. 2014. The SPIDER Cooling Plant from design to realization, Poster at SOFT 2014 Conference, San Sebastian (E)

WEBGRAFIA

- [1] www.iter.org
- [2] <http://www.igi.cnr.it>, sezione RFX project
- [3] <http://www.igi.cnr.it>, sezione PRIMA project

variabile; le pompe primarie calde sono a portata costante, ciascuna asservita a un generatore.

Particolare attenzione è stata posta alla messa in funzione dell'impianto da parte dell'impresa con il supporto della direzione lavori e della committenza, di cui al Box 2. Dopo la fase di avviamento dei singoli sistemi, curata anche con il supporto del produttore, si è passati alla fase di collaudo: sono state messe a punto opportune schede di collaudo per ogni tipologia di apparecchiatura e i test sono stati ripetuti fino ad esito completamente soddisfacente. ■

* *Francesco Fellin*, Consorzio RFX, Padova – socio AiCARR
Stefano Lama, Sinergo Spa, Martellago, VE – socio AiCARR
Davide Potente e Luciano Viero, Prisma Engineering srl, Villatora di Saonara, PD

BOX 2

IL COMMISSIONING DELL'IMPIANTISTICA CIVILE

Per motivi legati all'entità dei finanziamenti, gli impianti e gli edifici sono stati realizzati in lotti distinti; il primo era il più consistente, riguardando centrali, sottocentrali e impiantistica distribuita, con l'eccezione degli impianti dedicati specificamente a MITICA, esperimento più complesso che entrerà in funzione in un secondo tempo. Per ragioni legate alle installazioni degli impianti sperimentali, molto più estesi e complessi degli impianti civili, si è reso necessario apportare delle correzioni in corso d'opera, anticipando alcuni impianti (quali ad esempio la distribuzione aerea nel bunker MITICA e nell'edificio 8) per consentire l'installazione di apparecchiature sperimentali senza interferenze.

La molteplicità di interfacce ha reso necessaria un'adeguata gestione della messa in funzione dei vari impianti, anche per evidenti ragioni legate ai perimetri di responsabilità, in tempi diversi, di varie imprese. Gli impianti elettrici hanno seguito vicende analoghe, con la complessità aggiuntiva della necessità di provvedere quadri provvisori in alcuni edifici, poi sostituiti da quadri definitivi in un secondo momento.

RINGRAZIAMENTI

Gli Autori ringraziano il perito Simone Zucchetti del Servizio Manutenzione del Consorzio RFX per il supporto durante la fase di Direzione Lavori delle opere impiantistiche citate in questo articolo.

Impianti HVAC e SARS-CoV-2 dobbiamo ripensare la progettazione?

L'avvento della pandemia dovrebbe spingere il progettista a ripensare a una serie di temi mai affrontati e altri trascurati. Vediamo quali

*F. Pedranzini**

LA VALUTAZIONE DELL'IMPATTO della pandemia sull'impiantistica va a toccare moltissimi aspetti, e molte delle conseguenze dovute all'emergenza sanitaria diventeranno misurabili soltanto a pandemia finita.

Al di là degli effetti riscontrabili in termini sociali, sanitari ed economici è possibile cercare di fare il punto, settore per settore, di come la situazione emergenziale possa essere l'elemento di innescio o di accelerazione di una serie di trasformazioni che in assenza di questa avrebbero potuto forse aver comunque luogo, ma con tempistiche e impatto differenti.

Per quanto concerne il mondo della climatizzazione l'emergenza ha comportato in poche settimane la necessità di identificare quelli che risultano essere gli elementi di possibile criticità e a mettere a fuoco la necessità di rivalutare i compromessi tra prestazione, costo di installazione ed efficienza che hanno guidato la storia della progettazione fino ai giorni nostri.

Fino dalle prime fasi dell'emergenza, l'impiantistica in generale e gli impianti ad aria in particolare sono stati oggetto di valutazione di quella parte della comunità medico-scientifica che si è occupata di cercare di ricondurre il tema del contagio alla comprensione di fenomeni che non fossero soltanto qualitativamente esaustivi ma che fossero anche quantitativamente valutabili e in qualche modo riconducibili a una situazione gestita.

I concetti base

Dal punto di vista dei meccanismi di trasporto e contagio gli aspetti salienti sono praticamente tutti riconducibili a pochi concetti che sono stati più volte ribaditi e riconosciuti dalle autorità nazionali e internazionali chiamate ad esprimersi in proposito (Organizzazione Mondiale della sanità – OMS, Istituto superiore della sanità – ISS, U.S. Department of Labor Occupational Safety and Health Administration – OSHA [1] [2] [3]) nonché da associazioni tecniche (ASHRAE – REHVA – AiCARR

[4] oltre che da una crescente letteratura tecnico-scientifica sul tema [5].

I concetti di base possono essere rapidamente riassunti come segue:

- le modalità di contagio sono molteplici, tuttavia tra queste vi è la possibile trasmissione tramite inalazione di aerosol infetto, l'aerosol infetto è costituito dalla parte più leggera della miscela espirata ed espettorata e viene trasportato in aria seguendo i moti della stessa, siano questi causati da differenze di temperature o causati dall'azione di vento o degli impianti. In particolare, si evidenzia come l'aerosol infetto possa essere veicolato attraverso le condotte dell'aria;
- l'aerosol oggetto di attenzione proviene da persone infette: a partire dal momento in cui il virus

entra nell'aria ha inizio un processo di decadimento della sua capacità infettante la cui durata può variare da qualche minuto a parecchie ore, a seconda del substrato di trasporto (goccioline o particolato) o della superficie su cui va a deporsi;

- un soggetto infettivo e sintomatico non è considerato come possibile causa di contagio in ambienti comuni in quanto si ritengono efficaci le azioni finalizzate a prevenire l'accesso, mentre un soggetto asintomatico non può essere funzionalmente distinto dagli altri soggetti: di conseguenza quella che può essere considerata sorgente infettiva non può essere localizzata all'interno degli ambienti in quanto avrà un comportamento non differente dal comportamento di tutti gli altri;
- il rischio contagio per un soggetto sano dipende dalla coesistenza di tre fattori: la predisposizione individuale, la presenza di una carica infettante e un tempo sufficiente di esposizione. I tre fattori non sono indipendenti, tuttavia OMS parla di tempi di esposizione per un soggetto mediamente sano dell'ordine di 15 minuti a una distanza di un metro ovvero in presenza di carica infettiva confrontabile con quella emanata da un infettivo [1];
- l'aria esterna ha dal punto di vista della presenza di aerosol infetto, un rischio di contagio che può essere ritenuto trascurabile. Questo è vero a meno di situazioni particolari legate ad applicazioni specifiche e/o problemi di posizionamento della presa dell'aria esterna;
- i sistemi di abbattimento dell'aerosol potenzialmente infetto possono essere molteplici e possono avere effetti e indicazioni applicative differenti. L'unica soluzione che ad oggi può essere certificabile da un punto di vista quantitativo e quindi utilizzata in un contesto di progettazione è la filtrazione meccanica realizzata tramite filtri ad altissima efficienza (classificati HEPA secondo EN 1822) all'interno di condotte dell'aria. Tale tipologia di filtrazione è riconosciuta come affidabile e in grado di abbattere con efficienze superiori al 99,97% il particolato da 0,3 µm.

Azioni correttive sugli impianti esistenti

La considerazione di questi concetti, la loro contestualizzazione caso per caso e la declinazione in differenti contesti applicativi è alla base di tutte le soluzioni progettuali che sono state proposte e di tutti gli interventi a breve termine realizzati sugli impianti esistenti.

In particolare, i primi accorgimenti adottati sono stati quelli più perseguibili nell'immediato e atti ad evitare il trasporto incrociato di aerosol tra ambienti differenti e a favorire la diluizione dei contaminanti tramite l'immissione ove possibile di sola aria esterna [6].

L'applicazione di tali indicazioni ha contribuito al contenimento del rischio ma ha al contempo mostrato i limiti connessi a una gestione differente da quella prevista dal progetto originale. Tali limiti si traducono nella difficoltà degli impianti ad ottenere e mantenere le prestazioni di progetto ovvero controllare efficacemente la temperatura e l'umidità interne a causa dell'aumento di potenza termica e di ventilazione connesso all'utilizzo forzato di sola aria esterna. Deve inoltre essere considerato il considerevole aumento dell'impegno energetico che viene in alcuni specifici casi ulteriormente aggravato dalla necessità di disattivare le forme di recupero termico sull'aria espulsa a causa del possibile ricircolo intrinsecamente connesso al funzionamento di alcune tipologie di recuperatori.

Le difficoltà nella progettazione

La problematica di base consta nel fatto che mentre il mondo dell'HVAC si è dotato di strumenti atti a commisurare l'azione (e il consumo) degli impianti alle effettive prestazioni attraverso il rilevamento in campo di grandezze note, nel caso del Covid-19 non esistono metodi di rilevamento in tempo reale e di conseguenza il principio di cautela impone di agire sempre come se un soggetto infettivo fosse effettivamente presente.

Ne segue che in nome della riduzione del rischio gli impianti sono utilizzati sempre al massimo della portata d'aria al di là della effettiva presenza di soggetti infettivi.

Per quanto riguarda la progettazione di nuovi impianti l'estensione alla valutazione di un rischio pandemico porta a un inevitabile ripensamento dei criteri generali forse più nella definizione funzionale degli impianti che nel dimensionamento. Le aree tematiche coinvolte sono più di una, in particolare è ragionevole immaginare che l'impiantistica non debba essere stravolta nelle sue impostazioni di base ma che possa essere senz'altro ripensata in un'ottica di maggiore flessibilità funzionale e di ottimizzazione dal punto di vista dell'efficienza di ogni aspetto in considerazione del fatto che un impianto potrebbe essere chiamato a regimi di funzionamento differenti nell'arco della sua vita utile.

Dal punto di vista dei criteri generali è possibile considerare due aspetti che potrebbero risultare

dirimenti relativamente alle scelte da fare:

Il primo è un generale principio di equivalenza per cui se una certa prestazione può essere perseguita in più di un modo allora un progetto potrà tener conto di questo, andando ad esempio a considerare una certa flessibilità funzionale e la praticabilità di entrambe le modalità a seconda del contesto.

Per fare un esempio si può considerare un sistema multizona dotato di ricircolo quale quello rappresentato in Figura 1.

Ipotizzando la presenza di un infetto all'interno di un ambiente, la presenza di ricircolo tra le differenti zone porta alla contaminazione incrociata con evidente aumento del rischio per gli occupanti delle altre zone (Figura 2).

Le illustrazioni sono puramente qualitative, tuttavia la problematica risulta evidente.

L'applicazione dei criteri generali a questo caso indica due possibili soluzioni tra loro equivalenti ai fini della riduzione del rischio COVID, ciascuna caratterizzata da criticità e indicazioni specifiche: l'eliminazione del ricircolo (Figura 3) e l'introduzione di un sistema di abbattimento con filtrazione HEPA come mostrato in Figura 4.

Dal punto di vista energetico il costo dell'aria esterna dipende essenzialmente dalle condizioni esterne mentre il costo della filtrazione è da imputare al consumo maggiorato dei ventilatori che si trovano a dover funzionare a pressioni sensibilmente superiori.

Mentre il costo della filtrazione è stabile e a crescere con il progressivo intasamento, il costo dell'utilizzo di aria esterna vede un andamento prevalentemente stagionale con i picchi in pieno inverno e in piena estate e ampi periodi in cui può in certi casi anzi risultare conveniente rispetto al ricircolo: è il caso ad esempio delle condizioni idonee al free-cooling. Un impianto concepito a partire da queste considerazioni potrebbe ad esempio prevedere entrambe le modalità e la possibilità di modulare tra un regime e l'altro in base a criteri di convenienza. Questo tipo di predisposizione richiede qualche accorgimento funzionale (la presenza di serrande coordinate, la possibilità di fermare il recupero, una regolazione in grado di scegliere tra i due scenari) e di tipo dimensionale (il dimensionamento della presa d'aria esterna e di eventuali reti aerauliche e quello dei ventilatori).

L'esempio appena fatto illustra una soluzione impiantistica che in molti impianti è già ad oggi implementata per finalità appunto di puro free-cooling, tuttavia si può ipotizzare che le nuove sensibilità post-Covid porteranno a un numero percentualmente maggiore di impianti predisposti in tal senso.

Il caso della predisposizione al free cooling viene preso quale paradigma dell'approccio alla progettazione nell'era post-Covid: in moltissimi casi non si tratterà di stravolgere i sistemi, ma di spingere sulle possibilità di farli funzionare in modo differente a seconda dei casi.

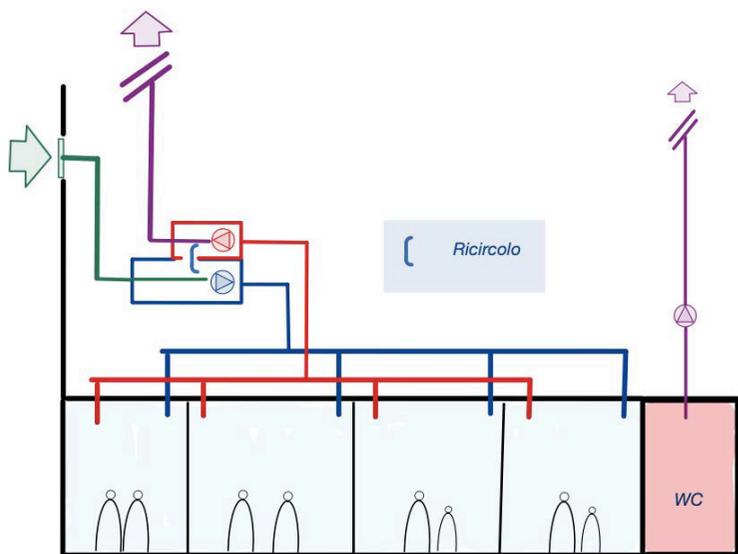


Figura 1 – Impianto multizona con ricircolo

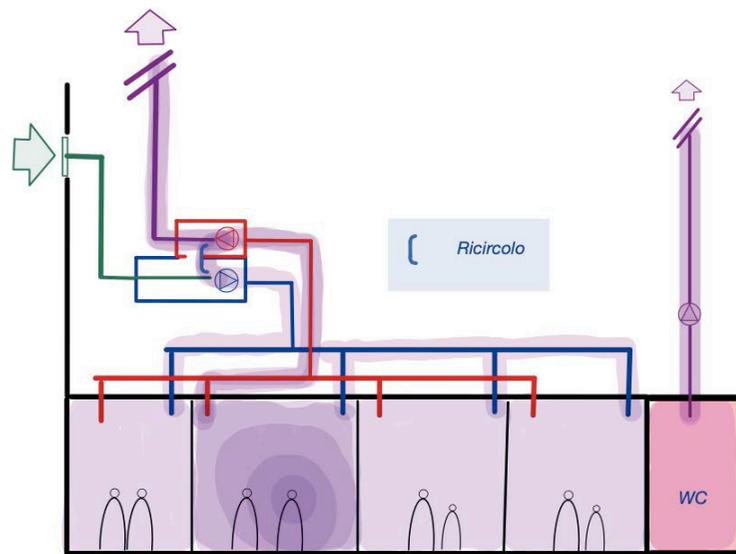


Figura 2 – Impianto multizona con ricircolo: presenza di un infettivo e contaminazione incrociata

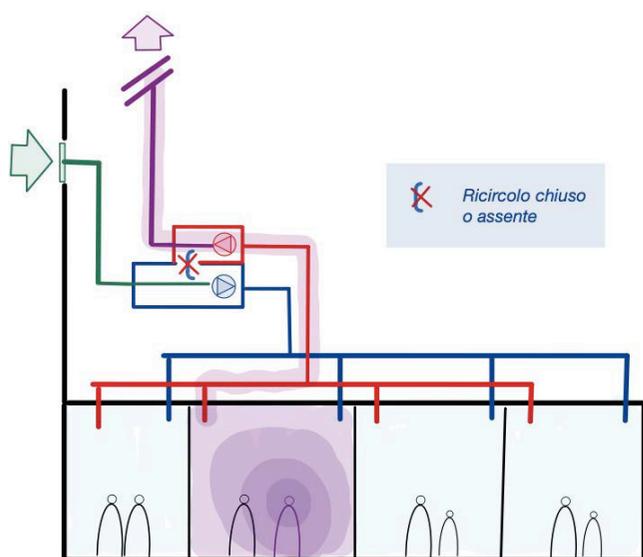


Figura 3 – Soluzione tramite eliminazione del ricircolo e funzionamento a tutta aria esterna

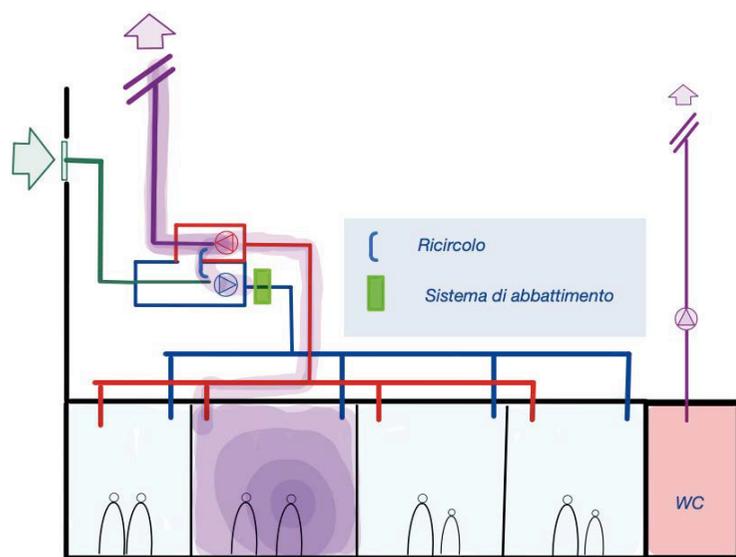


Figura 4 – Soluzione tramite introduzione di abbattimento HEPA

Questo tipo di approccio inoltre risulta robusto anche dal punto di vista di situazioni differenti da quelle connesse al caso Covid ma che abbiamo compreso possono subentrare nell'arco di vita di un impianto costruito oggi. A titolo di esempio si potrebbe ipotizzare una situazione in cui l'utilizzo dell'aria esterna non possa più essere considerato sicuro a priori o nel caso in cui le implicazioni energetiche dell'uso di grandi portate di aria esterna dovessero essere ulteriormente penalizzanti per via del costo dell'energia o di un cambio di tipo climatico (basterebbe forse un aggiornamento delle tabelle delle condizioni di progetto da parte del legislatore per spostare l'asticella in molte applicazioni).

In attesa di un riferimento prescrittivo – i modelli di valutazione del rischio

La progettazione impiantistica viene al giorno d'oggi realizzata per gran parte in termini di applicazione di norme di natura prescrittiva. Tali norme

riportano tutte le situazioni a casi di riferimento per i quali le grandezze impiantistiche vengono fornite da tabelle.

La pandemia ha sottoposto alla attenzione dei progettisti una serie di situazioni per le quali le condizioni più critiche di funzionamento non sono più assimilabili alle casistiche esistenti.

Sarebbe molto comodo poter disporre di una tabella aggiornata riportante la portata per persona in presenza di infetti oppure la portata in termini di ricambi/h di aria esterna o trattata con filtri HEPA, ma ciò non è possibile nell'immediato.

Questo tipo di approccio risulta dalla applicazione di semplici modelli matematici che richiedono per ogni analisi di qualità dell'aria:

- a)** la definizione di un contaminante ritenuto critico (es: CO₂ per ambienti a occupazione umana);
- b)** la possibilità di quantificare la portata di contaminante immessa in ambiente dalle sorgenti (es. tasso di emissione di CO₂ per persona a seconda della attività svolta);
- c)** la concentrazione di quello specifico contaminante

nell'aria immessa, sia questa esterna o filtrata;

- d)** una concentrazione di riferimento da perseguire all'interno dell'ambiente controllato.

L'applicazione di bilanci di massa utilizzando queste informazioni in una serie di casistiche di riferimento ha consentito di pervenire a un approccio prescrittivo semplice da applicare e semplice da verificare.

Per quanto riguarda la contestualizzazione di queste metodologie al rischio di contagio per malattie aerotrasmesse la ricerca scientifica ha messo a disposizione nel tempo una serie di strumenti [7-9] che sono stati richiamati e rideclinati sulle specificità del Covid-19 in pubblicazioni recenti [10-12] e implementati anche in tool di calcolo che possono essere liberamente

utilizzati, quale quello sviluppato da REHVA [13].

Tali strumenti uniti alla conoscenza degli aspetti impiantistici consentono di elaborare le informazioni legate ai punti a), b) e c) e di creare una correlazione tra queste informazioni e un parametro definito come percentuale di rischio di contagio da parte di un soggetto sano.

Il punto che risulta critico è invece il punto d) ovvero la determinazione di una concentrazione correlata a una soglia di rischio ritenuta accettabile.

Nel caso del Covid non è possibile fare sperimentazione diretta per motivi etici e al tempo stesso i dati storici sono ad oggi ancora insufficienti per la definizione di soglie che possano ritenersi statisticamente accettabili, posto che il rischio zero non può essere perseguibile e che le conseguenze in termini energetici e ambientali non possono essere trascurate.

La scelta di questa soglia non è una scelta impiantistica, né

presumibilmente è una scelta unicamente di tipo medico o energetico e sarà presumibilmente una scelta politica.

In assenza di un riferimento chiaro e autorevole la progettazione impiantistica non potrà fornire proposte migliorative e una serie di ottimizzazioni atte a minimizzare il parametro di rischio riducendo ogni possibile inefficienza, prevenendo contaminazioni incrociate tra zone o ambienti diversi e massimizzando l'azione di asportazione dell'aerosol potenzialmente infetto dal volume occupato.

Ciò che invece risulta sin da subito perseguibile per tutti gli impianti esistenti e nuovi è l'impiego dei modelli di valutazione del rischio per stabilire la correlazione tra il numero di infettivi e il livello del rischio.

Sarà quindi possibile definire delle regole di limitazione all'accesso e/o al numero di persone presenti legate a valutazioni di ordine statistico (es. percentuale di infetti asintomatici nella popolazione di una certa area) e a valori di riferimento di rischio accettabile.

Un approccio di questo tipo può consentire ai progettisti di continuare la propria attività rimandando la caratterizzazione prestazionale riguardo al tema Covid dei sistemi a quando verranno emanati i riferimenti.

Gli obiettivi perseguibili fin da ora dalla progettazione

In attesa di risposte relativamente a quanto sopra, esiste una serie di attenzioni e di soluzioni che possono essere ritenute come certamente migliorative e perseguibili da subito.

Si ritiene pertanto utile una rassegna degli aspetti salienti di un impianto ad aria che possono essere presi in considerazione.

Ricircolo. Il tema del ricircolo è stato introdotto nella prima parte di questo articolo e non si ritiene necessaria una ulteriore specificazione. Tuttavia può essere utile evidenziare che l'utilizzo del ricircolo risulta critico unicamente se utilizzato in impianti multizona.

In caso di adozione di sistemi di abbattimento nella condotta non certificati dal punto di vista dell'efficienza di abbattimento, una qualunque forma di ricircolo può consentire una progressiva rimozione di aerosol infetto e risulta di conseguenza certamente migliorativa.

Tale considerazione può essere rilevante in tutti quei casi in cui un sistema esistente non può essere utilizzato a tutta aria esterna per problemi funzionali (è questo ad esempio il caso di molte unità integrate tipo Roof-Top ad espansione diretta) e al tempo stesso non si dispone della prevalenza sufficiente a sostenere uno stadio di filtrazione meccanica.

Un'impostazione di questo tipo risulta aprire il campo a soluzioni alternative alla filtrazione meccanica una volta che ci sarà la possibilità di certificare le prestazioni.

Tutte le considerazioni riferite alle possibili criticità del ricircolo possono essere estese ai sistemi di recupero termico dall'aria espulsa in virtù del fatto che i recuperatori rotativi non garantiscono una intrinseca tenuta tra espulsione e mandata, e il risultante potenziale ricircolo può essere considerato al pari di un ricircolo vero e proprio anche se caratterizzato in genere da portate inferiori.

Nei casi in cui il ricircolo deve essere evitato risulta quindi opportuno un approfondimento sulle modalità di installazione dei recuperatori.

Trasferimento. Negli impianti civili il trasferimento di aria tra ambienti differenti risulta accettabile se l'aria in ingresso proviene da ambienti a uguale o migliore qualità dell'aria. Il trasferimento viene normalmente guidato da differenze di pressione derivanti da un accorto posizionamento e dimensionamento dei terminali di mandata o di ripresa.

Tale strategia esclude ovviamente il ricircolo e un caso tipico di quanto esposto viene rappresentato in Figura 5.

Un sistema di questo tipo è molto frequente nelle applicazioni del terziario ove un impianto ad aria primaria per il rinnovo si accompagna a mobiletti ventilconvettori atti al controllo in locale della temperatura.

Nel caso di presenza di un infetto il meccanismo

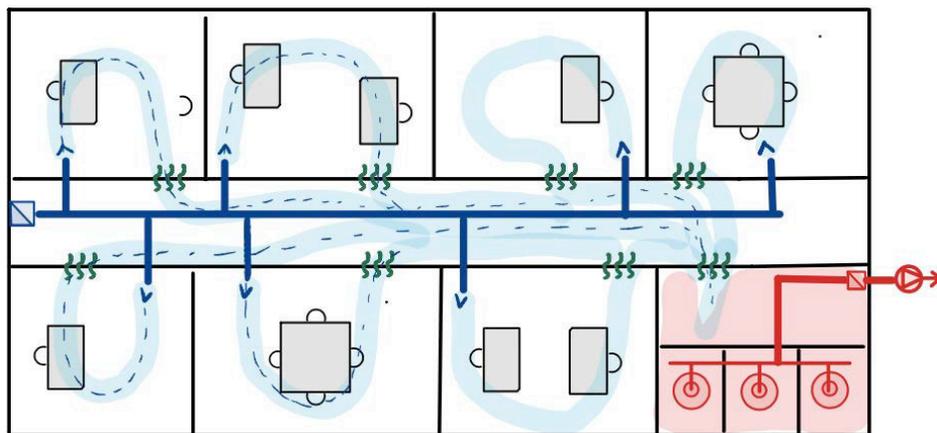


Figura 5 – Caso uffici, sistema ad aria con immissione nei singoli uffici, griglie di transito ed espulsione dalla zona servizi

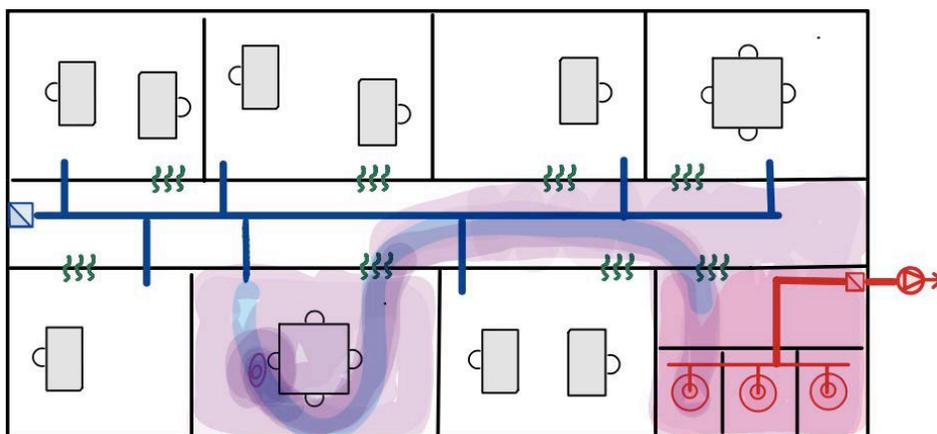


Figura 6 – Caso uffici, sistema ad aria con immissione nei singoli uffici, griglie di transito ed espulsione dalla zona servizi, effetti derivati da presenza di infettivi

del trasferimento riporta la contaminazione in tutti gli ambienti a valle dell'ambiente di origine, come si può evincere dalla Figura 6.

Il corridoio e i servizi rappresentano ambienti di occupazione comune anche se non permanente e questo aumenta le probabilità di contagio.

Tale situazione può essere evitata dal progettista tramite l'introduzione di una rete di ripresa distribuita che elimina i presupposti per un trasferimento (Figura 7): se correttamente dimensionata, tale configurazione rimane comunque in grado di mantenere in depressione i servizi, a patto però di immettere una idonea portata di compensazione direttamente in corridoio. Si evidenzia inoltre come in casi come questi le attività di bilanciamento dell'impianto risultano fondamentali al fine di ottenere la neutralità delle pressioni così come problematiche altrettanto impattanti possono derivare da difetti di tenuta delle condotte non trascurabili.

Al di là del caso specifico si può evidenziare che un effetto di trasferimento può essere ritrovato anche all'interno di ambienti grandi e serviti da un impianto monozona quali ad esempio cinema, teatri, ipermercati, aule universitarie: spesso i progettisti tendono a curare particolarmente l'immissione tramite sistemi di immissione più o meno raffinati ma generalmente distribuiti a soffitto in modo omogeneo. Al tempo stesso risulta piuttosto frequente la concentrazione delle riprese in pochi punti, dando così origine a una sorta di trasferimento trasversale all'interno dell'ambiente. Anche in tal caso una miglior distribuzione dei punti di ripresa può realizzare una sorta di zonizzazione dinamica che favorirebbe il contenimento del rischio.

Modalità di diffusione dell'aria

Le modalità di immissione dell'aria possono avere effetti molto diversi dal punto di vista della diluizione e rimozione dell'aerosol dalla zona occupata.

Si prende a riferimento il caso illustrato in Figura 8, ovvero il caso di presenza di un infettivo in un ambiente privo di ventilazione.

La presenza anche non permanente di un soggetto infettivo crea localmente le condizioni per

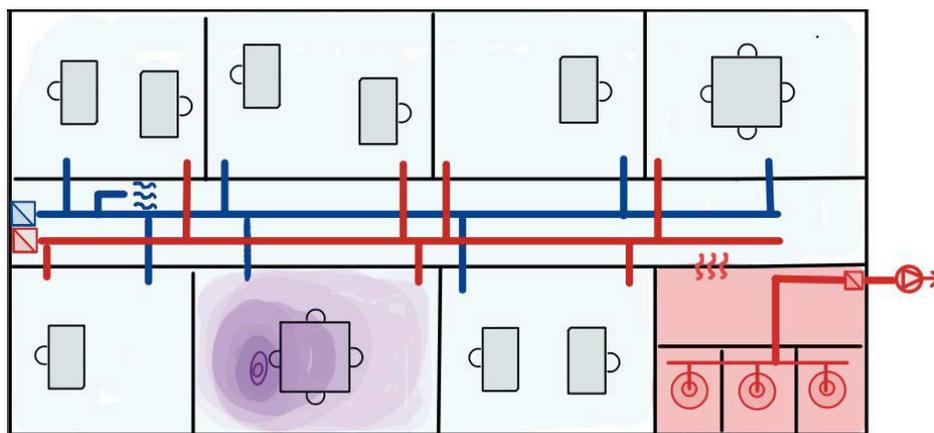


Figura 7 – Caso uffici, sistema ad aria con immissione ed estrazione nei singoli uffici, espulsione dalla zona servizi con immissione di portata di compensazione in corridoio

il contagio e la mancanza di moti d'aria consente il mantenimento di tali condizioni oltre il tempo critico e quindi il possibile contagio.

Passando alla considerazione della presenza di un impianto di ventilazione forzata ed escludendo dalla disanima tutti i sistemi gravati da carenze di tipo progettuale, mal dimensionati oppure viziati da posizionamenti non ideali in quanto vincolati da aspetti architettonici o normativi, si può affermare che gli impianti possono essere riportati a due categorie: i sistemi a miscelazione e i sistemi a dislocamento.

Nel primo caso l'effetto primario è un effetto di diluizione dell'aria ambiente con aria immessa, e questo comporta una certa omogeneizzazione sia verticale che orizzontale dei contaminanti in genere (e dell'aerosol in particolare) con un apparente effetto di trasferimento accoppiato però da un preponderante effetto di diluizione e di abbattimento delle concentrazioni locali che può portare l'ambiente a un ripristino delle condizioni di salubrità prima che sia passato il tempo critico di 15 minuti.

Tale modalità di funzionamento viene illustrata in Figura 9.

Si evidenzia che una prima diluizione viene fatta a carico dell'aria già presente in ambiente e questo implica che parte della carica infettiva

viene guidata nella parte superiore dell'ambiente e quindi fuori dalla zona occupata, in seguito e in dipendenza dalla portata di aria esterna (o filtrata) avviene un transitorio di progressivo ripristino delle condizioni ambientali i cui meccanismi sono quelli indagati dai modelli di calcolo di gestione del rischio illustrati in precedenza. Le tempistiche di ripristino saranno quindi legate alle portate immesse e alle caratteristiche di permanenza della sorgente infetta.

Una seconda tipologia di diffusione dell'aria in ambiente è quella denominata Dislocamento: in questo caso l'obiettivo prevalente non è più diluire per miscelazione con aria pulita, bensì assecondare i moti convettivi ascensionali che avvengono in ambiente in corrispondenza delle sorgenti termiche che, nel caso di persone, sono anche le sorgenti infettive. Il meccanismo richiede un'immissione di aria dal basso a una temperatura inferiore a quella ambiente e quindi idonea a favorirne una diffusione senza miscelazione

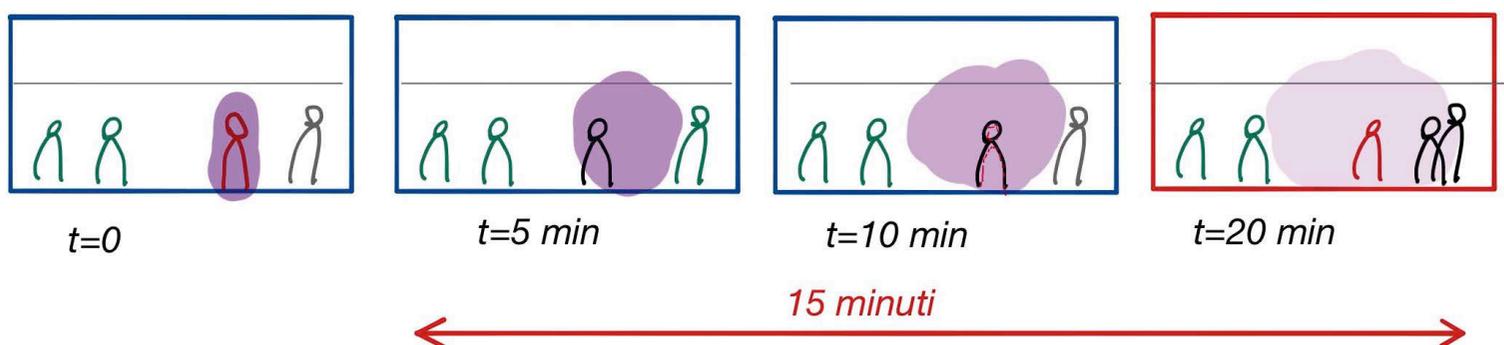


Figura 8 – Presenza di un infettivo all'interno di un ambiente privo di ventilazione o in condizioni di impianto spento

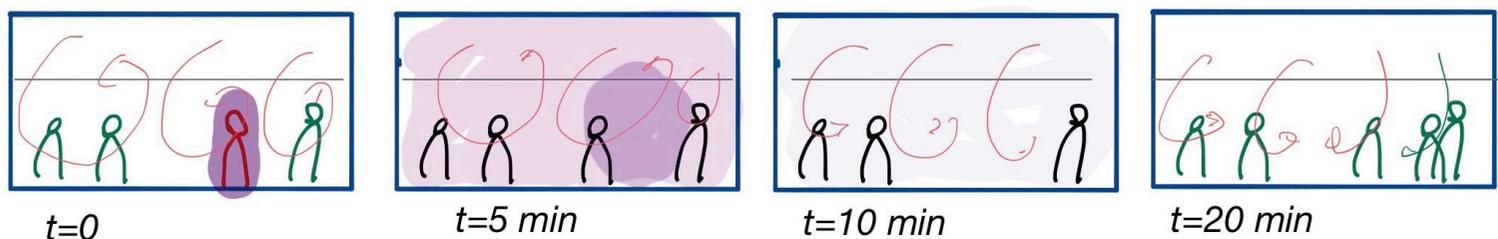


Figura 9 – Sistema di diffusione dell'aria a Miscelazione, evoluzione qualitativa delle condizioni locali e generali dell'ambiente servito

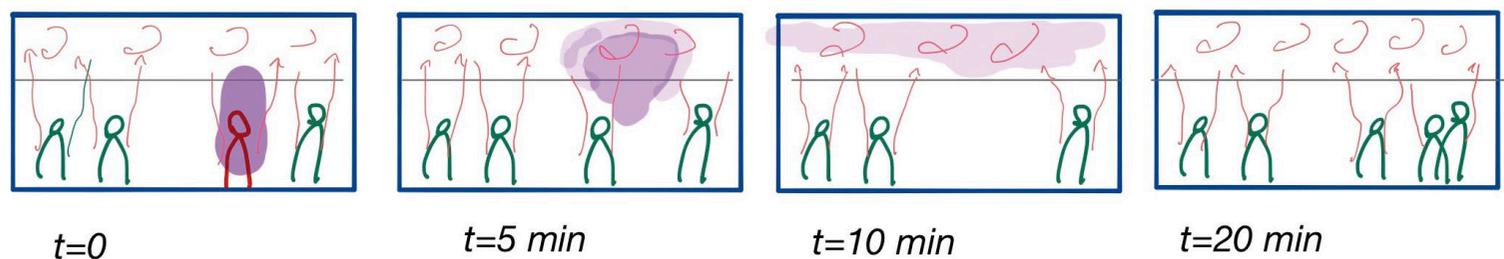


Figura 10 – Sistema di diffusione dell'aria a Dislocamento, evoluzione qualitativa delle condizioni locali e generali dell'ambiente servito

orizzontale a livello del pavimento. L'aria che sale porta con sé i contaminanti e viene sostituita dall'aria introdotta in basso. Il meccanismo viene rappresentato in Figura 10.

In questo caso risulta evidente che vengono massimizzati gli effetti di rimozione del contaminante e, a pari prestazione in termini di contenimento del rischio, questa strategia consente l'adozione di valori di portata che possono essere molto inferiori.

La quantificazione della differenza prestazionale tra sistemi a Miscelazione e sistemi a Dislocamento passa dalla considerazione del parametro di efficienza di ventilazione ϵ_v , che viene assunto come indice prestazionale e il cui valore è pari a 1 nel caso di sistemi a perfetta miscelazione e risulta superiore per sistemi più efficienti (o inferiore per sistemi meno efficienti). Nel caso del Dislocamento ϵ_v assume valori che possono essere compresi tra 1 e 2, e visto che a pari prestazioni la portata varia in modo inversamente proporzionale al valore di ϵ_v , l'adozione di tale strategia può essere molto conveniente.

Conclusioni

L'avvento della pandemia ha portato sul tavolo del progettista una serie di temi mai affrontati e una serie di temi precedentemente forse trascurati. Dal punto di vista dei primi il mondo della ricerca e della normativa hanno fornito ad oggi alcuni strumenti utili alla progettazione ma siamo ancora in attesa di risposte attinenti i valori di soglia ritenuti accettabili e pertanto non è ancora possibile modificare gli aspetti dimensionali degli impianti. Per quanto riguarda i temi ad oggi in parte trascurati essi possono invece essere ripresi: si tratta sostanzialmente di una serie di accorgimenti riguardanti la flessibilità funzionale degli impianti e le modalità con cui questi interagiscono con gli ambienti serviti che possono essere presi in considerazione fin da ora.

A questo proposito è infine utile sottolineare l'impatto che alcuni aspetti ad oggi spesso sottovalutati possono avere, con particolare riferimento al bilanciamento e alla tenuta delle reti aeruliche. La considerazione di questi aspetti meriterebbe di essere estesa e portare a una attenta rivalutazione del Commissioning in quanto attività deputata al controllo integrato di tutte le fasi, a partire dalla progettazione fino alla realizzazione e avviamento dell'impianto. ■

* Federico Pedranzini, Politecnico di Milano, Socio AiCARR

BIBLIOGRAFIA

- [1] WHO-2019- nCoV-Contact Tracing – 2021.1
- [2] OSHA – 2020 Guidance on Preparing Workplaces for COVID-19
- [3] REHVA COVID-19 guidance document – November 2020
- [4] AICARR – 2020 Protocollo per la riduzione del rischio da diffusione del SARS-CoV2-19 nelle operazioni di gestione e manutenzione degli impianti di climatizzazione e ventilazione esistenti.
- [5] L. Morawska, D. K. Milton. It Is Time to Address Airborne Transmission of Coronavirus Disease 2019 (COVID-19)
- [6] AICARR – Protocollo per la riduzione del rischio da diffusione del SARS-CoV2-19 mediante gli impianti di climatizzazione e ventilazione esistenti 2020
- [7] Wells WF. Airborne contagion and air hygiene: an ecological study of droplet infections. Cambridge (MA): Harvard University Press; 1955.
- [8] Riley RL. Airborne infection. Am J Med 1974;57:466-75.
- [9] Gammaitoni, L., Nucci, M.C., 1997. Using a mathematical model to evaluate the efficacy of TB control measures. Emerg. Infect. Dis. 335–342.
- [10] M.Vio. Gli impianti di climatizzazione e il rischio di contagio Aicarr Journal 61 – 2020
- [11] G. Buonanno, L. Stabile, L. Morawska. Estimation of airborne viral emission: Quanta emission rate of SARS-CoV-2 for infection risk assessment, Environment International, Volume 141, 2020, 105794, ISSN 0160–4120,
- [12] A.Cavallini, F. Busato, F. Pregliasco. Remarks on the air recirculation in HVAC systems during the SARS-CoV-2 outbreak: the case of all-air ducted plants AiCARR Journal / Vol 63, n. 4, 50 – 55, 2020
- [13] REHVA Calculator – <https://www.rehva.eu/covid19-ventilation-calculator>



Cultura e Tecnica per Energia Uomo e Ambiente

Via Melchiorre Gioia 168 - 20125 Milano - Italia

Tel. 02 67479270 - Fax 02 37928719 - info@aicarr.org - www.aicarr.org

