

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

FACOLTA' DI INGEGNERIA

CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA CIVILE

TESI DI LAUREA

in

IMPIANTI TECNICI LS

**ANALISI DELLE PRESTAZIONI
ENERGETICHE IN REGIME ESTIVO DI
UN IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE
AD USO TERZIARIO**

Candidato:
DAVIDE CAVALLO

Relatore:
Chiar.mo Prof. Ing.
GIOVANNI SEMPRINI

Anno Accademico 2008/09

Sessione III

*la terra in cui viviamo non ce
l'hanno regalata i nostri padri,
ma ce l'hanno prestata i nostri
figli*

proverbio dei nativi d'America

INDICE

PREFAZIONE	1
INTRODUZIONE	3
<u>Capitolo 1</u> - SITUAZIONE ENERGETICA E CONSUMI IN EDILIZIA	5
1.1 PANORAMA ENERGETICO	5
1.1.1 Cambiamenti climatici	6
1.1.2 Le convenzioni internazionali e il protocollo di Kyoto	13
1.1.3 Approvvigionamento delle risorse energetiche fossili	15
1.2 ENERGETICA DELL'EDIFICIO.....	17
1.2.1 I consumi energetici in edilizia	19
1.3 REGIME ESTIVO	21
<u>Capitolo 2</u> - ASPETTO NORMATIVO IN MATERIA DI EFFICIENZA ENERGETICA	25
2.1 LA NORMATIVA EUROPEA	25
2.1.1 La direttiva 2002/91/CE, EPBD	25
2.1.2 La direttiva 2006/32/CE	28
2.2 LA NORMATIVA ITALIANA	29
2.2.1 Legge 30 Aprile 1976, n.376.....	29
2.2.2 Legge 9 Gennaio 1991, n.10	29
2.2.3 DPR 26 Agosto 1993, n.412.....	31
2.2.4 D.Lgs. 19 Agosto 2005, n.192	32
2.2.5 D.Lgs. 30 Maggio 2008, n.115.....	34
2.2.6 DPR 2 Aprile 2009, n.59	34
2.2.7 Linee guida nazionali sulla certificazione energetica	36

2.2.8 Specifiche tecniche UNI/TS 11300.....	39
<u>Capitolo 3 - LA PRODUZIONE DEL FREDDO</u>	47
3.1 IL CICLO FRIGORIFERO	47
3.1.1 Il ciclo frigorifero nel diagramma pressione – entalpia	50
3.2 FLUIDI FRIGORIGENI.....	57
3.3 MACCHINE FRIGORIFERE A COMPRESSIONE DI VAPORE PER IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE	63
3.3.1 Componenti essenziali.....	63
3.3.2 Componenti ausiliari	84
3.4 EFFICIENZA ENERGETICA	85
3.4.1 Efficienza energetica istantanea del ciclo frigorifero.....	85
3.4.2 Efficienza energetica stagionale: gli indici energetici.....	92
3.5 CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE FRIGORIFERE	102
3.5.1 Differenza tra condensazione ad acqua e condensazione ad aria	106
3.5.2 Condizionatori e gruppi frigoriferi	108
3.5.3 Recuperi termici	110
3.6 MACCHINE FRIGORIGENE O GRUPPI REFRIGERATORI	111
3.6.1 Campi di applicazione e fluidi vettori	111
<u>Capitolo 4 - GLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO DELL’ARIA</u>	115
4.1 IMPIANTI A SOLA ARIA	116
4.1.1 Sistemi monocondotto.....	117
4.1.2 Sistemi monocondotto multizone.....	119
4.1.3 Sistemi a doppio condotto	120
4.2 IMPIANTI A SOLA ACQUA.....	123
4.3 IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA	127
4.3.1 Impianti a ventilconvettore con aria primaria	128
4.3.2 Impianti a pannelli radianti con aria primaria	129

4.3.3 Impianti aria-acqua a induzione	130
<u>Capitolo 5 - CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA</u>	
PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO	137
5.1 FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO	138
5.1.1 Procedura di calcolo	139
<u>Capitolo 6 - CASO DI STUDIO</u>	159
6.1 DESCRIZIONE DEL SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO	159
6.1.1 L'edificio	159
6.1.2 L'impianto	163
6.2 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO SECONDO LA SPECIFICA TECNICA UNI/TS 11300–Parte 3	174
6.2.1 Calcolo della stagione di raffrescamento	174
6.2.2 Calcolo del fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento	175
6.3 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA SU 10 ORE DI ACCENSIONE GIORNALIERE.....	182
6.4 INFLUENZA DELLE SCHERMATURE MOBILI SUL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA	185
CONCLUSIONI	187
BIBLIOGRAFIA	198

PREFAZIONE

Questo lavoro di tesi si propone di verificare la validità della nuova specifica tecnica UNI/TS 11300-Parte 3, riguardante i consumi energetici degli edifici nella stagione estiva. Pertanto tale specifica tecnica, ancora in fase d'inchiesta pubblica, è stata applicata ad un caso reale, quale un complesso di edifici ad uso terziario, con il duplice obiettivo di analizzarne lo specifico metodo di calcolo e di comprovarne l'efficacia. Nel corso dello studio, prendendo in esame nella parte introduttiva argomenti quali i consumi in edilizia, gli aspetti normativi e le modalità di produzione del freddo, si è giunti infine a calcolare il fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento del complesso di riferimento, e nella parte conclusiva sono state fornite indicazioni su eventuali modifiche da apportare alla normativa per ridurre i consumi.

INTRODUZIONE

Le attuali modalità di produzione ed utilizzazione dell'energia talvolta appaiono fortemente inadeguate, soprattutto a fronte dei continui cambiamenti climatici, e tali carenze si manifestano con frequenti blackout energetici che rendono sempre più necessario il conseguimento di un sistema innovativo con cui produrre ed utilizzare energia.

Infatti ci scontriamo quotidianamente con i limiti del nostro sistema che non è più in grado di soddisfare richieste sempre più crescenti né di contenere il progressivo incremento dei prezzi delle forniture. L'incapacità da parte dell'ambiente di far fronte alla crescita dei consumi, da un lato fornendo le risorse e dall'altro eliminando i rifiuti e l'inquinamento prodotto, pone come fondamentale obiettivo la diminuzione dei consumi energetici.

La nuova fonte di energia per il XXI secolo sarà il risparmio inteso come riduzione degli sprechi energetici.

All'interno del complesso scenario italiano dell'energia, particolare attenzione meritano i consumi del settore edilizio. In particolare, dati del 2000 parlano di un quantitativo imputabile alla gestione del civile (residenziale e terziario) di oltre 70 Mtep (milioni di tonnellate equivalenti di petrolio), contro gli 11 richiesti dai processi di costruzione degli edifici. Il totale di 81 Mtep rappresenta quasi il 45% del fabbisogno energetico nazionale e, quindi, delle emissioni climalteranti. Considerando che anche per il secondo settore sono necessari interventi urgenti, il vero problema è legato alla gestione dell'edificio tenendo presente che i 2/3 del parco abitativo italiano sono di costruzione precedente alla legge n. 373/1976 sull'isolamento degli edifici e la gestione degli impianti. Le possibili soluzioni sono rappresentate da adeguate manutenzioni degli impianti al fine di limitare gli sprechi, dal risparmio energetico, ma soprattutto dall'impiego di tecnologie innovative che richiederebbero, però, un maggior impegno economico da parte delle istituzioni [1].

L'aumento della temperatura media annua, fenomeno conosciuto come riscaldamento globale, associato alla crescita costante della domanda elettrica particolarmente del settore residenziale, sono i principali fattori correlati alla climatizzazione estiva degli edifici. In modo particolare negli ultimi anni, caratterizzati da estati calde, la climatizzazione estiva degli edifici ha influito sensibilmente sui consumi energetici del nostro Paese e ha conseguentemente determinato una crescita dei consumi di elettricità.

Di fatto, l'ampia diffusione dei sistemi di climatizzazione estiva per il raffrescamento degli ambienti, oltre ad altri fattori quali la ridotta capacità produttiva nazionale e i problemi di interconnessione con l'estero, hanno reso il sistema italiano sempre più vulnerabile e predisposto a potenziali blackout [2].

Anche per quanto riguarda i picchi di fabbisogno giornaliero di energia elettrica è in atto un'insolita tendenza da qualche anno, ovvero il graduale avvicinamento e superamento della punta estiva rispetto a quella invernale di tale fabbisogno. Se nel 2001 il divario inverno-estate era di 3000 MW a favore del periodo invernale, dal 2003 la punta estiva si è attestata su valori prossimi a quella invernale, fino al sorpasso avvenuto nel 2006. In termini percentuali, dal 2001 al 2006 il fabbisogno massimo invernale è aumentato del 4,6%, quello estivo del 14,4%.

E' interessante pertanto prestare la dovuta attenzione al comportamento dell'edificio in regime estivo e dell'impianto che ne garantisce il raffrescamento, e vedere in che modo questi si relazionano cercando di definire un comportamento ottimale.

1

SITUAZIONE ENERGETICA E CONSUMI IN EDILIZIA

1.1 PANORAMA ENERGETICO

Il sistema energetico mondiale deve svilupparsi continuamente per garantire alla generazione presente di soddisfare i propri bisogni senza però compromettere tali possibilità per le generazioni future. Deve cioè essere uno “sviluppo sostenibile” [3].

L’energia occupa un ruolo centrale nella problematica dello sviluppo sostenibile e rappresenta al tempo stesso il problema e la soluzione: è una componente essenziale dello sviluppo delle attività dell’uomo ed è una delle maggiori responsabili degli effetti negativi di tali attività sull’ambiente e sulla stabilità del clima, sia su scala locale che globale.

Il consumo mondiale di energia viene amplificato, da un lato, dalla crescita economica, che continua ad essere l’unico grande obiettivo dei governi nazionali, dall’altro, dalla crescita della popolazione mondiale. Dal 1800 ad oggi è aumentato in modo vertiginoso, fino ad arrivare nel 2000 a 10 miliardi di Tonnellate Equivalenti di Petrolio (TEP) all’anno.

Tutti gli aspetti della vita moderna sono profondamente condizionati dalla disponibilità immediata e continua di energia. Il benessere e la qualità della vita delle persone vengono spesso identificati con la possibilità di produrre, consumare, utilizzare, creare, trasformare e soddisfare ogni più piccola esigenza, sia essa una vera e propria necessità o un mero capriccio accessorio. Ogni cittadino richiede continuamente energia in forme e quantità diverse, ma difficilmente si ferma a pensare ai problemi ambientali che complessivamente arreca il ciclo dell’energia (dalla produzione, al trasporto, all’utilizzo).

In natura esistono due tipi di risorse energetiche: quelle non rinnovabili, generate da fonti limitate e misurabili, come i giacimenti di combustibili

fossili e le miniere di uranio, e quelle rinnovabili, provenienti da sorgenti il cui utilizzo non ne pregiudica la disponibilità nel tempo, come l'energia solare o eolica. In quasi tutta la sua storia, l'uomo si è servito esclusivamente di fonti rinnovabili di energia, mentre negli ultimi 200 anni, a partire dalla rivoluzione industriale, ha cominciato a servirsi prevalentemente di quelle fossili, trascurando quasi del tutto la fonte di energia di gran lunga più abbondante: quella solare.

Attualmente oltre l'85% della produzione energetica mondiale deriva dalla combustione di carburanti fossili, mentre meno del 15% è riconducibile a fonti energetiche rinnovabili, includendo anche i grandi impianti idroelettrici di elevata potenza (ad alto impatto ambientale) e quelli a biomassa [4].

Le previsioni fino al 2030 delineano un sistema energetico mondiale fondato sui combustibili fossili, che continueranno a rappresentare quasi il 90% dell'approvvigionamento energetico complessivo. Il petrolio resterà la fonte principale di energia (34%), seguito dal carbone (28%). Il gas naturale garantirà un quarto dell'approvvigionamento energetico mondiale, dovuto essenzialmente alla produzione di elettricità, mentre le energie rinnovabili coprono una quota inferiore al 20%.

Le risorse energetiche di origine fossile presentano tre gravi inconvenienti che rischiano di compromettere irrimediabilmente la "capacità delle future generazioni di soddisfare i propri bisogni":

- il loro utilizzo comporta il surriscaldamento dell'atmosfera terrestre;
- sono fonti di energia limitate e quindi esauribili;
- sono distribuite in modo diseguale tra i territori del mondo.

1.1.1 CAMBIAMENTI CLIMATICI

Le ripercussioni ambientali dei cicli energetici riguardano principalmente le emissioni di gas serra, in primo luogo di anidride carbonica (CO₂), e le emissioni di sostanze inquinanti per l'ambiente e tossiche per l'uomo. Meno indagato, ma non trascurabile, è l'impatto ambientale che hanno i rifiuti dei processi energetici, le risorse idriche impiegate per tali attività, ed infine, gli effetti dell'estrazione e lavorazione dei prodotti energetici. Il rischio dei

mutamenti climatici causati dalle emissioni di CO₂ provenienti dallo sfruttamento di combustibili fossili resta comunque uno dei problemi ambientali più preoccupanti.

Secondo le più recenti previsioni, la domanda mondiale di energia continuerà a crescere fino al 2030 ad un tasso del 1,8% l'anno, con un aumento delle emissioni di anidride carbonica del 2,1% l'anno. Complessivamente si stima un incremento della domanda di energia del 54% nei prossimi 25 anni, con una quota invariata per le fonti di energia rinnovabili, e quindi, in assenza di opportuni provvedimenti, con un livello crescente di emissioni climalteranti nell'atmosfera.

1.1.1.1 L'EFFETTO SERRA

Il motore del sistema climatico terrestre è il sole. Pertanto l'energia solare è la principale responsabile del tempo atmosferico, ma non l'unica. Infatti è l'interazione con gli altri componenti del sistema terrestre a definire le condizioni meteorologiche finali attraverso una serie di complessi meccanismi. Il più importante e conosciuto di questi meccanismi è l'*effetto serra* (individuato già nel 1924 da Jean-Baptiste Fourier).

In una serra i raggi luminosi provenienti dal sole passano attraverso la copertura di vetro e riscaldano il suolo racchiuso all'interno. La radiazione infrarossa prodotta dal riscaldamento del suolo rimane "intrappolata" all'interno della serra e riscalda l'aria in essa contenuta. Tutto ciò permette alla serra di diventare un posto caldo dove le piante possono crescere e fiorire.

Nel caso del nostro pianeta, l'energia proveniente dal sole viene riflessa dalla superficie terrestre e dagli oceani verso lo spazio. Una parte della radiazione riflessa viene trattenuta dall'atmosfera, che così contribuisce ad aumentare le temperature terrestri. A permettere questo parziale arresto sono una serie di gas in essa contenuti e detti "gas serra". Infatti questi gas sono trasparenti nei confronti della luce solare che proviene dallo spazio, ma al contrario sono opachi rispetto ai raggi solari infrarossi riflessi dalla terra. I principali componenti dell'atmosfera (azoto, ossigeno e argo che costituiscono circa il 99% del sottile strato che circonda il nostro pianeta),

invece, non hanno nessuna capacità di trattenere il calore, essendo trasparenti tanto alla radiazione solare luminosa quanto a quella infrarossa. L'effetto serra naturale è un fenomeno positivo. Senza di esso la temperatura media della Terra sarebbe inferiore di circa 33°C, e sembra probabile che tali condizioni non avrebbero permesso lo sviluppo della vita nelle forme a noi note. La potenza della sola radiazione solare, infatti, non sarebbe sufficiente a sostenere la vita.

Da alcuni decenni la vertiginosa crescita delle attività dell'uomo ha aumentato la quantità di gas serra presenti nell'atmosfera e di conseguenza si è accresciuta la capacità dell'atmosfera di trattenere la radiazione infrarossa riflessa al punto tale da compromettere i delicati equilibri climatici mondiali.

Si tratta di un effetto serra di origine "antropica", cioè di un effetto serra di maggiore entità rispetto a quello naturale, conseguente all'utilizzo di risorse energetiche tradizionali nell'ambito delle principali attività umane.

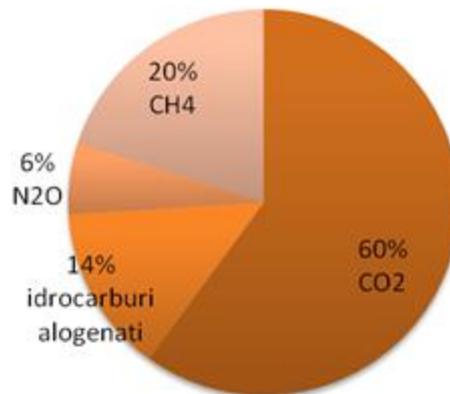


Figura 1.1 - Influenza relativa dei gas serra di origine antropica sulla variazione di temperatura

ANIDRIDE CARBONICA (CO₂)

Il primo imputato dell'effetto serra di origine antropica è l'anidride carbonica. Si tratta di un gas stabile con una permanenza in atmosfera non trascurabile, valutata tra i 50 e i 200 anni. Nonostante il suo potenziale ottico di riflessione dei raggi infrarossi sia inferiore rispetto ad altri gas

serra, il suo lungo ciclo di vita e le enormi quantità immesse in atmosfera ogni anno (25 miliardi di tonnellate) lo rendono quello più problematico. Circa l'80% dell'anidride carbonica in eccesso deriva dalla combustione di petrolio, carbone e gas, mentre il rimanente 20% è generato dalla deforestazione e da altri cambiamenti nella destinazione d'uso dei terreni nelle zone tropicali. Circa il 55% dell'anidride carbonica rilasciata viene riassorbita dagli oceani, dalla ricrescita delle foreste e, in generale, dall'accrescimento delle piante. Il resto si accumula invece gradualmente nell'atmosfera, tanto che la sua concentrazione è aumentata del 32% dall'epoca preindustriale a oggi. La figura seguente illustra l'aumento delle emissioni di anidride carbonica di origine antropica dal 1750 in miliardi di tonnellate.

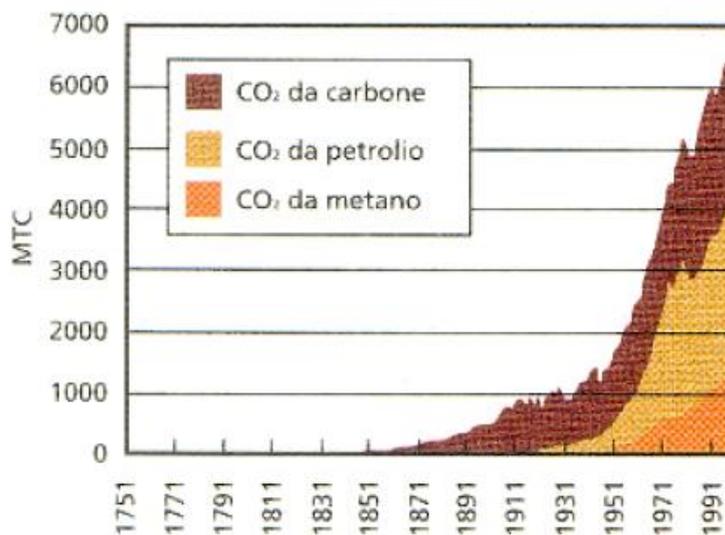


Figura 1.2 - Emissioni cumulative mondiali di anidride carbonica connesse all'impiego di combustibili fossili

È interessante notare che dalla firma del protocollo di Kyoto (1997) a oggi è stata emessa più anidride carbonica da combustibili fossili di quanta sia stata prodotta cumulativamente prima della seconda guerra mondiale.

METANO (CH₄)

La quantità di metano rilasciato nell'atmosfera, che l'IPCC (Intergovernmental Panel of Climate Change) stima in 397 miliardi di tonnellate l'anno, proviene da diverse fonti: esala dalle discariche, si origina

durante la digestione dei bovini, deriva dalle vasche di liquami quando le deiezioni animali si decompongono in assenza di ossigeno, viene rilasciato dalle fughe di gas naturale dai metanodotti (il gas naturale è all'85-95% metano), dalle miniere di carbone, dai pozzi petroliferi e dagli impianti di trattamento dei rifiuti. Anche la vegetazione che si decompone sott'acqua in assenza di ossigeno (campi di riso o vegetazione sommersa nel riempimento di dighe o argini) produce metano. Il metano ha un potenziale di effetto serra 23 volte maggiore dell'anidride carbonica, ma un tempo di permanenza minore (circa 12 anni).

PROTOSSIDO DI AZOTO (N_2O)

Il protossido di azoto si genera dai fertilizzanti chimici a base di azoto usati nelle coltivazioni. Oltre il 60% di emissioni di questo gas provengono dall'emisfero nord, a più alta concentrazione industriale. Ha un potenziale di effetto serra circa 300 volte maggiore dell'anidride carbonica, e un tempo di permanenza di 120 anni.

OZONO (O_3)

L'ozono è la forma triatomica dell'ossigeno, è un ossidante estremamente reattivo ed è naturalmente presente nell'atmosfera. Tutti concordano sul fatto che il trasporto aereo sia la causa principale dell'aumento dell'ozono in alta troposfera. L'ozono troposferico ha un tempo di permanenza di poche settimane, e quindi un potenziale di effetto serra relativamente basso rispetto all'anidride carbonica. A livello del suolo (biosfera) l'ozono, irritante per l'apparato respiratorio, è un inquinante secondario prodotto da reazioni chimiche cui partecipano sia sostanze emesse in atmosfera dall'uomo (sempre a causa dell'uso di combustibili fossili), sia altre già naturalmente presenti.

VAPORE ACQUEO (H_2O)

Anche il vapore acqueo ha la proprietà di assorbire i raggi infrarossi, ed è uno dei più importanti gas ad effetto serra. Ha il massimo effetto nella tropopausa (la zona di passaggio tra la troposfera e la stratosfera), ove la ritenzione del calore è più forte a causa del freddo più intenso. L'effetto è massimo quando si formano delle sottili nubi di ghiaccio (cirri). Il traffico aereo è il principale responsabile dell'aumento di vapore acqueo negli strati

più alti dell'atmosfera. La permanenza in aria delle nubi di particelle ghiacciate è lunghissima, fino a 100 volte rispetto alle emissioni al suolo.

CFC, HCFC

I CFC (clorofluorocarburi) sono i gas fino a qualche tempo fa utilizzati come refrigeranti nei frigoriferi e nei condizionatori e come propellenti negli spray. Grazie ad accordi internazionali (Protocollo di Montreal) sono stati banditi perché responsabili della distruzione dell'ozono stratosferico (che ci protegge dai raggi solari nocivi, gli UV-B), ma sono anche dei potentissimi gas serra: il loro potenziale ottico è equivalente fino a 15.000 volte quello della CO₂. Il tempo di permanenza in atmosfera per alcuni arriva anche a quasi 150 anni (CFC-12), quindi gli enormi quantitativi immessi nel passato, avranno effetti sia sulla fascia d'ozono sia sul clima planetario ancora per molti anni.

Purtroppo anche i loro sostituti, gli HCFC (idroclorefluorocarburi) sono gas serra con caratteristiche simili.

HFC, PFC, SF₆, ecc.

Gli idrofluorocarburi (HFC) sono utilizzati come sostituti dei CFC negli impianti di refrigerazione; i perfluorocarburi (PFC) sono utilizzati nella manifattura dell'alluminio e dei semiconduttori; l'esafluorato di zolfo (SF₆) è usato nella produzione di magnesio, come dielettrico nelle apparecchiature per la trasmissione e distribuzione di energia elettrica e nella produzione dei semiconduttori. Sono tutti gas ad elevato effetto serra. Gli HFC hanno una capacità di assorbimento dei raggi infrarossi 12.000 volte circa quella della CO₂ e una permanenza media in atmosfera di 260 anni. Anche i PFC e gli SF₆ hanno una capacità di assorbimento dei raggi infrarossi migliaia di volte superiore a quella della CO₂ e un tempo di vita in atmosfera di alcune migliaia di anni, caratteristiche li rendono estremamente pericolosi anche in considerazione della notevole riduzione delle loro emissioni.

1.1.1.2 LE PREVISIONI DELL' IPCC

Già nel 1896 il chimico e fisico svedese Svante Arrhenius, Premio Nobel per la chimica nel 1903, intuì che l'emissione di gas derivanti dalle attività

umane avrebbe potuto causare un surriscaldamento del pianeta. Ma l'allarme per i cambiamenti climatici in atto, avvertito solo negli anni Ottanta, portò ad organizzare conferenze internazionali che riunivano scienziati, politici, ed ambientalisti al fine prendere decisioni comuni che non potevano essere posticipate ulteriormente.

Nel 1988 le Nazioni Unite, per affrontare il problema del riscaldamento globale, hanno istituito l'IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change), un comitato di scienziati incaricati di valutare l'imponente letteratura scientifica prodotta dai climatologi di tutto il mondo con la finalità di redigere documenti ufficiali sui quali i politici potessero fondare le proprie decisioni. Il più importante di questi documenti è un rapporto generale che viene realizzato ogni cinque anni. Così, dopo un primo documento del 1990 e un secondo del 1995, l'IPCC ha reso pubblico nel 2001 il suo terzo rapporto sui cambiamenti climatici che delinea scenari drammatici per il futuro prossimo:

- innalzamento della temperatura del pianeta;
- aumento globale e non uniforme delle precipitazioni atmosferiche;
- intensificazione degli eventi meteorologici estremi (siccità, alluvioni, tempeste);
- innalzamento del livello del mare (per effetto dello scioglimento dei ghiacciai), con conseguenti inondazioni di intere regioni;
- aumento della desertificazione delle zone aride, tropicali e subtropicali.

La velocità di questi cambiamenti, superiore alla capacità di adattamento della vegetazione, destabilizzerebbe su scala mondiale gli ecosistemi naturali. L'acqua diventerebbe un bene sempre più raro e in generale l'aumento delle carestie e della fame nel mondo potrebbe determinare grandi movimenti di massa e conflitti per la spartizione delle terre. Sulla base di queste previsioni, l'IPCC prescrive una riduzione del 60-80% delle emissioni al 2100 per la stabilizzazione della concentrazione di gas serra al valore del 1990 e il contenimento dei cambiamenti climatici in atto.

Questo scenario implica un'immediata conversione a sistemi di approvvigionamento energetico sostenibili, basati sull'uso di energie rinnovabili, in particolare dell'energia solare, e impone ai Paesi sviluppati

una profonda riflessione sul proprio modello di sviluppo e sulle proprie scelte tecnologiche.

Lo sviluppo delle fonti energetiche rinnovabili, il ricorso a processi energetici a basso impatto ambientale e in generale, le iniziative di ottimizzazione del sistema energetico rappresentano l'unica strada verso il contenimento dei fenomeni di inquinamento ambientali, con particolare riferimento agli obiettivi stabiliti dal protocollo di Kyoto a livello globale e dai provvedimenti dell'Unione Europea.

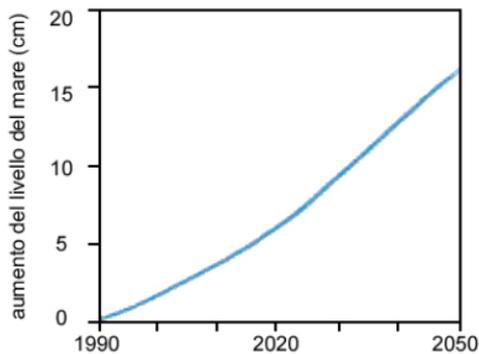


Figura 1.3 - Incremento del livello del mare

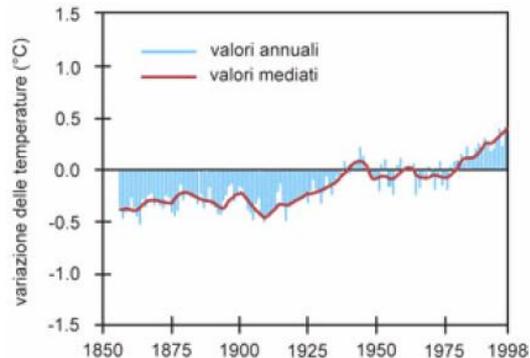


Figura 1.4 - Incremento mondiale della temperatura del mare

1.1.2 LE CONVENZIONI INTERNAZIONALI E IL PROTOCOLLO DI KYOTO

L'attenzione internazionale verso i problemi dell'inquinamento e della salvaguardia ambientale si concretizzano in modo organico a partire dagli anni '70. Nel 1979 a Ginevra viene firmata la convenzione sull'inquinamento atmosferico regionale per affrontare i problemi legati all'acidificazione, eutrofizzazione e smog fotochimico. Nel 1987 il Protocollo di Montreal impegna gli oltre 160 paesi firmatari ad eliminare gradualmente l'utilizzo e la produzione delle sostanze che riducono lo strato di Ozono stratosferico. Nel 1991 inizia la campagna dell'ICLEI (Consiglio Internazionale per le Iniziative Ambientale Locali): "Città per la protezione del clima", mirata a promuovere Piani d'azione locali che portino le città aderenti alla campagna ad una progressiva riduzione delle emissioni di gas serra climalteranti. Nel 1992 a Rio de Janeiro si tiene la "Conferenza Mondiale sull'Ambiente e lo Sviluppo" durante la quale sono approvate la

“Dichiarazione di Rio sull’Ambiente e lo Sviluppo” e l’“Agenda 21”, sono firmate le Convenzioni sui Cambiamenti Climatici e la Biodiversità, e si gettano le premesse per la Convenzione contro la Desertificazione.

Nel Dicembre 1997 viene concordato il Protocollo di Kyoto, che impegna i paesi industrializzati e quelli in economia di transizione (Est Europa), responsabili di oltre il 70% delle emissioni mondiali di gas serra, a ridurre nel periodo 2008-2012 le emissioni del 5,2% rispetto ai valori del 1990, con percentuali diversificate per Paese. A livello Europeo la riduzione imposta è dell’8% mentre per l’Italia è del 6,5%. Il protocollo indica inoltre le politiche e le misure che i paesi firmatari dovranno adottare per la riduzione delle emissioni.

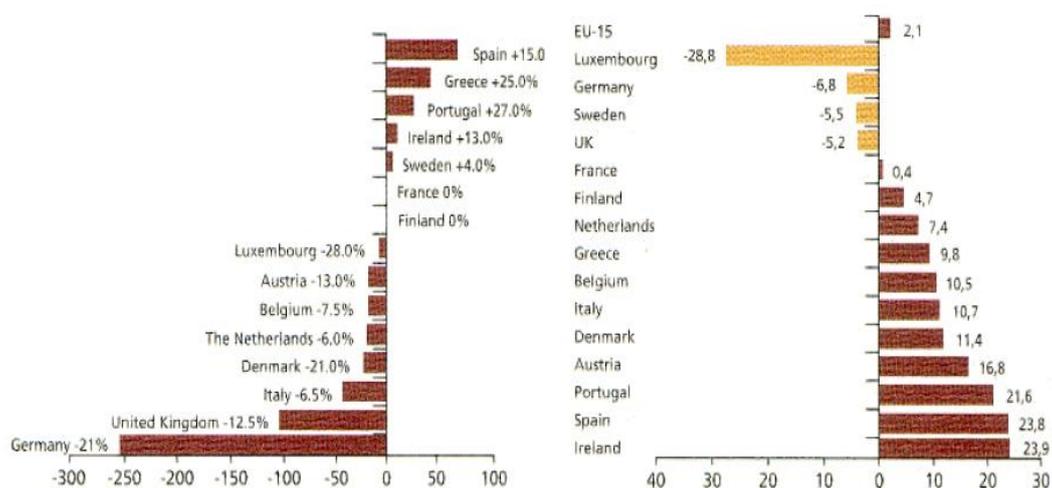


Figura 1.5 - Impegni assunti dai paesi europei col Protocollo di Kyoto e distanza rispetto agli impegni presi

I sei gas serra presi in considerazione sono l’anidride carbonica, il metano, il protossido di azoto (N₂O), gli idrofluorocarburi (HFC), i perfluorocarburi (PFC) e l’esafluoruro di zolfo (SF₆). Il vapor d’acqua non è stato considerato in quanto le emissioni di origine antropogenica sono estremamente piccole se paragonate a quelle enormi di origine naturale. Il 16 Febbraio 2005 con sei anni di ritardo entra in vigore il Protocollo di Kyoto e molti paesi industrializzati hanno già adottato le linee guida indicate nel testo per la riduzione delle emissioni.

L’Italia, nonostante una serie di iniziative adottate già a partire dal 1998 (“Linee guida per le politiche e le misure nazionali di riduzione delle

emissioni dei gas serra”, “Libro Bianco per la valorizzazione energetica delle fonti rinnovabili”) e la ratifica del protocollo di Kyoto nel 2002, non ha modificato il suo “trend” di crescita delle emissioni e si trova oggi a doverle ridurre di circa il 12% rispetto al livello attuale, per ottemperare agli impegni di Kyoto.

1.1.3 APPROVVIGIONAMENTO DELLE RISORSE

ENERGETICHE FOSSILI

Oltre ai problemi legati alla salvaguardia ambientale, le fonti convenzionali di energia, non essendo illimitate, pongono un serio problema di approvvigionamento. Per molti anni l’abbondanza di petrolio ci ha fatto ritenere eterna tale fonte energetica. In realtà stiamo raggiungendo la massima velocità di estrazione di petrolio e gas naturale. La maggior parte dei giacimenti di petrolio è stata scoperta negli anni ’60; l’80% del petrolio che consumiamo è stato trovato prima del 1973 e attualmente viene scoperto un barile di petrolio ogni quattro consumati. Inoltre la produzione di petrolio da un dato giacimento diviene progressivamente più difficoltosa (e costosa) man mano che si estraggono porzioni crescenti della riserva recuperabile.

A questo ritmo di crescita della domanda mondiale di energia gli esperti prevedono che il picco di estrazione di petrolio verrà raggiunto intorno al 2005-2010 e quello del gas intorno al 2020. Nei prossimi 40 anni assisteremo ad una progressiva difficoltà di approvvigionamento di questo tipo di risorse energetiche a causa dell’esaurimento dei giacimenti mondiali ma anche della crescente domanda di energia mondiale e delle tensioni socio-politiche. Conseguentemente aumenterà il costo di tali risorse in maniera ancor più drammatico di quanto è accaduto e sta accadendo attualmente. Una volta superato il picco di estrazione, la domanda di combustibili fossili sarà permanentemente superiore all’offerta facendo precipitare l’intero nostro sistema economico in una crisi energetica strutturale, difficilmente superabile in tempi brevi.

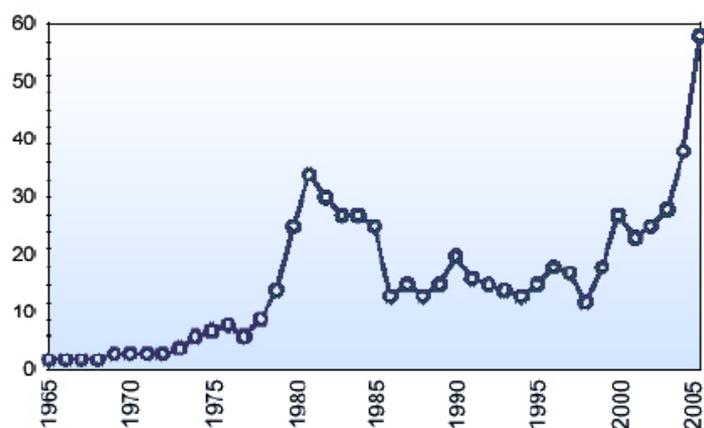


Figura 1.6 - Andamento del prezzo del petrolio

Ironia della sorte vuole che i paesi più energivori siano da annoverarsi tra quelli che dispongono di riserve più limitate. Quasi il 70% delle attuali riserve di petrolio si trova in Medio Oriente, mentre più del 75% delle riserve di gas naturale si divide tra i Paesi medio orientali e i Paesi dell'Ex Unione Sovietica. Questa circostanza è vissuta dai Paesi ricchi, e specialmente dagli Stati Uniti, come una minaccia per la continuità dell'approvvigionamento energetico. In questo quadro le nazioni sono già in gara per l'accaparramento delle ultime riserve, e purtroppo sempre più spesso la guerra costituisce lo strumento privilegiato di questa strategia. Nell'imminente futuro, la potenza economica e politica di una nazione dipenderà non solo dall'accesso sicuro alle risorse (controllo dei giacimenti petroliferi e degli oleodotti), ma anche dalla supremazia nella competizione per le scorte disponibili. Le ultime due guerre in Medio Oriente hanno profonde motivazioni legate al controllo esclusivo delle risorse fossili a basso costo.

Quindi le fonti energetiche rinnovabili e l'impegno legato al risparmio energetico devono essere considerati non solamente per la loro importanza nella salvaguardia dell'ambiente. Occorre pensare anche all'alternativa che esse offrono al ricorso alle fonti convenzionali in termini di approvvigionamento e di non esauribilità e alla riduzione della esigenza energetica oltre confine [5].

1.2 ENERGETICA DELL'EDIFICIO

Il tema della sostenibilità ambientale è entrato oggi in modo imponente anche in ambito edilizio, per due motivi fondamentali: da un lato poiché il settore edilizio rappresenta uno dei principali imputati di un negativo impatto ambientale e dall'altro poiché l'uomo abita gli edifici e in questi pretende di trovare un luogo confortevole e salubre.

La sostenibilità ambientale nel settore edilizio investe quindi due livelli: quello dei rapporti tra l'edificio e l'ambiente e quello dei rapporti tra l'edificio e i suoi abitanti.

In primo luogo, edificare genera impatti sull'ambiente non solo all'atto della costruzione, ma anche durante tutto il processo, all'approvvigionamento delle materie prime fino alla dismissione dell'edificio e allo smaltimento delle macerie da demolizione.

Successivamente, l'uso dell'edificio genera impatti ambientali al fine di garantire determinate condizioni di comfort e benessere interno, compatibili con le esigenze degli abitanti e adeguate alle attività che negli edifici si svolgono. Il settore edilizio è quindi uno dei principali protagonisti della questione ambientale, a causa dello sfruttamento di materiali non rinnovabili, dell'uso del territorio, del consumo energetico e della produzione dei rifiuti. È stato stimato che:

- un terzo dell'energia prodotta in Europa viene utilizzata nel settore edilizio;
- 50% dell'inquinamento atmosferico è prodotto dal settore edilizio;
- 50% delle risorse sottratte alla natura sono destinate al settore edilizio;
- 50% dei rifiuti prodotti attualmente proviene dal settore edilizio.

Più precisamente il 31% dell'energia elettrica e il 44% dell'energia termica (combustibili) vengono utilizzati in ambito residenziale, in uffici e aree commerciali, in gran parte per la climatizzazione dei locali (riscaldamento invernale e raffrescamento estivo) [7].

Il consumo complessivo di energia del settore civile è stato di 47,1 Mtep (dati ENEA 2005), articolato in: 26,5 Mtep di consumi di gas naturale, 6,6 Mtep di consumi di petrolio, 12,7 di energia elettrica e 1,3 relativi alle energie rinnovabili.

È importante anche distinguere i diversi impieghi dell'energia:

- 55% è impiegato nella climatizzazione degli edifici;
- 25% nella produzione di acqua calda sanitaria
- 8% nelle cucine (cotture elettriche);
- 13% nell'uso di elettrodomestici

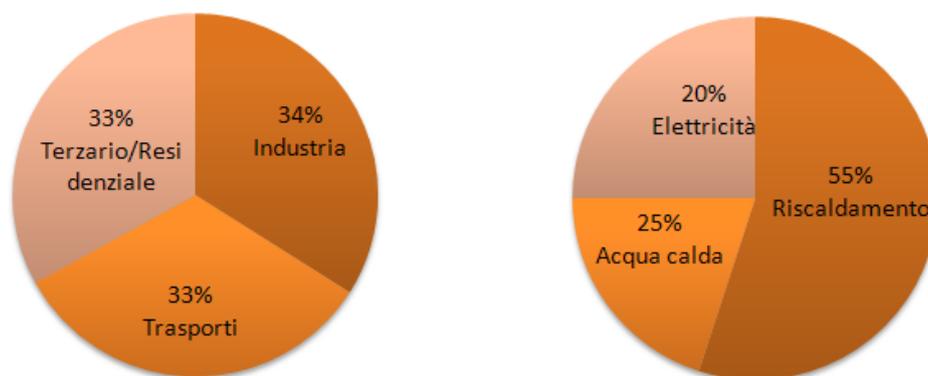


Figura 1.7 - Ripartizione dei consumi per settori e fabbisogno energetico in casa

Dal 1996 al 2005 i consumi del settore civile sono passati da 38,6 a 47,1 Mtep: un aumento di quasi il 25%, nonostante la popolazione sia rimasta pressoché costante. Sono numeri che dimostrano una tendenza incontrollata di crescita e un deficit d'intervento nell'efficienza energetica del settore [7]. Il panorama italiano è poi notoriamente contraddistinto da alcune ulteriori specificità, che consistono in una notevole riduzione delle attività edificatorie ex novo e nelle condizioni generalmente degradate del parco edilizio esistente, che non è più in grado di fornire le prestazioni abitative che i moderni stili di vita richiedono. Le proprietà di isolamento termico dell'involucro, la tenuta degli infissi e le prestazioni acustiche ed illuminotecniche appaiono infatti, in gran parte degli edifici attualmente esistenti, di livello inferiore rispetto ai nuovi standard e alle prescrizioni imposte dalle più recenti normative.

Pertanto appare evidente il motivo per cui i tecnici stanno approfondendo tali problematiche, nonché l'attenzione che il mondo della ricerca presta. Naturalmente, come è ormai richiesto per tutti i comparti della vita economica, occorre che gli interventi volti a migliorare l'efficienza

complessiva del settore dell'edilizia tengano conto dei requisiti imposti dal protocollo di Kyoto nei riguardi della riduzione delle emissioni di gas responsabili dell'effetto serra [8].

Un problema che al momento attuale può essere valutato anche come una grande opportunità. Infatti, se si pensa che i consumi complessivi di una casa italiana in media oscillano tra i 200 e i 250 kWh/m² anno, mentre una casa energeticamente efficiente potrebbe arrivare a consumare intorno a 60 – 65 kWh/m² anno, risulta evidente la potenzialità di risparmio energetico che è racchiusa tra le nostre “quattro mura”.

Il patrimonio edilizio italiano è costituito di 10,9 milioni di edifici per uso abitazione (con una volumetria di 14,4 milioni di mc) e 1,9 milioni di edifici per altri usi, per un totale di 12,8 milioni di edifici. Da dati ENEA, fonte Istat, risulta che:

- il 19,2% del patrimonio edilizio nazionale è stato realizzato prima del 1919
- il 12,3 è stato realizzato tra il 1919 ed il 1945
- il 50% è stato realizzato tra il 1946 ed il 1981
- l'11,5% è stato realizzato tra il 1982 ed il 1991
- il 7% è stato realizzato in data successiva al 1991

Dunque oltre il 75% del patrimonio edilizio nazionale è stato costruito prima del 1973, anno in cui sono stati avviati i primi standard energetici in edilizia. Ciò significa che i 4/5 del patrimonio edilizio esistente richiedono interventi di riqualificazione energetica, attraverso la quale si potrebbe mirare a raggiungere gli obiettivi di consumo ottimale (da 200-250 kWh/m² anno a 60-65 kWh/m² anno) [7].

1.2.1 I CONSUMI ENERGETICI IN EDILIZIA

È poco noto il fatto che la costruzione di una abitazione media (100 m² in una palazzina) comporta il consumo di 5 tonnellate di petrolio. Questa valutazione deriva dal computo di circa 100 tonnellate di materiali necessari alla costruzione, quasi tutti (cemento, calce, laterizi, pavirivestimento, ferro, ecc) prodotti mediante processi di cottura ad alta intensità energetica. La

modesta quantità di energia utilizzata nel cantiere appare trascurabile. Tuttavia, questi consumi, relativamente alti, appaiono modesti se confrontati ai costi energetici di gestione degli edifici. A fronte di 20,5 milioni di famiglie, esistono, infatti, in Italia oltre 26 milioni di abitazioni; di queste, 19 milioni sono sostanzialmente riscaldate nella stagione invernale. Il consumo medio (su un campione stimato da nord a sud) è di una tonnellata di petrolio equivalente l'anno. Con questa cifra, per quanto bassa rispetto ai consumi dei Paesi nordici, in cinque anni di riscaldamento si consuma una quantità di energia uguale a quella necessaria alla costruzione dell'abitazione. Gli anni scendono a tre considerando anche gli altri fabbisogni energetici (elettrodomestici, acqua calda, cucina, ventilazione e, soprattutto, condizionamento estivo). La vita utile dell'abitazione è di almeno trent'anni; di conseguenza, continuando con l'attuale ritmo (ma è facile pensare a peggioramenti) i costi energetici della gestione dell'abitazione supereranno nella vita utile di dieci volte quelli della costruzione.

I consumi energetici pertinenti al sistema degli edifici, sia per la costruzione e ristrutturazione che per la gestione, vanno divisi per il relativo rendimento necessario per rendere disponibile l'energia all'interno dell'edificio o al processo produttivo. Mentre per gli usi termici diretti (per esempio bruciando metano o gasolio in un forno o nella caldaia domestica) questa resa si aggira sul 90%, per l'elettricità, a causa della performance di centrale e delle perdite negli elettrodotti, l'esito sarà dell'ordine del 30%. A causa del progressivo aumento della percentuale elettrica nei consumi domestici, soprattutto per la dilagante domanda di condizionamento estivo, il totale primario dovuto ai consumi energetici della gestione del civile (residenziale e terziario) è stato di oltre l'85%, mentre quello dei processi di costruzione e ristrutturazione degli edifici è stato di circa il 15%. Il 100% totale rappresenta quasi il 35% del fabbisogno energetico nazionale e, quindi, delle emissioni climalteranti. Il rapporto 85 a 15 rispecchia chiaramente il settore per il quale gli interventi correttivi sono prioritari. Questo non significa che i processi di costruzione e ristrutturazione non necessitino di queste azioni, ma sarebbe giustificato focalizzare l'attenzione sulla gestione dell'edificio, dal punto di vista impiantistico e dei dettagli costruttivi [1].

1.3 REGIME ESTIVO

Numerosi studi hanno dimostrato come in Italia, con riferimento ad un edificio mal progettato o molto vetrato, il rapporto tra consumi estivi ed invernali risulta 6:1 a Palermo, 3:1 ad Ancona, 1:1 a Cuneo. Si consuma, dunque, di più per il condizionamento estivo che per il riscaldamento invernale. Con un buon progetto dell'involucro, il rapporto tra consumi estivi e invernali diminuisce a 3:1 a Palermo e 1,5:1 ad Ancona, mentre rimane 1:1 a Cuneo. Emerge dunque l'importanza di una corretta progettazione del raffrescamento estivo e la priorità del problema dei consumi estivi in Italia.

Se il problema del risparmio energetico sui consumi di riscaldamento (comune a tutti i Paesi europei) è stato ampiamente affrontato dalle normative a livello comunitario e nazionale, in Italia sono state trascurate sia la questione del risparmio energetico in fase estiva, di prioritaria importanza nei nostri climi, sia le istanze del comfort abitativo, che spesso contrastano con quelle del risparmio energetico. Tali normative hanno favorito la realizzazione di edifici sempre più leggeri o completamente vetrati e l'adozione di modelli nord-europei superisolati, caratterizzati da valori di trasmittanza molto bassi, spesso irraggiungibili dagli involucri tradizionali. Ciò ha snaturato il rapporto tra l'edificio e il clima, determinando l'internazionalizzazione dell'involucro e la perdita dei caratteri locali. Nei climi temperati, ad elevata escursione termica diurna/notturna, non basta ragionare solo in termini di consumi invernali. È necessario pensare ad una casa confortevole tutto l'anno e a basso consumo (estivo e invernale), come insegnano gli edifici della tradizione, che ottimizzavano il comfort interno adeguandosi al clima specifico senza il ricorso agli impianti per la climatizzazione degli ambienti.

La grande diffusione degli impianti di condizionamento ha permesso il raggiungimento di richieste sempre maggiori di comfort in fase estiva, pur con grande dispendio energetico (fino al raggiungimento di picchi che hanno causato dei black-out). Ciò ha generato l'aumento dei livelli attesi di comfort estivo, fino all'individuazione di modelli di verifica definiti "adattivi" (ASHRAE) diversi in base alla presenza o meno dell'impianto di climatizzazione. In tali modelli, infatti, i livelli di comfort sono distinti nel caso in cui l'edificio si trovi in Paesi in via di sviluppo, in cui vi è un uso

poco diffuso degli impianti di condizionamento, oppure in Paesi sviluppati, cioè dove gli impianti di condizionamento sono presenti diffusamente [9].

La problematica energetica relativa al periodo estivo richiede attualmente particolare attenzione in sede di progettazione dell'edificio e dei suoi sistemi impiantistici, per fronteggiare da un lato l'alterazione climatica che caratterizza oramai il nostro clima a tutte le latitudini, con un aumento delle temperature ed estensione dei periodi caldi, dall'altro gli elevati consumi energetici connessi alle più diffuse modalità di climatizzazione estiva degli edifici, basate sull'uso di condizionatori d'aria e climatizzatori spesso caratterizzati da elevati input energetici. Tali problematiche richiedono oramai una presa di coscienza ed una specifica risposta anche di livello legislativo e normativo: la tradizionale concezione della problematica energetica, da sempre in Italia correlata ai consumi energetici relativi al riscaldamento invernale, dalla vecchia legge 373 del 1976 alla legge 10 del 1991, appare oramai del tutto superata, anche in considerazione del fatto che i dati inerenti i consumi energetici indicano che nel periodo estivo vi sono "punte" di consumo energetico superiori, soprattutto per quel che riguarda l'utilizzazione di energia elettrica [10].

La risposta legislativa e normativa a tali problematiche è finalmente arrivata con il D.Lgs n.192 del 19 agosto 2005, che introduce l'obbligatorietà di considerare la problematica energetica estiva nella progettazione e nella realizzazione degli edifici, ed operare conseguentemente a livello progettuale e realizzativo ricorrendo a specifici sistemi di schermatura esterni, verificando la massa superficiale delle pareti (che se adeguatamente dimensionata può fornire un valido contributo alla riduzione ed al controllo delle temperature interne), predisponendo alternativamente anche tecniche e materiali innovativi che permetteranno di contenere le oscillazioni della temperatura degli ambienti in funzione dell'andamento dell'irraggiamento solare.

Le prescrizioni del D.Lgs n.192/2005 hanno trovato, con il DPR del 2 Aprile 2009 n.59, importanti indicazioni tecnico-attuative. Fondamentale appare l'introduzione di un indice di prestazione energetica specificatamente preposto alla valutazione del comportamento energetico dell'edificio nel periodo estivo, analogamente a quanto già in vigore per quanto riguarda l'aspetto della climatizzazione invernale. Il cosiddetto "EPI" (indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale)

trova così il suo corrispettivo in fase estiva nell' "EPE" (indice di prestazione energetica per la climatizzazione estiva).

2

ASPETTO NORMATIVO IN MATERIA DI EFFICIENZA ENERGETICA

2.1 LA NORMATIVA EUROPEA

A livello comunitario, la strategia è molto chiara: l'obiettivo principale è quello di razionalizzare i consumi di energia e quindi di ridurre gli sprechi.

Il tema della certificazione energetica è argomento di discussione da moltissimo tempo: infatti, già all'interno della direttiva Cee n. 93/1976 del settembre 1993 è presente un articolo che rivela il proposito di limitare le emissioni di biossido di carbonio migliorando l'efficienza energetica degli edifici. All'interno di tale articolo è reso noto anche l'intento di informare i consumatori finali dell'energia, ovvero gli utenti, sui consumi degli edifici di loro proprietà, e vengono stabiliti alcuni parametri energetici per la certificazione. Si cita la procedura di certificazione energetica includendo anche alcuni consigli per il miglioramento della prestazione energetica degli edifici stessi.

2.1.1 LA DIRETTIVA 2002/91/CE, EPBD

Si deve però arrivare al 2002, con la direttiva 2002/91/Ce denominata EPBD (Energy Performance Building Directive), per promuovere la certificazione energetica degli edifici ed imporre una politica energetica con la finalità di incrementare l'efficienza energetica del patrimonio edilizio, sia esistente che nuovo.

Le disposizioni contenute nella EPBD riguardano essenzialmente:

- un metodo generale e standardizzato per il calcolo del rendimento energetico integrato degli edifici;

- l'applicazione di alcuni requisiti minimi di consumo energetico degli edifici di nuova costruzione;
- l'applicazione dei requisiti minimi di consumo energetico per gli edifici esistenti;
- il monitoraggio e l'ispezione periodica dei sistemi di climatizzazione estiva ed invernale oltre che il condizionamento.

Il nuovo approccio, quindi, proposto dalla normativa, tende ad analizzare l'edificio non semplicemente come un involucro ma come un sistema, all'interno del quale gli impianti hanno un ruolo determinante. Il calcolo deve tenere in considerazione le caratteristiche termiche dell'edificio (murature, divisori, tamponamenti, solai, ecc.), l'impianto di riscaldamento e di produzione di acqua calda sanitaria, il sistema di condizionamento, di ventilazione, l'impianto di illuminazione, il posizionamento e l'orientamento dell'edificio e la ventilazione naturale.

All'interno delle procedure di calcolo, ovviamente, dovranno anche essere tenute presenti tutte le fonti energetiche rinnovabili ed i sistemi di cogenerazione e riscaldamento a distanza.

La direttiva ribadisce l'importanza del ruolo del certificatore e, all'interno dell'articolo 10, ne ribadisce l'indipendenza: "...gli Stati membri si assicurano che la certificazione degli edifici e l'elaborazione delle raccomandazioni che la corredano (...) vengano effettuate in maniera indipendente da esperti qualificati e/o riconosciuti, qualora operino come imprenditori individuali o impiegati di enti pubblici o di organismi privati" [11].

Un altro tema fondamentale trattato dalla direttiva comunitaria è il concetto di diagnosi energetica; essa è definita come "la procedura sistematica volta a fornire una adeguata conoscenza del profilo di consumo energetico di un edificio o di un gruppo di edifici, di una attività e/o impianto industriale di servizi pubblici o privati, a individuare e quantificare le opportunità di risparmio energetico sotto il profilo costi-benefici e riferire in merito ai risultati".

La direttiva comunitaria (EPBD) viene supportata poi da un pacchetto di norme CEN, costituito da 43 titoli o parti che hanno la funzione di integrare

e approfondire gli argomenti trattati all'interno della normativa principale. Le 43 norme, per un totale di circa 2000 pagine, sono così organizzate:

- fisica dell'edificio: calcolo delle dispersioni energetiche per conduzione e ventilazione, apporti energetici, effetti della radiazione solare in estate e d'inverno, fabbisogni energetici estivi ed invernali, calcolo delle temperature;
- descrizione e proprietà (classificazioni) dei sistemi di ventilazione con raffrescamento e dei sistemi di condizionamento dell'aria;
- descrizione degli impianti di climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda a usi sanitari;
- norme di supporto su sistemi di illuminazione per edifici, controlli ed automazione dei servizi degli edifici, classificazione dell'ambiente interno, valutazione economico-finanziaria delle soluzioni energeticamente sostenibili;
- ispezioni: caldaie e impianti di riscaldamento, impianti di raffrescamento e condizionamento d'aria, impianti di ventilazione;
- norme chiave per esprimere la prestazione e la certificazione energetica degli edifici, l'uso totale dell'energia, l'energia primaria e le emissioni di CO₂, la valutazione dell'energia e la definizione dei livelli di prestazione energetica [12].

Tra le norme comunitarie a corredo della direttiva principale EPBD risulta di grande interesse la EN 15217; in essa sono contenuti i metodi per esprimere le prestazioni energetiche degli edifici per la classificazione energetica. All'interno di questa norma, infatti, vengono trattati i possibili approcci alla certificazione energetica con l'obiettivo di definire le procedure di valutazione energetica e indicare agli operatori del settore possibili soluzioni tecniche per il miglioramento della prestazione energetica dei loro edifici. Nel contesto di tale norma sono infatti definiti gli indici globali per la prestazione energetica dell'edificio, le modalità per esprimere il fabbisogno energetico nella progettazione di nuovi edifici, le procedure di *benchmark* (valori di riferimento) ed, infine, gli schemi di certificazione.

All'interno della norma sono inoltre contenuti alcuni esempi di certificazione, di seguito riprodotti, anche se è data facoltà agli Stati membri di definire propri specifici schemi di certificazione e le relative modalità di applicazione.

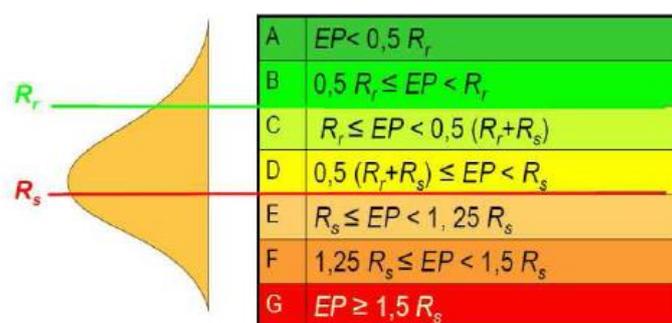


Figura 2.1 - Schema di certificazione secondo la EN 15217

2.1.2 LA DIRETTIVA 2006/32/CE

Questa direttiva ha lo scopo di migliorare l'efficienza degli usi finali dell'energia sotto il profilo dei costi/benefici negli Stati membri, creando le condizioni per lo sviluppo e la promozione di un mercato dei servizi energetici. La direttiva si applica ai distributori di energia, ai gestori dei sistemi di distribuzione, alle società di vendita di energia e agli utenti finali. Gli Stati membri hanno l'obiettivo di raggiungere un risparmio energetico pari al 9% entro il 2015 da conseguire tramite servizi energetici e altre misure di miglioramento dell'efficienza energetica. Tale direttiva è stata recepita ed attuata con il D.Lgs n. 115/2008 dal Consiglio dei Ministri nella seduta del 30 Maggio 2008.

2.2 LA NORMATIVA ITALIANA

2.2.1 LEGGE 30 APRILE 1976, N.376

Il primo provvedimento di risparmio energetico in Italia, la legge 373/76, ed i suoi strumenti applicativi, il DPR 38 Giugno 1977 n. 1052 ed il DM 10 marzo 1977, fissavano limiti alla potenza degli impianti di riscaldamento, senza fornire indicazioni sul metodo di calcolo da utilizzare per la verifica. I tecnici del settore hanno tuttavia spontaneamente ed ordinatamente utilizzato la norma italiana UNI 7357.

La legge 373/76 ha di fatto prescritto l'isolamento termico degli edifici, dimenticando però, praticamente, l'efficienza degli impianti. Va inoltre osservato che il limite alla potenza non costituiva affatto un limite reale, in quanto la norma UNI 7357, finalizzata al calcolo del carico termico per il dimensionamento, forniva dati molto cautelativi (si riferiva a condizioni climatiche limite, non teneva conto degli apporti, aggiungeva un 20% alle dispersioni delle strutture a nord, invece di toglierlo a quelle esposte a sud, non teneva conto dell'inerzia delle strutture, ecc.).

Non solo per queste ragioni, la legge è risultata assai poco efficace, ma ha avuto il merito di destare un certo interesse intorno all'argomento del risparmio energetico [13].

2.2.2 LEGGE 9 GENNAIO 1991, N.10

La legge n.10 del 9 Gennaio 1991 tratta, in modo esteso ed esauriente, le problematiche del piano energetico nazionale, con particolare attenzione al risparmio energetico ed allo sviluppo delle fonti rinnovabili di energia. Lo scopo di questa legge era quello di migliorare i processi di trasformazione dell'energia, di ridurre i consumi ed incrementare le condizioni di compatibilità ambientale, oltre che prevedere la certificazione energetica del patrimonio edilizio.

La legge promuoveva il contenimento dei consumi di energia nella produzione e nell'utilizzo, oltre che l'utilizzazione delle fonti rinnovabili. Vengono quindi definite le fonti rinnovabili o assimilate: il sole, il vento, l'energia idraulica, le risorse geotermiche, le maree il moto ondoso e la trasformazione dei rifiuti organici ed inorganici o di prodotti vegetali. Sono

inoltre considerate fonti di energia assimilate alle fonti rinnovabili di energia: la cogenerazione, intesa come produzione combinata di energia elettrica o meccanica e di calore, il calore recuperabile nei fumi di scarico e da impianti termici, da impianti elettrici e da processi industriali, nonché le altre forme di energia recuperabile in processi, in impianti e in prodotti ivi compresi i risparmi di energia conseguibili nella climatizzazione e nell'illuminazione degli edifici con interventi sull'involucro edilizio e sugli impianti [14].

Per incrementare la realizzazione di iniziative volte a ridurre il consumo specifico di energia, il miglioramento dell'efficienza energetica, l'utilizzo delle fonti della stessa nella climatizzazione e nell'illuminazione degli ambienti, anche adibiti ad uso industriale, artigianale, commerciale, turistico, sportivo ed agricolo, potevano essere concessi contributi in conto capitale nella misura minima del 20% e nella misura massima del 40% della spesa di investimento ammissibile. Questi contributi erano a sostegno dell'utilizzo delle fonti rinnovabili di energia edilizia. Esistevano, inoltre, dei contributi per il contenimento dei consumi energetici nel settore industriale, artigianale e terziario.

Questa legge è fondamentale, in quanto inizia così un ciclo importante e duraturo nel tempo, in costante ascesa e di importante dibattito nel nostro Paese (e non solo), per il miglioramento, il rinnovo e il risparmio energetico.

La legge 10/1991 contiene quindi le "Norme per l'attuazione del piano energetico nazionale in materia di uso razionale dell'energia, di risparmio energetico e di sviluppo delle fonti rinnovabili di energia": la norma è da considerare sicuramente come un'ottima legge che avrebbe potuto porre l'Italia all'avanguardia in Europa per quanto riguarda il contenimento dei consumi energetici in quanto, come già sottolineato, introduceva già la certificazione energetica di edifici ed i piani energetici comunali, oltre all'obbligo di fonti rinnovabili degli edifici pubblici. L'aspettativa era grande. Ci si accorse presto, però, che aveva due difetti che la resero "lettera morta": era piena di articoli che recitavano "entro 180 giorni sarà emanato" questo o quello dei decreti attuativi che rendeva operativa la legge e di fatto non erano previste sanzioni per chi le disattendeva. Fu così che si dovette aspettare altri due anni perché fosse dato alla luce il decreto 412 che conteneva le "Norme per la progettazione, l'installazione, l'esercizio

degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia”. Poi, in pratica, il nulla [15]. La legge n.10, quindi, pur essendo una norma che a livello comunitario ci veniva invidiata è stata purtroppo disattesa a seguito della mancata emanazione dei decreti attuativi. La certificazione energetica quindi, sogno già dal 1991, rimane nel cassetto. Rimane nel cassetto anche il sogno di avere un patrimonio edilizio altamente performante dal punto di vista energetico con il risultato, purtroppo, sotto gli occhi di tutti. L’Italia ha un patrimonio edilizio molto scadente dal punto di vista energetico, gli edifici hanno bassissime prestazioni ed altissimi consumi. Come già evidenziato nel precedente capitolo, il patrimonio edilizio esistente è costituito, per oltre il 75%, da case costruite prima del 1973, quindi senza la minima attenzione al risparmio energetico, e quindi senza alcuna progettazione inerente all’isolamento termico dell’involucro o alla scelta dei componenti che potessero garantire le minime prestazioni energetiche. Gli impianti installati sono spesso inadeguati, con rendimenti molto scarsi e sistemi di distribuzione che non ne consentono una riqualificazione energetica.

2.2.3 DPR 26 AGOSTO 1993, N.412

Il DPR 26 Agosto 1993, n. 412 è un regolamento recante norme per la progettazione, l’installazione, l’esercizio e la manutenzione degli impianti termici degli edifici ai fini del contenimento dei consumi di energia, in attuazione della legge 9 Gennaio 1991, n. 10 [16].

Questo decreto crea una divisione del territorio nazionale in zone climatiche e in gradi giorno (GG). Per il conteggio dei gradi giorno calcolata per ogni giorno di riscaldamento la differenza tra la temperatura interna desiderata di progetto (fissata di 20°C) e la temperatura esterna misurata. I gradi giorno annuali sono la somma delle differenze relative a tutti i gradi giorno di una stagione di riscaldamento. I GG consentono, quindi, di dare delle indicazioni sull’energia termica richiesta per il riscaldamento in relazione al clima e alla localizzazione dell’edificio. I GG, quindi, non sono specifici dell’edificio, ma della località all’interno della quale lo stesso si colloca. Tanto più è alto il valore di GG, tanto più è rigido il clima e tanto maggiore sarà la quantità di energia necessaria per il riscaldamento dell’edificio [17]. Il territorio nazionale è diviso nelle seguenti sei zone climatiche:

- zona A: comuni che presentano un numero di GG non superiori a 600;
- zona B: comuni che presentano un numero di GG maggiore di 600 e non superiore a 900;
- zona C: comuni che presentano un numero di GG maggiore di 900 e non superiore a 1400;
- zona D: comuni che presentano un numero di GG maggiore di 1400 e non superiore a 2100;
- zona E: comuni che presentano un numero di GG maggiore di 2100 e non superiore a 3000;
- zona F: comuni che presentano un numero di GG maggiore di 3000.

Viene creata, inoltre, una classificazione generale degli edifici per categorie. Qualora un edificio sia costituito da parti individuabili come appartenenti a categorie diverse, le stesse devono essere considerate separatamente, ciascuna nella categoria che le compete.

Queste classi sono otto e nello specifico:

- E1. Edifici adibiti a residenze e assimilabili;
- E2. Edifici adibiti a uffici e assimilabili;
- E3. Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili;
- E4. Edifici adibiti ad attività ricreative, associative o di culto e assimilabili;
- E5. Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili;
- E6. Edifici adibiti ad attività sportive;
- E7. Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili;
- E8. Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili [16].

2.2.4 D.LGS. 19 AGOSTO 2005, N.192

La carenza normativa a livello italiano fu colmata, dopo più di dieci anni, grazie all'emanazione della direttiva europea 2002/91/CE inerente il rendimento energetico nell'edilizia. A seguito di tale normativa

comunitaria, gli Stati membri dovettero provvedere al recepimento della normativa emanando uno specifico decreto valido a livello nazionale, e fu così che, nell'agosto del 2005, fu emanato il decreto legislativo n. 192. Esso rappresentava, da un lato, una speranza per l'evolversi di un nuovo metodo costruttivo a livello nazionale e dall'altro la possibilità di instaurare un nuovo concetto di standard abitativo.

Il D.Lgs n. 192 quindi "stabilisce i criteri, le condizioni, e le modalità per migliorare le prestazioni energetiche degli edifici al fine di favorire lo sviluppo, la valorizzazione e l'integrazione delle fonti rinnovabili e la diversificazione energetica, contribuire a conseguire gli obiettivi nazionali di limitazioni delle emissioni di gas a effetto serra posti dal protocollo di Kyoto, promuovere la competitività dei comparti più avanzati attraverso lo sviluppo tecnologico [18].

Il decreto disciplina in particolare:

- la metodologia per il calcolo delle prestazioni energetiche integrate degli edifici;
- l'applicazione dei requisiti minimi in materie di prestazioni energetiche;
- i criteri generali per la certificazione energetica degli edifici;
- le ispezioni periodiche degli impianti di climatizzazione;
- i criteri per garantire la qualificazione e l'indipendenza degli esperti incaricati della certificazione energetica e delle ispezioni degli impianti;
- la raccolta delle informazioni e delle esperienze, delle elaborazioni e degli studi necessari all'orientamento della politica energetica del settore;
- la promozione dell'uso razionale dell'energia anche attraverso l'informazione e la sensibilizzazione degli utenti finali, la formazione e l'aggiornamento degli operatori del settore.

Il decreto n. 192 è finalizzato, quindi, al contenimento dei consumi energetici, alla progettazione e realizzazione di edifici di nuova costruzione

ed a impianti in essi installati, oltre che a nuovi impianti installati in edifici esistenti; inoltre è finalizzato alla certificazione energetica degli edifici.

Fino all'applicazione dei suoi decreti attuativi, il calcolo della prestazione energetica degli edifici nella climatizzazione invernale e, in particolare, del fabbisogno annuo di energia primaria (FEP), è stato disciplinato dalla legge 9 gennaio 1991, n.10, come modificata dal D.Lgs 192/2005 e dalle norme attuative.

La legge n. 192 è stata modificata ed integrata dal decreto legislativo 29 dicembre 2006, n. 311.

2.2.5 D.LGS. 30 MAGGIO 2008, N.115

Il 30 Maggio 2008 è stato pubblicato il D.Lgs n.115 relativo a “Attuazione della direttiva 2006/32/CE relativa all’efficienza degli usi finali dell’energia e i servizi energetici e abrogazione della direttiva 93/76/CEE”. Questo decreto introduce alcune interessanti novità per la sicurezza dell’approvvigionamento energetico e la tutela dell’ambiente, già introdotte con la direttiva 2006/32/CE.

Per quanto riguarda l’efficienza energetica nell’edilizia, introduce una serie di misure aventi lo scopo di migliorare l’efficienza energetica degli edifici. In particolare si introducono semplificazioni di carattere urbanistico per lo scomputo dei volumi e deroghe per le distanze dei fabbricati e le altezze.

Il decreto 115 introduce all’art. 18 i criteri generali di prestazione energetica per l’edilizia pubblica e privata nonché i requisiti professionali dei tecnici e degli organismi abilitati alla certificazione energetica. L’allegato III dello stesso decreto individua le metodologie di calcolo ed i requisiti per l’esecuzione delle diagnosi energetiche e la certificazione energetica degli edifici.

2.2.6 DPR 2 APRILE 2009, N.59

Il DPR n. 59 del 3 aprile 2009, che costituisce il decreto di attuazione dell’articolo 4 del Decreto legislativo n. 192/2005, fornisce importanti precisazioni tecnico-attuative in merito alle prescrizioni del citato D.Lgs n.

192 e relative alle problematiche di efficienza energetica dell'edificio nel periodo estivo.

Tra le novità introdotte ai fini della valutazione dell'efficienza energetica degli edifici nel periodo estivo, particolare attenzione merita il parametro "YIE" (W/m^2K) che esprime la cosiddetta "trasmittanza termica periodica", che rappresenta il parametro di valutazione della "capacità di una parete opaca di sfasare ed attenuare il flusso termico che la attraversa nell'arco delle 24 ore" [19].

Tecnicamente la YIE esprime il prodotto tra il cosiddetto fattore di attenuazione "fd" (parametro adimensionale che esprime il rapporto tra l'ampiezza del flusso termico in uscita e quello in entrata in una specifica parete dell'edificio) ed il valore della trasmittanza termica in regime stazionario "U" (espressa in W/m^2K). Pertanto il valore della trasmittanza termica periodica assume la stessa unità di misura della trasmittanza termica stazionaria, e rappresenta sostanzialmente sia il grado di smorzamento che il grado di sfasamento dell'onda termica (tempo che impiega il flusso termico a passare dalla superficie esterna della parete a quella interna da cui viene irraggiato verso lo spazio abitato).

Per quanto riguarda le metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche degli edifici l'art. 3 del DPR definisce che si debbano adottare le norme tecniche nazionale, definite nel contesto delle norme EN a supporto della direttiva 2002/91/CE, della serie UNI/TS 11300 e loro successive modificazioni. Attualmente sono disponibili solo le prime due delle quattro parti. La terza parte, quella sulla climatizzazione in regime estivo, è in fase di inchiesta pubblica, mentre l'ultima parte, sulle fonti rinnovabili di energia, deve ancora essere redatta.

L'art. 4 definisce poi i *criteri generali e requisiti delle prestazioni energetiche degli edifici ed impianti*, riprende il transitorio dell'Allegato I del D.Lgs. 192/2005 con alcune novità. Bisogna rispettare i seguenti requisiti minimi:

- il valore dell'indice di prestazione energetica per la climatizzazione invernale EPi deve essere minore ai valori riportati nel D.Lgs 192/2005;

- il valore dell'indice $E_{pe,inv}$, *prestazione energetica per il raffrescamento estivo dell'involucro edilizio*, dato dal rapporto tra il fabbisogno annuo di energia termica per il raffrescamento dell'edificio quale risultato della procedura di calcolo della UNI/TS 11300 parte 1, e la superficie utile, per gli edifici residenziali, o il volume per gli edifici con altre destinazione d'uso, deve essere inferiore a quanto previsto dallo stesso art. 4

Per la prima volta nella legislazione italiana si introduce un limite relativo al comportamento energetico durante il regime estivo. Questo potrà avere conseguenze per la progettazione e costruzione degli edifici, soprattutto nel centro-sud Italia. Le prescrizioni non sono quindi di tipo qualitativo o tecnologico, ma di tipo prestazionale e calcolabile [20].

2.2.7 LINEE GUIDA NAZIONALI SULLA CERTIFICAZIONE ENERGETICA

Il 25 luglio 2009 è entrato in vigore il Decreto 26 giugno 2009, contenente *le linee guida nazionali sulla certificazione energetica degli edifici*.

Si tratta di uno degli attesi decreti di attuazione del D.Lgs 192/05 sul rendimento energetico in edilizia. È stato pubblicato nello stesso periodo del DPR 59/2009 che fissa i requisiti energetici minimi per i nuovi edifici e per le ristrutturazioni di quelli esistenti, mentre prossimamente dovrebbe uscire il DPR che fissa i requisiti professionali ed i criteri di accreditamento per assicurare la qualificazione e l'indipendenza degli esperti e degli organismi a cui affidare la certificazione energetica degli edifici e l'ispezione degli impianti di climatizzazione. Quest'ultimo andrà a completare il quadro relativo all'aspetto normativo sulla certificazione energetica degli edifici.

Le Linee guida, oltre a definire gli strumenti che rendono uniforme e confrontabile la qualità energetica degli immobili, definisce gli strumenti di raccordo, concertazione e cooperazione tra lo Stato e le Regioni, alcune delle quali hanno già definito proprie procedure di certificazione che, però, si dovranno integrare alla normativa nazionale, pur nel rispetto delle peculiarità di ciascuna Regione. Pertanto, le disposizioni contenute nelle Linee guida si applicano alle Regioni e Province autonome che non abbiano ancora provveduto ad adottare dei propri strumenti di certificazione

energetica degli edifici e perderanno la loro efficacia nel momento in cui entreranno in vigore gli strumenti attuativi regionali di certificazione energetica. Tutte le regioni e le Province autonome che hanno già provveduto al recepimento della direttiva 2002/91/CE, devono comunque assicurare un graduale avvicinamento dei propri strumenti di certificazione alle Linee guida nazionali.

Tra i principali contenuti che le Linee guida definiscono, si segnalano:

➤ prestazione energetica degli edifici:

ai fini della certificazione energetica, nella fase di avvio, la determinazione dell'indice di prestazione considera solamente la climatizzazione invernale e la preparazione dell'acqua calda sanitaria. Per la climatizzazione estiva si fa riferimento ad una valutazione qualitativa dell'involucro. Con successivi provvedimenti la certificazione verrà estesa alla determinazione dell'indice di prestazione energetica per l'illuminazione degli ambienti;

➤ metodologia di classificazione degli edifici:

le Linee guida considerano due differenti metodologie:

- a) metodo calcolato di progetto, di riferimento per gli edifici di nuova costruzione e quelli completamente ristrutturati;
- b) metodo di calcolo da rilievo o standard, di riferimento per gli edifici esistenti;

➤ metodi di calcolo:

per il metodo di calcolo della prestazione energetica degli edifici vengono stabiliti specifici riferimenti tecnici:

- a) norme UNI TS 11300, parte 1 e 2, per il metodo calcolato di progetto;
- b) le norme UNI TS 11300, il programma DOCET di ENEA/CNR ed il metodo semplificato riportato all'Allegato 2 al decreto, per il metodo di calcolo da rilievo o standard

- c) per la parte estiva, la valutazione qualitativa può essere effettuata valutando il fabbisogno di energia termica mediante la UNI TS 11300, ovvero considerando caratteristiche specifiche dell'involucro legate a fattori di attenuazione e dallo sfasamento del flusso termico;
- rappresentazione grafica delle prestazioni e modello di attestato energetico:

L'attestato di certificazione energetica deve contenere l'informazione sintetica in termini di classe energetica globale definita secondo le modalità riportate nell'Allegato 4 per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

Per l'acqua calda sanitaria invece la classe limite di riferimento è definita sulla base dei valori delle tecniche nazionali. Le classi migliori (A, B e C) sono legate ad una riduzione di fabbisogno di energia dovuta all'uso di fonti rinnovabili.

La rappresentazione grafica globale delle prestazioni energetiche (tachimetro) e della classificazione energetica è identificata come sommatoria delle prestazioni parziali relative alla climatizzazione invernale ed alla produzione di acqua calda sanitaria;

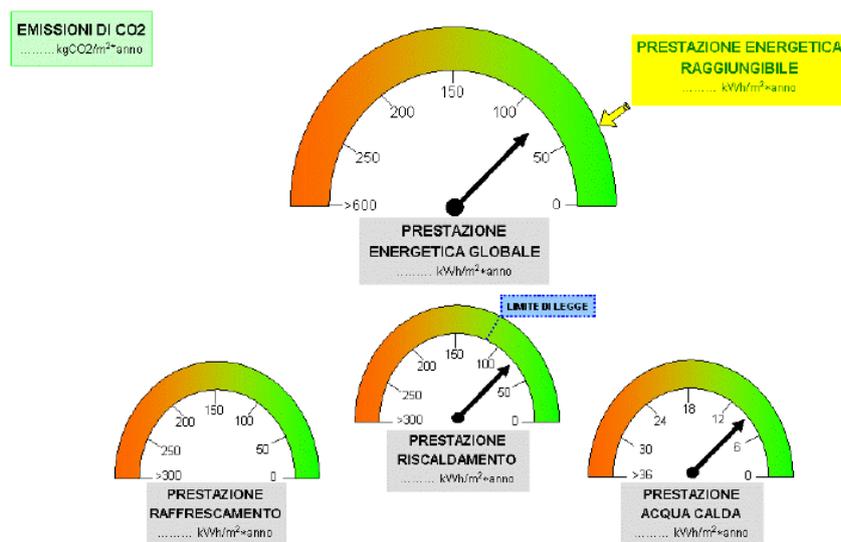


Figura 2.2 - Schema certificato energetico

➤ classificazione energetica per i singoli appartamenti:

le Linee guida stabiliscono che per gli edifici residenziali la certificazione energetica riguarda il singolo appartamento, indipendentemente dal tipo di impianto centralizzato o individuale, con casi specifici in funzione della tipologia di impianto termico e della presenza o meno della regolazione e contabilizzazione del calore [21].

2.2.8 SPECIFICHE TECNICHE UNI/TS 11300

Causa le disposizioni già emanate in molteplici realtà locali che prevedono la redazione di un certificato energetico per le nuove costruzioni, nonché delle direttive in materia di compravendita degli immobili, già da tempo si è rilevata la necessità di indicazioni univoche ed aggiornate per la raccolta e l'elaborazione dei dati utili per il calcolo energetico dell'edificio. A tale scopo il CTI (Comitato Termotecnico Italiano) ha elaborato nel 2003 dei documenti accorpatisi in una raccolta di norme nota come *Raccomandazione CTI 03/03*.

Nel frattempo, ad applicazione della direttiva 2002/91/Ce, il CEN ha elaborato un quadro di norme armonizzate estremamente corposo (43 documenti nel suo complesso) ed oneroso nei contenuti; questo in ambito europeo. In Italia il CTI ha voluto tradurre e riassumere tali norme allo scopo di fornire uno strumento agile e di immediata consultazione per le pratiche di certificazione energetica.

Per tale motivo, la Raccomandazione CTI 03/03 è stata rivista e sostituita dalla serie di Specifiche Tecniche UNI TS 11300. Si tratta in particolare di 4 documenti, di cui i primi due sono già stati pubblicati, il terzo è in fase di inchiesta pubblica e il quarto deve ancora essere redatto, e riguardano rispettivamente:

1. fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale ed estiva;
2. fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione invernale e per la preparazione di acqua calda sanitaria;
3. fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva;

4. utilizzo di energia rinnovabile.

Le UNI TS 11300 prevedono l'applicazione delle norme EN per tre modalità di valutazione delle prestazioni energetiche dei sistemi edificio/impianto, come riassunto dalla tabella 2.1 riportata sotto.

MODALITÀ DI DETERMINAZIONE	TIPO DI VALUTAZIONE		DATI DI INGRESSO			SCOPO DELLA VALUTAZIONE
			Uso	CLIMA	EDIFICIO	
Calcolo	A1	Di progetto (Design Rating)	Standard	Standard	Progetto	Ottimizzazione delle soluzioni e permesso di costruire
	A2	Standard (Asset Rating)	Standard	Standard	Reale	Certificazione energetica
	A3	Su misura (Tailored Rating)	In funzione dello scopo		Reale	Ottimizzazione, diagnosi, valutazioni economiche
Misura	B	Condizioni operative	Reale	Reale	Reale	Previsione di classificazione ed eventuale completamento del certificato energetico

Tabella 2.1 - Prestazioni energetiche dei sistemi edificio/impianto

La valutazione di progetto (A1) è effettuata dal progettista, che deve verificare, prima della costruzione dell'edificio, che le caratteristiche dell'edificio progettato siano conformi, in condizione convenzionali, alle prescrizioni di legge oltre che ai requisiti commissionati dal committente. La valutazione standard (A2), quella utilizzata per la certificazione energetica, viene effettuata sulla base dei dati relativi all'edificio e all'impianto reale, come ostruito; per le modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio e dell'impianto si assumono valori convenzionali di riferimento. La valutazione standard corrisponde esattamente a quella di progetto se l'edificio è costruito esattamente come progettato.

La valutazione su misura (A3), quella utilizzabile per la diagnosi energetica, ma soprattutto per individuare le ragioni di eventuali anomalie di consumo, è effettuata nelle condizioni effettive di utilizzo: per le modalità di occupazione e di uso dell'edificio e dell'impianto si assumono infatti i valori effettivi di funzionamento.

Se il calcolo è effettuato correttamente e se le condizioni reali di utilizzo dell'edificio ed i parametri reali coincidono con i parametri utilizzati per il calcolo, il valore del fabbisogno energetico così calcolato deve coincidere con il consumo reale di energia primaria dell'edificio.

La valutazione basata sulla misura del consumo storico di energia primaria (B), pur importante per valutare l'urgenza di eventuali misure di risparmio energetico, non fornisce però dati oggettivamente riferibili al sistema edificio/impianto né indicazioni sulle cause dell'eventuale consumo elevato. Il consumo può infatti risultare modesto solo perché l'edificio non è stato abitato [22].

2.2.8.1 UNI TS 11300 – Parte 3

Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale.

La prima parte delle Specifiche Tecniche in questione definisce le modalità per l'applicazione nazionale della UNI EN ISO 13790 con riferimento al metodo mensile per il calcolo dei fabbisogni di energia termica per riscaldamento e per raffrescamento. È rivolta a tutte le possibili applicazioni previste dalla UNI EN ISO 13790: calcolo di progetto (design rating), valutazione energetica di edifici attraverso il calcolo in condizioni standard (asset rating) o in particolari condizioni climatiche e d'esercizio (tailored rating) [23].

La UNI TS 11300 – 1 consente l'esecuzione di tre tipi di valutazioni in funzione di :

- tipo di edificio (esistente o da realizzare);
- finalità (progetto, certificazione energetica, diagnosi energetica, ecc.);
- condizioni al contorno (dati climatici e dati relativi alle condizioni di utilizzo reali o di progetto).

È rivolta a tutte le possibili applicazioni previste dalla UNI EN ISO 13790:

- calcolo di progetto (design rating);
- valutazione energetica di edifici attraverso il calcolo in condizioni standard (asset rating);
- in particolari condizioni climatiche e d'esercizio.

Tra gli aspetti salienti, spicca l'aggiornamento dei dati e delle procedure di calcolo relativi ad apporti dovuti a ventilazione naturale e ricambi d'aria, apporti termici gratuiti dovuti a fonti interne e al sole, e la revisione dei corretti criteri per la zonizzazione dell'edificio.

È interessante osservare che la norma prevede sia il calcolo dei fabbisogni energetici invernali che quelli estivi. Le relazioni proposte sono:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \times Q_{gn} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \times (Q_{inf} + Q_{sol}) \quad (2.1)$$

$$Q_{C,nd} = Q_{gn} - \eta_{C,ls} \times Q_{H,ct} = (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \times (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \quad (2.2)$$

dove:

$Q_{H,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per il riscaldamento;

$Q_{C,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffrescamento;

$Q_{H,ht}$ è lo scambio termico totale nel caso di riscaldamento;

$Q_{C,ht}$ è lo scambio termico totale nel caso di raffrescamento;

$Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di riscaldamento;

$Q_{C,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di raffrescamento;

$Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di riscaldamento;

$Q_{C,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di raffrescamento;

Q_{gn} sono gli apporti termici totali;

Q_{int} sono gli apporti termici interni;

Q_{sol} sono gli apporti termici solari;

$\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti termici;

$\eta_{C,ls}$ è il fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche.

Nella norma sono illustrati tutti i procedimenti volti alla determinazione di tutti i parametri esposti sopra, per i quali si rimanda alla stessa specifica

tecnica. In seguito verranno comunque ripresi alcuni di questi procedimenti, al fine di analizzare il caso si studio che tratteremo.

2.2.8.2 UNI TS 11300 – Parte 2

Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria.

La specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione:

- del fabbisogno di energia utile per acqua calda sanitaria;
- dei rendimenti e dei fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari dei sistemi di riscaldamento e produzione di acqua calda sanitaria;
- dei fabbisogni di energia primaria per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitari.

La specifica tecnica si applica a sistemi di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti:

- per il solo riscaldamento;
- misti o combinati per il riscaldamento e produzione acqua calda sanitaria;
- per sola produzione acqua calda per usi igienico-sanitari [24].

È importante sottolineare che la UNI TS 11300-2 non considera impianti alimentati da fonti energia rinnovabili, oggetto della quarta parte della Specifica Tecnica. In particolare questa seconda parte aggiorna i criteri della Raccomandazione CTI 03/03 per l'individuazione del fabbisogno di energia utile per l'acqua calda sanitaria.

Questo aspetto assume grande rilevanza per il corretto dimensionamento degli impianti solari, poiché costituisce lo step di partenza per la verifica della copertura minima di fabbisogno energetico per tale utilizzo, come imposto dalle normative nazionali e/o regionali. A questo proposito, il calcolo viene aggiornato rispetto a quanto già indicato dalla Raccomandazione CTI 03/03 (che dalle esperienze raccolte sul campo sovrastima tale fabbisogno rispetto alle condizioni reali di utilizzo

dell'edificio). Nel caso particolare di analisi di edifici ad uso residenziale, la valutazione viene condotta, come già previsto dalla Raccomandazione del 2003, in relazione alle dimensioni dell'immobile. A differenza di quest'ultima, però, la UNI TS 11300-2 mantenendo come condizione al contorno una differenza tra la temperatura dell'acqua in ingresso nell'impianto dalla rete e quella convenzionale di erogazione pari a 25°C, modifica il criterio di valutazione facendo riferimento non più alla superficie lorda dell'abitazione, ma bensì a quella utile, venendo così a correggere parzialmente il sovradimensionamento che deriva dall'applicazione del precedente testo.

2.2.8.3 UNI TS 11300 – Parte 3

Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica fornisce dati e metodi per la determinazione:

- dei rendimenti e dei fabbisogni di energia dei sistemi di climatizzazione estiva;
- dei fabbisogni di energia primaria per la climatizzazione estiva.

La specifica tecnica si applica unicamente agli impianti fissi di climatizzazione estiva con macchine frigorifere azionate elettricamente. Essa si applica a sistemi di nuova progettazione, ristrutturati o esistenti:

- per il solo raffrescamento;
- per la climatizzazione estiva.

In realtà non è una norma UNI, ma è un progetto di norma sottoposto alla fase di inchiesta pubblica, da utilizzare solo ed esclusivamente per fini informativi e per la formulazione di commenti [25].

La determinazione della quantità di energia primaria richiesta per la climatizzazione estiva si basa sul valore del fabbisogno di energia termica utile $Q_{C,nd}$ dell'edificio calcolato in condizioni ideali (temperatura uniforme in tutto il volume climatizzato) per la stagione estiva e prevede una

procedura che porta ad individuare, su base mensile estesa a tutta la stagione di raffrescamento, le seguenti grandezze:

1. il coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} e stagionale η_{ms} del sistema di produzione dell'energia frigorifera;
2. il fabbisogno di energia primaria $Q_{C,P}$ necessaria per il raffrescamento dell'edificio (eventualmente maggiorata del fabbisogno di energia termica utile dovuto ai trattamenti dell'aria) in base al tipo e alle caratteristiche dell'impianto previsto o installato.

La metodologia di calcolo descritta nella presente specifica tecnica:

- include sia la valutazione delle perdite di distribuzione, regolazione ed emissione dell'impianto di climatizzazione estiva (rendimenti di distribuzione, regolazione ed emissione) sia gli eventuali risparmi dovuti a recuperi di calore, o altro;
- fa riferimento alla configurazione impiantistica adottata includendo nel calcolo anche il consumo energetico delle apparecchiature per la distribuzione dei fluidi termo vettori (pompe e ventilatori) e l'eventuale
- presenza di altri accessori (post-riscaldatori elettrici, umidificatori, ventilatori per il ricambio igienico dell'aria, ecc.);
- valuta il fattore di carico per l'individuazione delle condizioni a carico parziale delle macchine in relazione al comportamento edificio-impianto.

Nel capito 4 verrà esaminata in dettaglio la presente specifica tecnica, in quanto lo studio che si andrà ad effettuare si basa sulla stessa norma.

3

LA PRODUZIONE DEL FREDDO

Produrre freddo significa realizzare la sottrazione di calore da un sistema (corpo, ambiente confinato, corrente fluida, ecc.) la cui temperatura è inferiore alla temperatura T_a dell'ambiente naturale esterno nel quale si opera. Nella prassi della climatizzazione civile la sottrazione di calore può riguardare direttamente l'aria nella fase di trattamento negli impianti cosiddetti ad espansione diretta, o il flusso d'acqua del circuito idronico chiuso di distribuzione del freddo alle varie utenze remote negli impianti con produzione di freddo centralizzata, o ancora l'acqua in vasca o serbatoio, eventualmente anche in cambiamento di fase, quando l'impianto di condizionamento è provvisto di accumulo di freddo di questo tipo; altre situazioni possono essere naturalmente possibili.

Numerosi sono i sistemi che permettono la produzione continua di freddo artificiale, alcuni dei quali di interesse esclusivamente accademico, almeno allo stato attuale della tecnologia. Le temperature e le potenze proprie della produzione di freddo per il condizionamento dell'aria fanno sì che in questo ambito vengano impiegate esclusivamente particolari macchine operatrici a fluido (*macchine frigorifere*), nelle quali un opportuno fluido operatore (che può essere anche in forma di miscela pluricomposta) compie una serie di trasformazioni termodinamiche chiuse in un ciclo inverso (*ciclo frigorifero*) che, quale effetto utile esterno, realizza appunto la generazione di freddo [26].

3.1 IL CICLO FRIGORIFERO

Una macchina frigorifera permette di trasferire del calore da una sorgente a temperatura più fredda ad una a temperatura più calda, invertendo lo scambio naturale, cioè come mostrato in figura 3.1. L'esempio più banale, sotto gli occhi di tutti ogni giorno, è il frigorifero domestico: dal vano

alimenti viene trasferito del calore all'ambiente della cucina. Il vano alimenti è la sorgente fredda del frigorifero domestico e la cucina la sorgente calda.

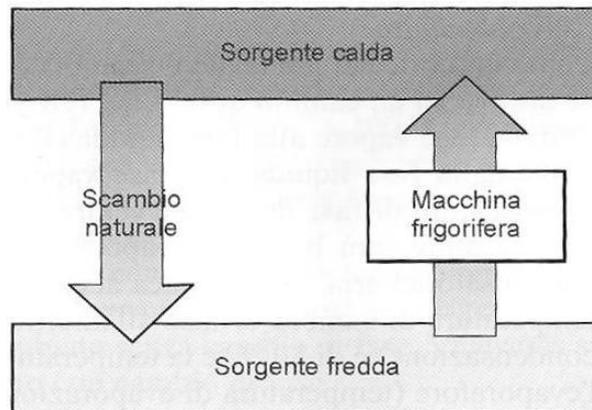


Figura 3.1 – Flusso dello scambio termico

La termodinamica insegna come lo scambio sia possibile solamente fornendo energia ad un sistema frigorifero. La figura 3.2 mostra il ciclo frigorifero nella sua conformazione di base, caratterizzato da quattro elementi fondamentali:

- 1) il compressore;
- 2) il condensatore, ovvero lo scambiatore di calore tra il fluido refrigerante e la sorgente calda;
- 3) l'organo di laminazione che nelle macchine frigorifere per la climatizzazione è sempre costituito da una valvola termostatica;
- 4) l'evaporatore, ovvero lo scambiatore di calore tra la sorgente, il fluido refrigerante e la sorgente fredda.

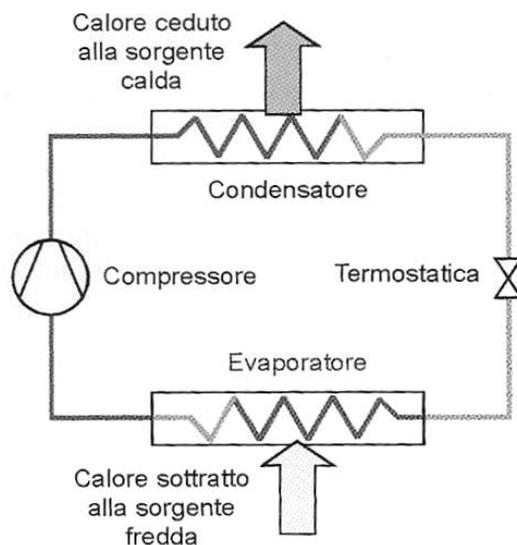


Figura 3.2 - Circuito frigorifero

Nell'evaporatore il fluido refrigerante ha una temperatura inferiore a quella della sorgente fredda per cui si ha un trasferimento naturale di calore dalla seconda al primo. Viceversa nel condensatore il fluido refrigerante si trova ad una temperatura superiore a quella della sorgente calda alla quale è pertanto in grado di cedere calore.

Il trasferimento di calore dalla sorgente fredda a quella calda avviene allora attraverso due scambi naturali: il primo nell'evaporatore, dalla sorgente fredda al refrigerante, ed il secondo nel condensatore, dal refrigerante alla sorgente calda. Compressore ed organo di laminazione hanno lo scopo di portare il refrigerante nelle condizioni richieste per consentire i due rispettivi scambi. Per capire quali siano queste condizioni, è necessario effettuare un altro piccolo passaggio.

Come è intuibile dal nome degli scambiatori, il trasferimento di calore avviene attraverso un cambio di fase del refrigerante: nel condensatore esso passa dalla fase vapore alla fase liquida (il fluido condensa) e nell'evaporatore passa dalla fase liquida alla fase vapore (il liquido evapora). Ovviamente questi scambi di fase devono avvenire a temperature diverse, più elevata al condensatore, più bassa all'evaporatore. Ad esempio, in un refrigerante condensato ad aria, che produca acqua a 7°C con aria esterna a 35°C , la temperatura di scambio di fase all'interno del condensatore (temperatura di condensazione) è di 50°C e la temperatura di cambio di fase all'interno dell'evaporatore (temperatura di evaporazione) è di 2°C .

La banale esperienza quotidiana permette di comprendere come sia possibile che un fluido possa cambiare di stato a temperature diverse. L'acqua evapora a 100°C solamente se si trova alla pressione atmosferica. Se la pressione è inferiore evapora a temperatura più bassa: infatti, la pasta non cuoce bene in alta montagna perché la temperatura massima raggiunta dall'acqua è inferiore a quella a livello del mare. Viceversa, se la pressione è superiore a quella atmosferica, l'evaporazione avviene a temperatura maggiore. Su questo principio si basa la pentola a pressione: cuoce più in fretta perché la temperatura raggiunta dall'acqua è superiore a 100°C.

Il ciclo frigorifero funziona perché il refrigerante si trova a due pressioni diverse nel condensatore (più alta) e nell'evaporatore (più bassa): quali siano questi valori, dipende dal tipo di refrigerante.

Da qui si comprendono chiaramente gli scopi del compressore e del condensatore e dell'organo di laminazione: il primo ha il compito di innalzare la pressione del refrigerante dal valore di evaporazione a quella di condensazione, il secondo ha la funzione contraria.

In pratica, dal punto di vista delle pressioni, il circuito è diviso in due parti: a valle del compressore fino a monte della valvola termostatica il circuito si trova in alta pressione, a valle della termostatica fino a monte del compressore si trova in bassa pressione.

Ricapitolando, è possibile un passaggio di calore dalla sorgente fredda, a temperatura inferiore, alla sorgente calda, a temperatura superiore, solamente fornendo al sistema l'energia necessaria per comprimere il refrigerante dalla pressione di evaporazione a quella di condensazione.

3.1.1 IL CICLO FRIGORIFERO NEL DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA

Il ciclo frigorifero può essere facilmente rappresentato in un diagramma pressione – entalpia specifica.

L'entalpia specifica è misurata in kJ/kg ed è quindi un'energia specifica. L'entalpia è la corrispondente termodinamica dell'energia potenziale nella meccanica. Un oggetto, di una certa massa m posto ad una certa altezza h , ha un'energia potenziale tanto maggiore quanto più è pesante (m è elevato) e quanto più è posto in alto (h è elevata). Infatti se l'oggetto fosse fatto

cadere, svilupperebbe un'energia funzione della sua massa e dell'altezza della caduta. Analogamente una sostanza ha una sua energia potenziale determinata dalla sua entalpia, funzione della sua pressione, temperatura e stato.

Ogni sostanza disegna nel diagramma pressione – entalpia una sorta di campana, come mostrato in figura 3.3. La scala della pressione è logaritmica. La campana è divisa in due parti: nei punti della linea grigia il refrigerante si trova nelle condizioni di liquido, nei punti della linea nera si trova, invece, nelle condizioni di vapore saturo. Nel vertice della campana si trova il punto critico, ove il refrigerante è in equilibrio tra la fase liquida e la fase vapore. All'interno della campana, il refrigerante si trova in una fase mista, un pò liquido e un pò vapore. Si indica con il termine “titolo” la percentuale di vapore sulla quantità totale di massa di refrigerante. A destra della linea del vapore saturo si trova l'area del vapore surriscaldato, mentre a sinistra della linea del liquido saturo si trova l'area del liquido sottoraffreddato.

Nel diagramma pressione – entalpia vengono riportate anche delle altre curve, molto importanti: le curve a temperatura costante (isoterme), quelle a densità costante e quelle a entropia costante (isoentropiche). Le curve isoterme sono differenti a seconda che le sostanze siano delle sostanze pure, delle miscele azeotropiche o delle miscele zeotropiche. Per le sostanze pure (come R22 o R134a) e per le miscele azeotropiche (quelle, cioè, che si comportano come sostane pure) all'interno della campana la temperatura rimane costante durante tutto il cambiamento di fase (figura 3.4). Si comporta in questo modo anche l'acqua: a pressione atmosferica l'acqua bolle a 100 °C. Sia l'acqua che sta bollendo, sia il vapore acqueo appena formatosi rimangono alla stessa temperatura fino a quando l'ultima goccia di liquido non è evaporato. Solo allora il vapore si può surriscaldare.

Le temperature sono crescenti con la pressione, nel senso che la curva T_3 è a temperatura superiore alla curva T_2 che è sua volta a temperatura superiore alla curva T_1 .

Le miscele zeotropiche non si comportano come se fossero un'unica sostanza, ma i loro singoli elementi cambiano di fase in momenti successivi. Per questo motivo all'interno della campana le temperature non rimangono costanti, ma aumentano passando dal liquido al vapore (figura 3.5). Il liquido è sempre a temperatura inferiore rispetto al vapore. Questo

fenomeno è conosciuto come “Glinde”. Il valore del glinde, ovvero la differenza di temperatura tra vapore e liquido, dipende dal tipo di refrigerante e dalla pressione di lavoro. Per esempio, nel caso di R407C, il glinde è circa 6 °C alle pressioni di evaporazione e 5 °C alle pressioni di condensazione: ciò significa che il liquido è rispettivamente 6 °C e 5 °C più freddo del vapore saturo.

Sul diagramma pressione – entalpia, nell’aria del vapore surriscaldato, sono riportate anche altre due famiglie di curve importanti per determinare le prestazioni del ciclo frigorifero; le curve a densità costante e le curve a entropia specifica costante (figura 3.6). La densità è misurata in kg/m^3 , mentre l’entropia è misurata in kJ/kg K .

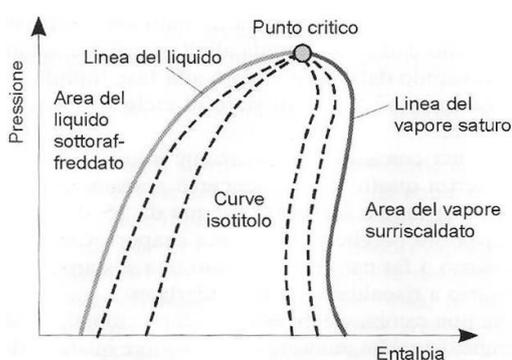


Figura 3.3 - Diagramma di pressione – entalpia

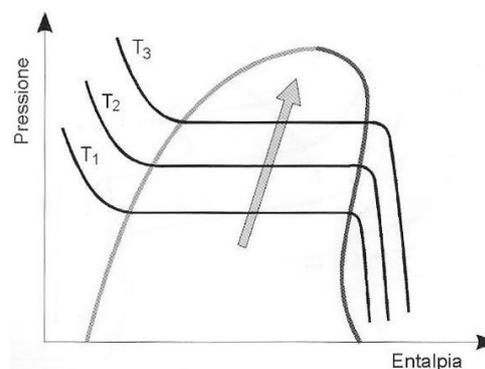


Figura 3.4 – Temperatura di lavoro

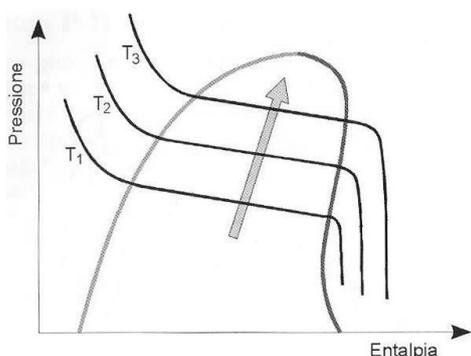


Figura 3.5 - Temperature di lavoro per miscele zeotropiche

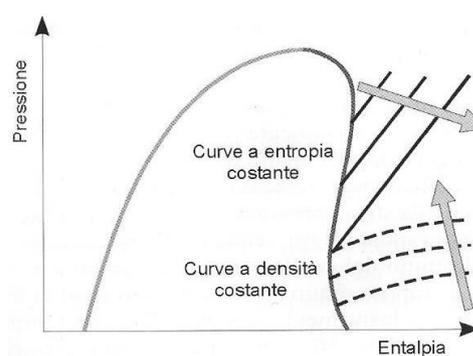


Figura 3.6 – Curve a entropie e densità costanti

In figura 3.7 sono riportate in un diagramma pressione – entalpia le trasformazioni subite dal refrigerante in un ciclo frigorifero.

Il compressore aspira vapore surriscaldato ad una certa pressione (punto 1), inferiore a quella di evaporazione (punto 9) a causa delle perdite di carico

lungo la linea di aspirazione, elevandolo ad una pressione superiore (punto 2).

Il punto 1 è molto importante. Il compressore aspira un certo volume di refrigerante, ma la capacità di scambiare calore non dipende dal volume, bensì dalla massa. Tra volume e massa c'è di mezzo la densità che, come visto in figura 3.6, è tanto minore quanto più bassa è la pressione e più distante è il punto 1 dalla linea del vapore saturo.

La portata di massa, ovvero il peso mosso da un compressore in una certa frazione di tempo, è data da:

$$M = \rho \times Q \quad (3.1)$$

dove:

M: portata di massa, espressa in kg/s;

ρ : densità del refrigerante alle condizioni del punto 1, espressa in kg/m³;

Q: portata di refrigerante, espressa in m³/h.

A causa della compressione la temperatura del refrigerante aumenta e, di conseguenza, aumenta pure l'entalpia (funzione di pressione e temperatura). La compressione non avviene lungo una isoentropica, cosa possibile teoricamente solo con un compressore ideale, con rendimento del 100%, ma comporta un aumento di entropia (maggiore del punto 2 rispetto al punto 1). La temperatura raggiunta nel punto 2 può variare da 70 °C fino a 120 °C, a seconda sia del tipo fluido frigorigeno impiegato, sia della pressione di condensazione.

Il lavoro compiuto dal compressore per portare un kg di refrigerante dalle condizioni del punto 1 a quelle del punto 2 è dato dalla differenza di entalpia tra i due punti. Moltiplicando questa differenza per la portata di massa del compressore si ottiene la potenza meccanica assorbita (kW). Si ha pertanto.

$$P_H = M \times (H_2 - H_1) \quad (3.2)$$

dove H è l'entalpia.

Se le perdite di carico della linea di mandata tra il compressore (punto 2) e l'ingresso del condensatore (punto 3) fossero nulle, la pressione in uscita

dal compressore e la pressione di condensazione sarebbero uguali ed il punto 2 ed il punto 3 sarebbero sovrapposti e si troverebbero nel punto d'intersezione tra la retta di compressione e quella del desurriscaldamento, subito a sinistra del punto 3.

Le resistenze della linea, invece, provocano una caduta di pressione per cui il compressore deve necessariamente portare il refrigerante ad una pressione superiore, con aumento del lavoro di compressione.

Nel primo tratto del condensatore, tra i punti 3 e 4, il refrigerante si raffredda, rimanendo alla stessa pressione, e passa dallo stato di vapore surriscaldato a quello di vapore saturo, scambiando esclusivamente calore sensibile. Nel secondo tratto del condensatore, tra i punti 4 e 5, il refrigerante passa dallo stato di vapore saturo (titolo 100) allo stato di liquido (titolo 0), scambiando calore esclusivamente latente. Durante la trasformazione, la pressione rimane costante. Nei fluidi puri e nelle miscele azeotropiche rimane costante anche la temperatura, che invece cambia nelle miscele zeotropiche, quali l'R 407C e l'R410A.

Nell'ultimo tratto di condensatore, tra i punti 5 e 6, il refrigerante si raffredda ulteriormente (generalmente di 3 – 7 °C), scambiando solo calore sensibile. Nel condensatore, quindi, avvengono tre successivi scambi di calore: un primo sensibile, il desurriscaldamento, un secondo latente, la condensazione vera e propria, un terzo nuovamente sensibile, il sottoraffreddamento.

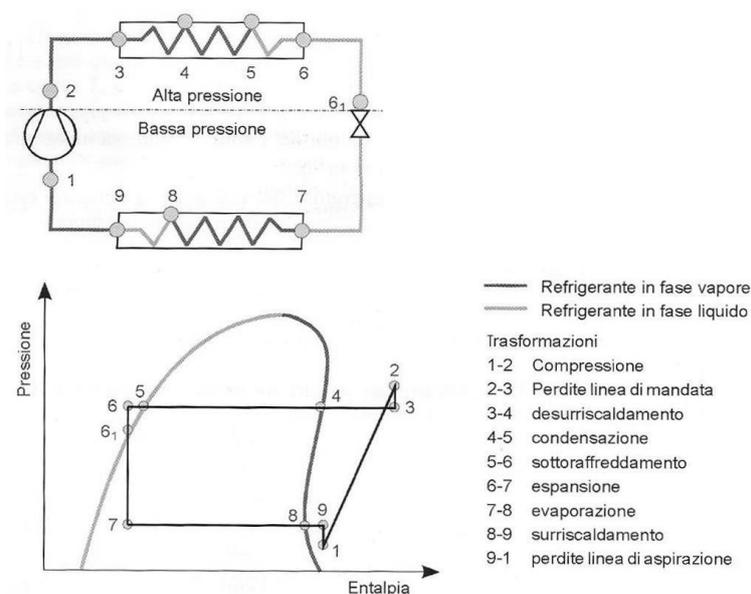


Figura 3.7 - Circuito frigorifero nel diagramma P - H

Nella realtà i cambiamenti di fase non avvengono a pressione perfettamente costante. Il transito del refrigerante all'interno dell'evaporatore e del condensatore provoca delle perdite di carico, quindi una variazione continua della pressione che diminuisce nel senso del flusso, come mostrato in figura 3.8. Le perdite dipendono sia dal refrigerante che dal tipo di scambiatore utilizzato e sono generalmente limitate. La figura 3.8 dà un'idea solamente qualitativa, perché i tratti 3-6 e 7-9 sono quantitativamente meno inclinati.

Per ogni kg di refrigerante, il calore scambiato nel condensatore è dato dalla differenza di entalpia tra i punti 3 e 6.

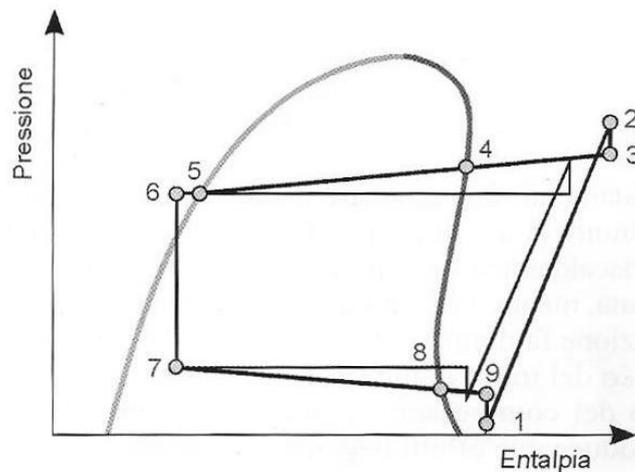


Figura 3.8 - Effetto delle perdite di carico lato refrigerante negli scambiatori

La potenza scambiata dal condensatore è data da:

$$P_C = M \times (H_2 - H_6) \quad (3.3)$$

La percentuale di calore scambiata durante il desurriscaldamento (tratto 3-4) varia dal 20% al 30% dello scambio totale in funzione della pressione di condensazione (è maggiore per pressioni più elevate).

Il sottoraffreddamento ha un'influenza minore, ma è estremamente importante: la valvola termostatica, infatti, lavora in modo corretto solamente se alimentata da refrigerante in fase liquida. Il sottoraffreddamento serve allora per evitare che la caduta di pressione dovuta alle perdite di carico del tratto tra l'uscita del condensatore alla valvola termostatica (dal punto 6 al punto 6₁ di figura 3.7) portino il

refrigerante ad un titolo superiore a 0, come avverrebbe se le condizioni di uscita dal condensatore fossero quelle del punto 5 (il punto 6₁ si verrebbe a trovare all'interno della campana).

Tra il punto 6 e il punto 7 avviene l'espansione, ovvero sia il passaggio del refrigerante dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione. L'espansione è dovuta principalmente all'organo di laminazione, la valvola termostatica ed in misura estremamente ridotta dalle perdite di carico dei tratti di tubazione tra i due scambiatori.

All'ingresso dell'evaporatore entra il refrigerante con un titolo superiore allo 0, perché una piccola percentuale dell'evaporazione avviene durante la laminazione. Nella prima parte dell'evaporatore, tra i punti 7 e 8, avviene l'evaporazione di tutto il refrigerante, con scambio di calore latente. L'evaporazione avviene teoricamente a pressione costante e nei fluidi puri e nelle miscele azeotropiche anche a temperatura costante. Nelle miscele zeotropiche, invece, si ha una variazione di temperatura (fenomeno del glide). Nella realtà, nell'evaporatore le perdite di carico abbassano la pressione lungo il senso del flusso, come mostrato in figura 3.8. Nell'ultimo tratto dell'evaporatore, tra i punti 8 e 9, il refrigerante si riscalda e passa dallo stato di vapore saturo a quello di vapore surriscaldato.

Il surriscaldamento è fondamentale per la salvaguardia del compressore che deve sempre essere alimentato esclusivamente da fluido in fase vapore.

Come è noto, il liquido non è comprimibile, a differenza del vapore, per cui, qualora al compressore arrivasse refrigerante a titolo inferiore a 100 (presenza di particelle di liquido) si potrebbero avere dei danni seri. Il fenomeno, noto con le denominazioni di "ritorno di fluido" e "colpi di liquido" è spesso la causa determinante delle rotture dei compressori.

Il calore scambiato dall'evaporatore da 1 kg di refrigerante è dato dalla differenza di entalpia tra i punti 9 e 7. La potenza scambiata dall'evaporatore è data da:

$$P_E = M \times (h_9 - h_7) \quad (3.4)$$

Da qui si comprende l'importanza energetica del sottoraffreddamento e del surriscaldamento. Il primo permette, a parità di lavoro di compressione, di aumentare lo scambio di calore all'evaporatore: se, infatti, all'uscita del condensatore si avesse liquido saturo (punto 5) anziché liquido sottoraffreddato (punto 6), il punto 7, ovvero la condizione del refrigerante

all'ingresso dell'evaporatore, si troverebbe più a destra nel diagramma (entalpia maggiore), con conseguente minore scambio termico (inferiore differenza di entalpia tra i punti 9 e 7).

Anche il surriscaldamento fa aumentare il salto entalpico, però, contemporaneamente, fa diminuire la densità e quindi la portata di massa del compressore. Pertanto il surriscaldamento non produce sostanzialmente alcun effetto sulla potenza scambiata, mentre fa diminuire l'efficienza perché l'aumento di temperatura all'aspirazione fa diminuire il rendimento del compressore.

Le perdite di carico del tratto di tubazione tra l'uscita dell'evaporatore (punto 9) e l'ingresso del compressore (punto 1) portano ad una riduzione di pressione. Ciò produce due effetti negativi: da un lato l'aumento del salto di pressione da far compiere al refrigerante e dall'altro la diminuzione della densità, con conseguente riduzione della portata di massa [27].

3.2 FLUIDI FRIGORIGENI

Le proprietà fondamentali che un fluido dovrebbe possedere per prestarsi in maniera ottimale ad agire da fluido di lavoro nelle macchine frigorifere a compressione di vapore sono le seguenti [28]:

- essere chimicamente stabile ed inerte, nelle condizioni di lavoro del ciclo frigorifero ed a contatto con i più comuni materiali metallici, plastici ed elastometrici usati nelle macchine frigorifere, con gli oli lubrificanti, ecc.;
- essere compatibile con l'ambiente, non presentare cioè effetti nocivi in caso di fughe o scarico dell'impianto;
- non essere tossico o infiammabile, per non creare situazioni di pericolo in caso di fughe in un ambiente chiuso, o di panico (ad esempio per l'odore pungente, come per l'ammoniaca) in un ambiente affollato;
- avere proprietà termodinamiche appropriate. Tra queste particolare importanza riveste la relazione di saturazione temperatura-pressione: un fluido frigorifero ottimale dovrebbe essere tale da non dar luogo a pressioni troppo elevate al condensatore (con evidente aggravio sul

dimensionamento meccanico dei diversi componenti di macchina), ma nello stesso tempo non dar luogo a pressioni troppo basse all'evaporatore, possibilmente non inferiori alla pressione atmosferica in quanto è preferibile che difetti di tenuta dell'impianto causino fuoriuscita di fluido frigorifero, piuttosto che ingressi d'aria (incondensabile) accompagnata da umidità nel circuito frigorifero. Inoltre, dal valore della pressione all'ingresso di un compressore volumetrico dipende sostanzialmente l'effetto frigorifero volumetrico del fluido frigorifero, per cui, per utilizzare componenti di macchina di dimensioni ridotte a parità di potenza frigorifera prodotta, si dovrebbe utilizzare un fluido con pressione elevata. Con compressori centrifughi possono trovare impiego anche fluidi altobollenti, per poter estendere il campo di impiego di queste macchine verso potenze frigorifere basse (comunque superiori a 200kW). Per un fluido frigorifero è inoltre preferibile che la curva limite superiore abbia pendenza negativa nel diagramma T-s, per evitare pericolo di compressione in regime umido; peraltro non si dovrebbero raggiungere valori troppo elevati per la temperatura di fine compressione nelle condizioni di lavoro, per evitare il pericolo di decomposizione termica dell'olio lubrificante, con formazione di depositi carboniosi. Infine, per esaltare l'efficienza termodinamica di ciclo, la temperatura critica del fluido frigorifero dovrebbe essere la più elevata possibile (compatibilmente con le altre esigenze) rispetto alla temperatura di condensazione di ciclo; così infatti si riducono le perdite termodinamiche del processo di laminazione.

Oltre a quelle citate, altre caratteristiche possono assumere importanza, con generalità oppure in funzione di specifiche applicazioni, quali: valori favorevoli delle proprietà di trasporto (viscosità e conduttività termica, per ridurre le perdite di carico nelle tubazioni e nei componenti, ed esaltare lo scambio termico nel condensatore e nell'evaporatore); appropriato comportamento con gli oli lubrificanti (si richiede usualmente completa mutua solubilità tra olio e fluido frigorifero, per assicurare il ritorno dell'olio, che accompagna il fluido frigorifero nelle trasformazioni di ciclo, alla coppa del compressore volumetrico; nei compressori centrifughi il fluido frigorifero e l'olio lubrificante non circolano invece in contatto);

elevata costante dielettrica della fase vapore (nell'uso in compressori ermetici, ove il fluido frigorifero raffredda direttamente il motore elettrico di trascinamento del compressore); basso punto di congelamento; facilità di individuazione delle fughe; disponibilità di un processo produttivo semplice; basso costo.

Da quanto detto, si deve innanzi tutto concludere come l'acqua, che avrebbe molte delle prerogative desiderabili in un fluido frigorifero, non si presti all'impiego almeno con i compressori volumetrici tradizionali. Il limite inferiore di temperatura raggiungibile con l'acqua è 0 °C, che è peraltro un livello di temperatura sufficiente per il condizionamento dell'aria. Tuttavia a temperature prossime allo zero centigrado, la pressione di saturazione è molto bassa (0,008 bar a 4 °C), e quindi il volume specifico del vapore saturo secco è molto elevato (157 m³/kg a 4 °C), e conseguentemente l'effetto frigorifero volumetrico è molto basso, dell'ordine di 0,5% di quello dei fluidi frigoriferi tradizionali. L'acqua è impiegata come fluido frigorifero solo con adatti compressori centrifughi a compressioni non meccanica (macchine frigorifere ad assorbimento o a termocompressione).

Esclusa quindi l'acqua quale fluido di lavoro per la refrigerazione meccanica (a parte alcune applicazioni particolari), la scelta rimane limitata tra pochi altri fluidi naturali ed alcune sostanze di sintesi (eventualmente anche miscele di questi fluidi).

Esiste una normativa dell'associazione statunitense degli operatori della refrigerazione e condizionamento dell'aria (ASHRAE), sostanzialmente ripresa da molti organismi normatori sia nazionali che internazionali, che attribuisce ai vari possibili fluidi frigoriferi una denominazione alfanumerica convenzionale, classificando gli stessi anche in base alle caratteristiche di infiammabilità e tossicità. Si tratta dell'ANSI/ASHRAE Standard 34-1992 dal titolo *Number Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Le principali disposizioni di questa norma sono riportate in seguito.

I fluidi frigoriferi vengono individuati dalla lettera R, o R- (iniziale della parola Refrigeranti) seguita da una stringa alfanumerica. Per i prodotti puri derivati dal metano, etano e propano per sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi di cloro e/0 fluoro, la stringa è costituita da due o tre cifre (R-XYZ) con la seguente regola:

- la prima cifra rappresenta il numero di atomi di carbonio nC della molecola diminuito di una unità:

$$X = nC - 1$$
 Se risulta $X = 0$ la prima cifra si omette (serie a due cifre);
- la seconda cifra Y indica il numero degli atomi di idrogeno nH nella molecola aumentato di una unità:

$$Y = nH + 1$$
- infine la terza cifra Z indica il numero di atomi di fluoro nF nella molecola:

$$Z = nF.$$

I fluidi frigoriferi in forma di miscele pluricomponente commercializzati sono raggruppati sequenzialmente nelle serie R-400 (miscele zeotropiche) e R-500 (miscele azeotropiche). Il numero attribuito nell'ambito della serie è caratteristico dei componenti la miscela, mentre diverse composizioni degli stessi componenti vengono distinte con lettere maiuscole successive al numero. Ad esempio il fluido frigorifero R-407C è una miscela zeotropica di R-32, R-125 ed R-134° (alle miscele di questi tre componenti è stato attribuito il numero 407) nella percentuale rispettiva di massa 23%, 25% e 52% (specificatamente per tale composizione della miscela è stata attribuita la lettera C); la stessa miscela può convenzionalmente .

Ai prodotti inorganici utilizzabili come fluidi frigoriferi è riservata la serie R-700: lo specifico numero identificativo si ottiene aggiungendo a 700 la massa molecolare relativa (arrotondata) della particolare sostanza. Si ha così ad esempio: R-717 (ammoniaca), R- 718 (acqua), R-744 (anidride carbonica). La serie R-600 è infine riservata a prodotti miscelanei.

Per quanto riguarda le caratteristiche di sicurezza d'impiego dei fluidi frigoriferi, la norma ASHRAE 34-1992 considera gli aspetti relativi all'infiammabilità ed alla tossicità, collocando i diversi prodotti in sei differenti classi contraddistinte da due caratteri alfanumerici: il primo carattere è la lettera A oppure B, e contraddistinguono la tossicità; il secondo carattere è una cifra, 1, 2 oppure 3, ed è relativo all'infiammabilità del prodotto. Le sei classi di possibile caratterizzazione di un fluido frigorifero sono pertanto A1, A2, A3, B1, B2 e B3.

Tra i fluidi frigoriferi maggiormente impiegati nella climatizzazione si citano [29]:

- R-22. Questo fluido refrigerante è un gas monocomponente (“puro”), che fa parte della famiglia degli HCFC (Idroclorofluorocarburi), cioè di quelli che contengono cloro, dannosi per l’ozono stratosferico. Per questo motivo dal 1° gennaio 2004 ne è vietato l’uso nelle macchine di nuova costruzione. Gli impianti esistenti e le macchine ancora presenti nei magazzini possono utilizzare R22, secondo il regolamento europeo N° 2037/2000, entrato in vigore il 1° di ottobre 2000, che ne prescrive l’impiego come gas vergine fino al 31/12/2009, mentre come gas riciclato o rigenerato potrà essere utilizzato fino al 31 dicembre 2014. Dal 1° gennaio 2015 tutti gli HCFC saranno vietati.

Questo regolamento ha obbligato i costruttori ad effettuare il passaggio agli HFC (Idrofluorocarburi dove non c’è più cloro), in particolare all’R407C, soluzione più semplice, ma con qualche problema, oppure a riprogettare le macchine per l’impiego dell’R410A, che consente notevoli miglioramenti in termini di capacità frigorifera, ma con pressioni notevolmente più alte (vedi tabella 3.1).

Tabella 3.1

Confronto pressioni manometriche di lavoro tra R22 - R407C - R410A							
Refrigerante	Temp. Evap. °C	Press. Evap. Bar	Temp. Cond. °C	Press. Cond. Bar			
R22	+2°	4,31	+50°	18,42			
R407C	+2°	4,91 (liq.)	+50°	21,24 (liq.)			
R410A	+2°	7,57	+50°	30,75			

In termini di caratteristiche i nuovi refrigeranti sono simili al loro predecessore R22, ma non uguali, il che comporta cambiamenti nella fase progettuale, costruttiva e manutentiva degli impianti.

- R-407C. Si tratta di una miscela di refrigeranti, appartenenti alla famiglia degli HFC, caratterizzata dalla mancanza di cloro, quindi con ODP (Potere di Distruzione dell’Ozono) pari a 0 e di conseguenza ecologico per quanto riguarda l’ozono. Purtroppo questi

refrigeranti non sono altrettanto ecologici nei confronti dell'effetto serra, in quanto danno comunque il loro contributo, anche se in misura ridotta rispetto ai più pericolosi CFC. Per questo motivo c'è in atto una proposta di regolamento europeo comprendente disposizioni in materia di uso, contenimento, comunicazione dei dati ed immissione in commercio dei gas fluorurati ad effetto serra, tra cui anche gli HFC. Pur non essendo identici l'R22 e l'R407C, non presentano significative diversità di pressione e capacità frigorifera (l'R407C rende circa il 5% in meno dell'R22 a parità di macchina) tali da comportare sostanziali differenze nella scelta dei componenti. Questo ha permesso ai costruttori di utilizzare i progetti delle macchine ad R22 per l'impiego del refrigerante R407C, senza significative modifiche (salvo l'olio del compressore). Inoltre in un impianto esistente si può sostituire l'R22 con l'R407C (retrofit) sempre che ci sia la possibilità di cambiare l'olio del compressore.

- R-410°. Si tratta di un refrigerante chimicamente stabile, poco tossico e non infiammabile, appartenente alla famiglia degli HFC. L'R410A è una miscela refrigerante di R32 (50%) e R125 (50%), con proprietà molto prossime all'azeotropia (si comporta quasi come un gas puro), con una bassa temperatura di scorrimento (glinde), che si può considerare trascurabile (circa 0,2°C alle normali condizioni di lavoro del sistema split). Inoltre non è esplosivo né infiammabile, ha una bassa tossicità (classe di sicurezza A1, come l'R22) e non è corrosivo in condizioni normali. Il limite di esposizione consentito è uguale a quello dell'R407C e dell'R22. La pressione di lavoro è circa 1,6÷1,7 volte più alta rispetto a quella dell'R22. Infatti, con temperatura di evaporazione di 2°C, la pressione manometrica nel lato di bassa è di 7,5 bar per l'R410A contro i 4,3 bar dell'R22, mentre nel lato di alta pressione, con 50°C di condensazione, si hanno 30,7 bar per l'R410A e 18,4 per l'R22. Il grande vantaggio dell'R410A è "l'alta capacità frigorifera", che gli permette, rispetto all'R22, di ottenere la stessa azione di raffreddamento con un compressore più piccolo. Le significative differenze di pressione e capacità frigorifera esistenti tra l'R22 e l'R410A comportano

sostanziali differenze nella scelta dei componenti, in quanto quelli per R22 non possono essere utilizzati negli impianti per R410A. Non si può sostituire l'R22 con l'R410A in un impianto esistente, per non compromettere l'integrità dell'impianto stesso.

3.3 MACCHINE FRIGORIFERE A COMPRESSIONE DI VAPORE PER IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

3.3.1 COMPONENTI ESSENZIALI

La definizione corrente distingue i vari componenti del gruppo frigorifero, comunemente chiamato *gruppo refrigeratore*, in componenti essenziali e componenti ausiliari. Entrambe le categorie sono necessarie per il funzionamento del complesso [30].

Le parti essenziali sono:

- compressori;
- motori elettrici e organi di potenza che con i compressori formano un insieme comunemente denominato gruppo motocompressore;
- condensatori;
- evaporatori;
- dispositivi di laminazione.

Oltre a questi essenziali è doveroso menzionare il fluido refrigerante, generalmente un composto chimico sintetico, di cui si sfruttano i cambiamenti di stato per “generare il freddo”.

3.3.1.1 I COMPRESSORI

I compressori, o meglio il gruppo motocompressore, è la macchina che serve a comprimere il refrigerante e costituisce il componente fondamentale della macchina frigorifera. Più precisamente, esso preleva vapore saturo ad una pressione (o temperatura) inferiore e lo spinge ad una superiore. Questo aumento di pressione (o temperatura) è necessario perché il refrigerante venga posto nelle condizioni di poter attuare il ciclo frigorifero che è basato sul suo cambiamento di stato (scambio di calore latente) a due diverse condizioni di temperatura/pressione.

A seconda del sistema meccanico utilizzato per generare la compressione del vapore saturo, i compressori vengono suddivisi in due categorie principali:

- compressori a spostamento positivo
- compressori dinamici.

I *compressori a spostamento positivo* presentano una camera di raccolta del refrigerante il cui volume viene forzato a variare per generare il processo di compressione. In essi la pressione del vapore viene aumentata (si ottiene cioè la compressione) riducendo il volume della camera, il *cilindro*: l'energia che produce la compressione è applicata al meccanismo del compressore che fa avanzare un organo mobile, il *pistone*, o mette in moto un qualsiasi altro dispositivo utilizzato per ridurre il volume a disposizione del vapore.

I componenti alternativi sono evidenti esempi di questa categoria. Anche se in modo meno apparente, sono anche compressori a spostamento positivo i compressori rotativi, nei quali un eccentrico rotante (che agisce come il pistone degli alternativi) fa variare il volume della camera. Sono a spostamento positivo infine anche i compressori orbitali, nei quali il processo viene compiuto dallo spostamento relativo di due spiroidi, ed i compressori a vite che comprimono il vapore tra i loro rotori elicoidali.

Nei *compressori dinamici* la pressione del vapore viene aumentata (compressione) non per variazione di volume della camera, ma utilizzando il momento angolare impresso ad un elemento rotante, che si chiama *girante*. Il refrigerante viene convogliato dalla girante in una voluta a sezione crescente dove, con la caduta della velocità, l'energia dinamica che

gli è stata impressa si trasforma in pressione. Appartengono a questa categoria i compressori centrifughi o turbocompressori.

Compressori alternativi

L'alternativo, macchina ormai più che matura, è senza dubbio il compressore finora maggiormente usato nel campo della refrigerazione e della climatizzazione. L'efficienza, la sua affidabilità, i particolari tecnologici introdotti, ne fanno una macchina di impiego sicuro, anche se difficilmente ancora migliorabile. Altri compressori, che garantiscono migliori rendimenti, livelli di vibrazione, flessibilità, lo stanno lentamente ma inesorabilmente sostituendo.

Le parti più importanti di un compressore alternativo sono il *cilindro*, che costituisce la camera di compressione, il *pistone*, che ne delimita il volume, il *manovellismo* che trasmette a quest'ultimo l'energia del motore di comando ricevuta attraverso l'*albero a gomito*, e le *valvole* che consentono l'aspirazione e la compressione del vapore. A queste parti se ne aggiungono altre di vitale importanza quali gli *organi di lubrificazione* e quelli di *controllo* della qualità di vapore totale trattato.

Con una descrizione necessariamente schematica del processo, si può dire che il gas refrigerante (portato allo stato di vapore saturo surriscaldato) entra nel compressore tramite l'apertura di aspirazione. Richiamato dalla depressione causata dallo spostamento negativo del pistone, attraversa i filtri che separano le gocce d'olio lubrificante in esso contenute ed ogni eventuale residua quantità di liquido, raffredda eventualmente gli avvolgimenti del motore, e quindi entra nel cilindro tramite la valvola di aspirazione in questa fase aperta. L'olio lubrificante separato si raccoglie per gravità nella sottostante coppa dell'olio, o carter.

Riempito il cilindro, il vapore viene successivamente compresso grazie all'avanzamento positivo del pistone, mentre la valvola d'aspirazione si chiude. A fine corsa pistone, con il raggiungimento della pressione desiderata, la valvola di scarico (o di mandata) si apre ed il vapore compresso fuoriesce dal cilindro ed infine dal corpo compressore attraverso l'apertura di scarico.

Classificazione. I motocompressori alternativi, e ciò vale per tutti i tipi di motocompressori, vengono classificati in relazione alla sistemazione ed all'accessibilità del motore elettrico di comando. Essi possono essere aperti, semiermetici (o ermetici accessibili) ed ermetici (o ermetici sigillati).

- *Aperti.* Il compressore è racchiuso in un corpo in ghisa (carcassa) con albero di trasmissione sporgente attraverso un foro chiuso da un anello di tenuta, e viene azionato da un organo di comando esterno, solitamente un motore elettrico, collegato all'albero tramite un giunto flessibile. Anche gli scudi corrispondenti alle testate dei cilindri sono amovibili per l'ispezione di queste ultime
- *Semiermetici, o ermetici accessibili.* Il motore elettrico è situato in una carcassa imbullonata al corpo del compressore oppure è incorporato con quest'ultimo in un'unica struttura a conchiglia. Le flange sono dotate di guarnizioni a tenuta. Anche le testate dei cilindri (come avviene per gli aperti) sono solitamente ispezionabili per revisioni o riparazioni mediante aperture a tenuta. Il motore elettrico è raffreddato dal gas aspirato (compressore, per gli altri tipi di compressori).
- *Ermetici, o ermetici sigillati* (figura 3.9). Presentano un involucro unico a campana sigillata: compressore e motore elettrico sono assemblati nella campana alla quale sono solidali tramite antivibranti. Essa viene infine sigillata per saldatura: il gas aspirato provvede a raffreddare il motore elettrico. Questo tipo non risulta quindi ispezionabile.

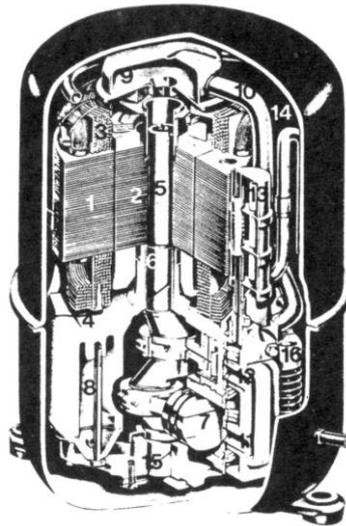


Figura 3.9 - Sezione di un compressore ermetico alternativo

I compressori alternativi utilizzati nel condizionamento dell'aria sono anche detti *monostadio* perché essi dispongono di una sola batteria di cilindri, operanti alle stesse condizioni, nella quale viene acquisita tutta la compressione richiesta, generalmente relativamente modesta. Tuttavia esistono compressori a *doppio stadio* (o multistadio) che, attraverso il trattamento del refrigerante in due batterie di cilindri operanti in serie, generano livelli di compressione molto più elevati. Questi compressori sono utilizzati nella refrigerazione commerciale e nei processi industriali.

Dati di scelta e prestazioni. Una caratteristica importante è il *rapporto di compressione*, che indica nella pratica quanto maggiore è la pressione di mandata rispetto a quella di aspirazione, quale sforzo relativo è dunque richiesto al compressore. Poiché nella pratica dell'impiantistica i dati di partenza disponibili per il calcolo sono semplicemente la temperatura di evaporazione, quella di condensazione e la capacità termica richiesta dal processo, i costruttori di compressori pubblicano delle tabelle di scelta di semplice lettura che, per ogni tipo e cilindrata di compressore della serie costruita, danno al variare di queste tre coordinate la capacità termica, la potenza elettrica assorbita ed il coefficiente di prestazione che è l'indicazione del rendimento globale del compressore stesso.

Un'altra considerazione di estrema importanza nella scelta è il rapporto tra il compressore e l'evaporatore. Gli evaporatori, sono tanto più efficaci, cioè

capaci di trasmettere calore, quanto minore è la temperatura (pressione) di evaporazione. Al contrario si comportano i compressori: la loro capacità aumenta con l'aumentare della temperatura di aspirazione, che è in pratica quella all'uscita dall'evaporatore. Bisogna quindi tener ben presenti questi due opposti effetti per essere consci del punto esatto della curva di funzionamento in cui il compressore scelto dovrà lavorare.

Compressori a pistone rotante o compressori rotativi

L'importanza di questo tipo di compressore è molto modesta nel campo degli impianti di climatizzazione, perché, a causa della loro capacità limitata, essi vengono utilizzati principalmente per apparecchi unitari di comfort domestico (generalmente adatti ad ambienti singoli). Occorre notare comunque che in questa applicazione (capacità non superiore ai 5 kW) i rotativi hanno praticamente sostituito gli alternativi.

In questa sede questi compressori meritano attenzione principalmente perché rappresentano la prima applicazione su vasta scala della tecnologia dei compressori a corpi rotanti che hanno aperto la strada alla compressione "soft" di cui fanno parte i compressori orbitali (gli scroll), i compressori a viti elicoidali (gli screw) e , anche se fuori della categoria dei volumetrici, i compressori centrifughi.

Descrizione del funzionamento e del processo di compressione. Il compressore rotativo è costituito essenzialmente da un corpo circolare (cilindro) entro il quale e ad esso coassiale ruota un rotore eccentrico (pistone) direttamente calettato sull'albero del motore elettrico. Il complesso, che include il sistema di lubrificazione peraltro molto ridotto, è racchiuso in una campana sigillata. Gli avvolgimenti del motore sono raffreddati dal refrigerante aspirato. I rotativi sono dunque motocompressori di tipo ermetico.

I compressori rotativi si distinguono in:

- Rotativi a lama fissa, usati per il condizionamento dell'aria
- Rotativi a lame rotanti (o a palette), generalmente due, utilizzati per ottenere pressioni maggiori.

Caratteristiche meccaniche, singolo e doppio pistone. La caratteristica più importante dei compressori rotativi è che il processo di compressione è praticamente esente dalle pulsazioni caratteristiche degli alternativi; inoltre il rendimento volumetrico non è inficiato da spazi nocivi, presenti negli alternativi e qui praticamente inesistenti, e la lubrificazione è fortemente semplificata, tanto che l'eccentrico è lubrificato semplicemente dall'olio dissolto nel refrigerante.

La valvola di aspirazione risulta soppressa (al suo posto resta solo una semplice valvola di ritegno) e la mancanza del moto alternativo del pistone elimina praticamente tutte le vibrazioni orizzontali e verticali ad esso connesse.

Sono nuovi tipi di configurazione meccanica i compressori rotativi a doppio pistone, nei quali vi sono due eccentrici, che ruotano con uno sfasamento di 180°, operanti in serie. Si ottengono pressioni maggiori e si compensano le spinte orizzontali residue.

I compressori rotativi, proprio per la loro applicazione nel campo del comfort domestico, vengono utilizzati in quantità sempre maggiore per gli apparecchi a ciclo reversibile a pompa di calore, che si avviano a costituire la totalità degli apparecchi domestici. In questa loro applicazione sono spesso controllati da convertitori di frequenza, "inverter" che ne esaltano le capacità e le prestazioni nel comfort residenziale.

Compressori orbitali o spiroidali (gli "scroll")

Descrizione del funzionamento e caratteristiche meccaniche. I compressore orbitali o a spiroide orbitante, comunemente chiamati "scroll", devono la loro rapida ed incontrastata diffusione nel campo delle capacità non elevate, all'esaltazione delle caratteristiche altamente positive introdotte con i compressori rotativi. Ad ogni modo, l'affinarsi delle tecnologie usate e gli sforzi dei progettisti e degli applicatori stanno portando questi compressori a capacità sempre più interessanti nel campo della climatizzazione.

La compressione del vapore avviene utilizzando due profili spiroidali affacciati e compenetrati. Il profilo superiore è fisso, mentre a quello inferiore viene impresso un movimento orbitale rispetto al primo pur tenendolo, attraverso un dispositivo anti-rotazione, costantemente in una posizione di 180° rispetto al primo.

Se si considera una certa porzione di vapore, si possono riconoscere tre fasi nel suo processo di compressione. Nella prima, alla partenza, la distanza tra il bordo della spirale mobile e quella fissa è massima e questo vapore entra liberamente nel sistema che si trova alla stessa pressione dell'evaporatore; a mano a mano che la prima rivoluzione si compie ed infine al suo completamento, le code delle due spirali, nel loro movimento relativo, avranno completamente racchiuso la porzione di refrigerante considerata nelle due tasche formate tra loro (fase di aspirazione).

La seconda fase, durante la seconda rivoluzione e lo spostamento relativo delle spirali, vede restringersi progressivamente queste tasche (fase di compressione) e quindi il refrigerante raggiungerà, alla fine dell'orbita, la pressione desiderata.

Infine, con la terza rivoluzione, al minimizzarsi della luce tra le spirali, il vapore in questione verrà a mano a mano espulso dal sistema tramite l'orifizio centrale di scarico, munito solo di una valvola di ritegno. Il processo terminerà mediante il completo azzeramento del volume disponibile, al termine della terza orbita (fase di espulsione). Naturalmente essendo il sistema continuo, durante una singola rivoluzione (corrispondente ovviamente ad un giro dell'albero motore), tre diverse porzioni di vapore si troveranno nelle tre diverse fasi successive del processo. È da notare che, mentre la compressione di una determinata porzione di refrigerante si completa in due giri motore del rotativo, nel compressore orbitale essa si compie in tre giri motore. Si va quindi sempre più prolungando, col variare dei tipi, quella continuità di processo che diventerà ancora più vistosa nel compressore "a vite".

Vantaggi nel campo delle applicazioni a capacità variabile. È bene innanzitutto ricordare che questi compressori, insieme a quelli a vite e a quelli rotativi, hanno inaugurato quella che è stata definita la tecnologia della compressione dolce, "soft", grazie ai benefici recati dal sistema di pompaggio continuo, esente da vibrazioni notevoli.

Il compressore orbitale, come quello rotativo ed il tipo a vite, permette il controllo della capacità tramite la variazione di velocità di rotazione, cosa assolutamente impossibile con gli alternativi.

Compressori a rotori elicoidali o compressori a vite

Anche il compressore a vite, che rientra nella categoria dei compressori rotativi, è una macchina piuttosto datata come l'alternativo. Ma subisce

oggi un processo di rivalutazione e di aggiornamento per la sua grande affidabilità, l'assenza di vibrazioni e l'ottimo comportamento nel funzionamento monostadio. Tutto ciò nonostante sia una macchina più rigida del compressore alternativo nel senso che il suo rendimento diminuisce fortemente se ci si allontana dal punto di progetto.

Vi sono due tipi di compressori a vite:

- compressori a vite singola
- compressori a viti gemelle

Compressori a vite singola.

Descrizione e funzionamento. Il compressore a vite singola consiste in un rotore cilindrico (rotore principale o traente) il cui profilo presenta dei lobi a sviluppo longitudinale elicoidale ed è direttamente calettato sull'albero motore. Ortogonalmente all'elica cilindrica ed in posizioni diametralmente opposte, sono posti due pignoni che presentano degli incavi, o denti, nei quali si adagiano e compenetrano perfettamente i lobi del rotore principale (figura 3.10). I pignoni sono liberi e vengono trascinati dal rotore principale. La forza applicata dal motore sui pignoni per causarne il trascinamento viene trasmessa al vapore refrigerante, del quale si provoca l'intrappolamento tra i due, e si trasforma (quasi totalmente) in compressione.

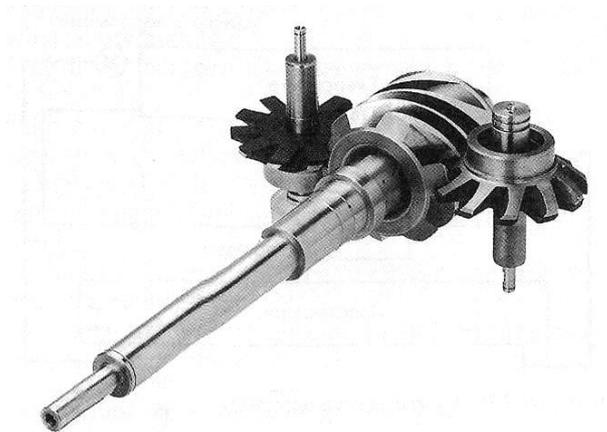


Figura 3.10 – Disposizione della vite singola

Nella pratica il rotore traente è racchiuso in un cilindro: un'estremità del quale è in comunicazione con l'aspirazione, mentre l'altra termina in una

vera e propria camera di scarico. I due pignoni entrano nel cilindro attraverso due finestre laterali.

Una porzione di refrigerante che, proveniente dall'evaporatore entra liberamente nella camera di aspirazione del compressore, viene aspirata in uno dei solchi del rotore, richiamata dall'azione di uno dei pignoni (fase di aspirazione). Successivamente, coll'avanzare del rotore, essa viene intrappolata tra questo, l'incavo del pignone ed il corpo cilindrico del compressore. L'avanzamento ulteriore del rotore riduce progressivamente il volume a disposizione e causa la compressione (fase di compressione). A compressione ultimata (alla fine della lunghezza del rotore) il refrigerante viene scaricato nella camera di raccolta finale e lascia il compressore tramite la porta di mandata. Risulta evidente il vantaggio enorme presentato da questo sistema rispetto a tutti gli altri considerati; per citare i tre particolari più importanti:

- continuità assoluta del processo di compressione (negli altri rotativi precedentemente esaminati la continuità è solo parziale), quindi assenza totale di pulsazioni
- continuità del processo rotativo che elimina la maggior parte delle vibrazioni e del rumore
- non essendoci parti dell'impianto che entrano in contropressione, non vi è necessità di valvole (solo una di ritegno sulla mandata, che impedisce il ritorno del vapore in caso di arresto del compressore).

Poiché il compressore a vite singola ha due camere di compressione (cioè in pratica due circuiti separati di compressione), questo sistema consente un campo di regolazione notevolmente ampio.

Compressore a viti gemelle.

Descrizione e funzionamento. I compressori a viti gemelle sono essenzialmente formati da due rotori cilindrici paralleli, nei quali sono ricavati due sviluppi elicoidali: uno con un profilo a lobi (rotore maschio, traente), l'altro ad incavi (rotore femmina, indotto). I due rotori sono paralleli (orizzontali) e le eliche si compenetrano perfettamente; il numero dei lobi però è minore del numero degli incavi. Il tutto è sistemato a tenuta in una camicia bicilindrica che costituisce il corpo principale del compressore (figura 3.11).

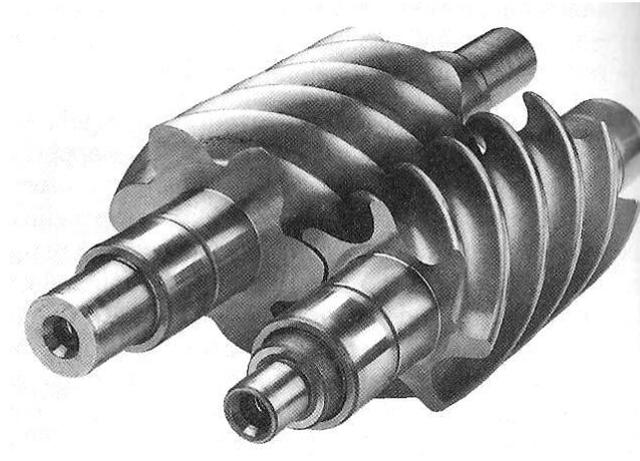


Figura 3.11 - Disposizioni delle viti gemelle

Il rotore maschio è calettato direttamente sull'albero motore, del quale assume la velocità. Quello femmina poiché ha un numero di incavi superiore a quello dei lobi, ruoterà più lentamente del primo, e di conseguenza i due sviluppi elicoidale avanzeranno anche in senso longitudinale a velocità diverse. Per mezzo della spinta che il rotore traente dovrà esercitare per indurre la rotazione del rotore indotto e del volume progressivamente decrescente offerto tra le volute delle due eliche, si compirà la compressione del vapore.

Compressori centrifughi o turbocompressori

I compressori centrifughi sfruttano per la compressione la forza centrifuga impressa al vapore da una girante.

Descrizione del funzionamento e del processo di compressione. Il vapore entra nel sistema nella parte centrale della girante (fase di aspirazione), e viene convogliato verso la corona esterna di quest'ultima dalle pale inclinate in essa ricavate. Durante questo percorso il vapore viene sottoposto ad una forza centrifuga crescente ed infine viene rilasciato in una voluta con un'alta energia cinetica (dinamica) dovuta alla risultante della forza centrifuga impressagli e della velocità tangenziale della ruota. Nella voluta, che ha una sezione progressivamente crescente, i successivi strati di vapore si

sovrappongono occupando uno strato sempre maggiore e perdendo a poco a poco la loro velocità. Questa caduta di velocità trasforma l'energia dinamica in statica (fase di compressione). Quindi il vapore lascia il sistema alla fine della voluta (fase di scarico).

Le pressioni che si possono comunque ottenere con questo sistema sono comunque basse. Si sopperisce a ciò incrementando la velocità di rotazione al massimo consentito dalla meccanica del sistema, o trattando il vapore con ruote poste in serie (compressori multistadio), come nelle turbine a vapore (da qui il nome di turbocompressore).

Vantaggi del centrifugo. Le caratteristiche più importanti che hanno reso il centrifugo molto conveniente per la climatizzazione sono:

- parti rotanti perfettamente equilibrate, quindi assenza quasi completa di vibrazioni (un costruttore di centrifughi pretende sia possibile mantenere una matita in piedi sul suo compressore);
- assenza di moti alternativi e quindi di pulsazioni nella compressione;
- dimensioni ridotte dovute alle velocità elevate;
- assenza di ogni tipo di valvola dinamica e statica;
- assenza di parti sfreganti, quindi minore logoramento ed aumento della vita delle parti meccaniche;
- assenza di trascinamento d'olio nel gas compresso;
- facilità di regolazione;
- rendimenti elevatissimi sia volumetrici che meccanici.

3.3.1.2 I CONDENSATORI

È il componente del gruppo refrigeratore nel quale avviene lo smaltimento del calore assorbito dal refrigerante insieme al risultante termico del lavoro compiuto dal motore elettrico nella compressione. In esso il vapore surriscaldato (conseguentemente ad elevata temperatura) arriva alla porta di

scarico del compressore, e, attraverso lo scambio termico con il fluido nel quale si è scelto avvenga il rigetto del calore, cambia il suo stato fisico assumendo quello di liquido. Per garantire che la trasformazione sia completa e nello stesso tempo sopperire alle perdite di carico interne ed esterne (nelle successive tubazioni) che il fluido incontra, il condensatore viene leggermente sovradimensionato: il liquido risulterà pertanto alla sua uscita leggermente sottoraffreddato. Il sovradimensionamento del condensatore è inoltre essenziale per creare una zona inferiore nella quale si formi un battente di liquido atto a garantire la corretta alimentazione (con refrigerante sempre liquido) dell'organo di laminazione in ogni condizione di funzionamento.

La tipologia in uso vede due tipi principali:

- condensatori raffreddati ad acqua, nei quali il rigetto del vapore avviene sull'acqua, quindi la trasmissione è del tipo refrigerante-acqua
- condensatori raffreddati ad aria, in cui il rigetto avviene sull'aria ambiente e la trasmissione del tipo refrigerante-aria.

Condensatori raffreddati ad acqua

I condensatori raffreddati ad acqua possono essere a loro volta del tipo “a piastre” o “a fascio tubiero”.

Trasmissione del calore. La trasmissione totale del calore nel condensatore è determinata o influenzata dai seguenti fattori:

- coefficiente pellicolare (lato acqua e lato refrigerante)
- resistenza nei tubi
- fattore di sporcamento
- perdite di acqua lato acqua
- sottoraffreddamento
- numero passi acqua

- configurazione della superficie interna ed esterna dei tubi

Diversi tipi di condensatori ad acqua. Il condensatore raffreddato ad acqua è costituita da una batteria di tubi in rame (*fascio tubiero*) percorsi dall'acqua di raffreddamento, e da un contenitore esterno in acciaio (mantello) (figura 3.12). Nei casi si usi acqua di mare per il raffreddamento i tubi interni sono in cupronichel anziché in rame.

Il vapore saturo che entra nel mantello cede a poco a poco il suo calore all'acqua trasformandosi in liquido. Purtroppo, i coefficienti di trasmissione che si riesce a realizzare sono molto modesti, perciò si cerca di sopperire utilizzando tubi alettati esternamente per estrusione.

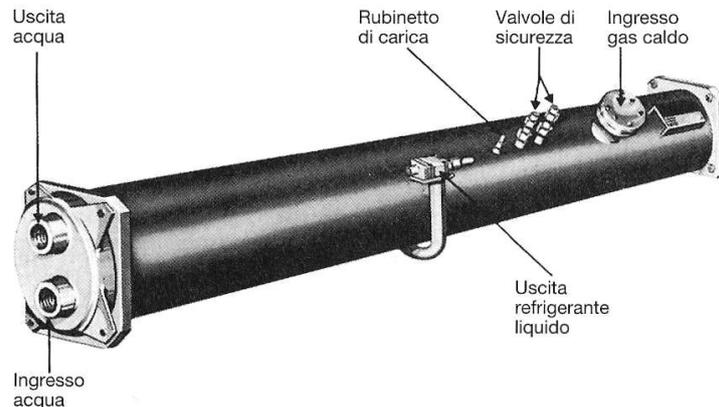


Figura 3.12 - Condensatore a fascio tubiero

Nella pratica progettuale e costruttiva si usano i seguenti parametri di base:

- condensazione: 11 °C in più della temperatura dell'acqua di raffreddamento
- superficie di scambio consigliata: 0,4 m²/kW circa.

Lo scambio di calore “*a piastre*”, che specie nel campo delle capacità frigorifere meno elevate, trova sempre maggiore applicazione, è stato finora usato principalmente come condensatore; recentemente però esso trova varie applicazioni anche come evaporatore. È quindi più realistico parlare di scambiatori a piastre piuttosto che definirli nella limitativa applicazione di condensatori.

La caratteristica primaria che rende lo scambiatore a piastre molto interessante per le macchine frigorifere è il suo volume molto ridotto sia dal punto di vista delle dimensioni fisiche che da quello del contenuto di refrigerante. Anche il coefficiente di scambio termico risulta esaltato da questo sistema. A parità delle altre condizioni, lo scambiatore a piastre richiede dal 5% ad un massimo del 20% del refrigerante richiesto da un normale scambiatore a fascio tubiero, particolarità questa che offre un indiscutibile vantaggio anche da un punto di vista della protezione dell'ambiente.

Descrizione, particolarità tecnico-costruttive. Lo scambiatore è costituito da una batteria a piastre.

Ogni piastra presenta sulle sue opposte facce due serie diverse di plichi o pieghe con superficie corrugata, le quali creano, quando le piastre vengono opportunamente affacciate, dei canali attraverso i quali si fanno passare fluidi fra i quali si vuole creare lo scambio termico. Ciascuno dei due fluidi occupa una serie di canali creati tra due piastre ed il circuito è costituito in modo che lo stesso fluido lo percorra a coppia di piastre alterne: nelle coppie di piastre dispari, ad esempio, passa il refrigerante, nelle pari l'acqua. Il pacco delle piastre viene assemblato e ristretto opportunamente con tiranti. La tenuta dei circuiti viene assicurata da guarnizioni.

Esistono tre tipi di piastre:

- scambiatore semplice con guarnizioni
- scambiatore semisaldato a piastra doppia
- scambiatore saldobrasato

Nel primo tipo, che è quello tradizionale, le piastre sono completamente libere tra loro e provviste di guarnizioni che sigillano i canali di passaggio dei fluidi.

Il tipo "a piastra doppia", altrimenti detto a costruzione semisaldata, presenta le piastre saldate a due a due, ciascuna coppia formando quindi il circuito per uno dei due fluidi. Le varie coppie saldate sono tenute tra loro con il sistema tradizionale a pressione e tra esse si formano i canali utilizzati per il passaggio del secondo fluido, generalmente l'acqua. Particolari caratteristiche del materiale delle guarnizioni impediscono fughe

ed interferenze tra i due fluidi, particolare peraltro garantito dal fatto che i due circuiti non vengano mai a contatto tra loro.

Il terzo tipo, quello saldobrasato, di concezione innovativa, è costituito da una batteria di piastre in acciaio inox che presentano canali foggiate a spina di pesce e che, una volta affacciate, creano i due percorsi per i due fluidi nella stessa coppia. In questo modo i fluidi scorrono in controcorrente pura. Queste piastre, vengono utilizzate principalmente per la condensazione perché presentano limiti di applicazioni molto meno restrittivi delle prime. Le piastre vengono solitamente brasate sotto vuoto (con apporto di Cu) generando un complesso molto rigido e compatto.

Utilizzati come condensatori, gli scambiatori a piastre vengono utilizzati con il circuito del refrigerante entrante dall'alto ed uscente dal basso per cui si viene a formare una pellicola di fluido discendente altamente turbolento che offre pochissima resistenza alla trasmissione del calore. Inoltre alle pressioni di condensazione utilizzate le perdite di carico sono minime.

Come evaporatore viene maggiormente utilizzata la tipologia braso saldata perché offre una vera caratteristica di controcorrente e genera perdite di carico veramente basse.

Condensatori raffreddati ad acqua

I condensatori raffreddati ad aria hanno assunto, specie negli ultimi decenni, un ruolo importantissimo nella progettazione delle macchine frigorifere, Essi si avvalgono di tutte le moderne tecnologie applicate alle batterie di scambio termico ad espansione diretta specie nel disegno delle superfici interne ed esterne delle tubazioni percorse dal refrigerante da raffreddare. Anche le alette sono disegnate in modo da ottimizzare lo scambio con l'aria e nello stesso tempo per ridurre il più possibile l'estensione ed il peso della batteria.

Tipologia dei condensatori. La tipologia usata prevede gruppi refrigeratori d'acqua con:

- batterie orizzontali, singole o multiple operanti in parallelo, attraverso le quali l'aria viene forzata da ventilatori elicoidali (anch'essi in posizione orizzontale) posti a valle di esse, con

espulsione libera. Per le piccole capacità sono dotate di un singolo ventilatore, per le maggiori capacità i ventilatori sono multipli;

- batterie semiverticali montate a “V” o (più raramente) batterie completamente verticali sempre per il montaggio all’esterno; queste soluzioni sono dettate dall’esigenza di limitare l’ingombro, sempre notevole nel caso di condensatori ad aria, specie nei casi di elevata capacità;
- batterie verticali per espulsione dell’aria tramite canalizzazioni. Questi gruppi sono dotati di ventilatori centrifughi e sono essenzialmente destinati al montaggio “indoor”, anche se possono essere utilizzati per montaggio all’aperto.

Installazione e manutenzione. Le difficoltà pratiche di sistemazione di maggior rilievo sono dovute alla vulnerabilità del pacco alettato, anche se protetto da reti o altri sistemi.

Da un punto di vista funzionale il maggior fattore negativo è rappresentato dalla variabilità della temperatura dell’aria esterna, che deve essere opportunamente prevista per evitare eccessivo sottoraffreddamento.

3.3.1.3 GLI EVAPORATORI

È il componente del gruppo refrigeratore nel quale avviene l’assorbimento del calore da sottrarre al fluido da raffreddare, calore che viene utilizzato per l’ebollizione (cambiamento di stato) ed in minima parte per il surriscaldamento del fluido refrigerante.

Il fluido arriva in questa parte dell’impianto, che si trova ad una pressione notevolmente minore, dopo essere stato espanso (meglio laminato) da parte dell’organo di laminazione.

L’espansione continua sotto forma di violenta e totale ebollizione lungo tutto l’evaporatore, il quale è leggermente sovradimensionato per consentire al vapore di surriscaldarsi. Il surriscaldamento è necessario sia per sopperire alle perdite di carico che il fluido incontra nell’evaporatore stesso e nelle linee ancora da percorrere, sia principalmente per garantire l’assoluta mancanza di residui liquidi nel flusso inviato al compressore.

Caratteristiche e tipologia

La tipologia generale degli evaporatori include tre tipi:

- a fascio tubiero, quando la trasmissione del calore avviene tra refrigerante ed acqua (o liquido incongelabile);
- ad espansione diretta, quando la trasmissione avviene tra refrigerante ed aria senza liquidi intermedi.

Gli evaporatori a fascio tubiero, cioè ad acqua, sono essenzialmente costituiti da una batteria di tubi in rame (fascio tubiero) inserita in un contenitore chiuso d'acciaio (mantello), corredati dagli opportuni accessori, inclusi i dispositivi di sicurezza.

Negli evaporatori a fascio tubiero (ad acqua) si distinguono due tipi rispondenti a due diversi sistemi adottati per la trasmissione stessa:

- evaporatori ad espansione secca – il refrigerante viene espando e bolle nei tubi, mentre l'acqua riempie il recipiente esterno che li contiene;
- allagati – nei quali il refrigerante bolle nel contenitore mentre l'acqua circola nei tubi.

Negli evaporatori a fascio tubiero il salto termico ottimale tra la temperatura del refrigerante e quella di uscita acqua è di 5 °C e pertanto, per evitare qualsiasi rischio di congelamento, la temperatura minima ottenibile per l'acqua non può essere inferiore ai 5-6 °C.

Evaporatori a espansione secca

Negli evaporatori ad espansione secca il refrigerante liquido sotto raffreddato proveniente dal condensatore, dopo la prima trasformazione dovuta all'organo di laminazione che lo espande rapidamente rilasciando una schiuma molto densa, viene immesso sotto forma di vapore umido, ancora contenente molte particelle liquide, in una batteria di tubi di rame dritti, internamente corrugati, le cui estremità sono mandrinate su due piastre in acciaio. Un contenitore normalmente cilindrico in acciaio, il mantello, racchiude il fascio tubiero in rame che è a sua volta chiuso alle due estremità dalle piastre che lo sostengono. Sulle piastre sono imbullonate

le testate dell'evaporatore (una delle quali solitamente cieca) alle quali affluisce l'acqua di raffreddamento e che servono a comporre il circuito necessario a migliorare le condizioni della trasmissione termica. Durante il suo percorso all'interno dei tubi, il fluido refrigerante compie la sua ebollizione, si satura e si surriscalda.

Gli evaporatori a fascio tubiero presentano due caratteristiche di pregio:

- consentono di contenere la carica di refrigerante nel circuito, a causa della limitatezza della capacità del fascio tubiero
- riducono fortemente i rischi di ristagno di olio nell'evaporatore, perché esso viene trascinato dalla velocità del vapore che resta relativamente alta all'interno dei tubi.

Per converso, questo tipo è molto costoso e richiede una maggiore manutenzione.

Ciononostante, le sue caratteristiche lo rendono preferibile nelle macchine utilizzate negli impianti di compressione alternativi.

Evaporatori allagati

Questo tipo di evaporatore è sempre meno usato, salvo che nelle macchine di grande capacità. Al contrario del precedente è l'acqua ad attraversare i tubi di rame, mentre il refrigerante viene scaricato direttamente nel mantello esterno.

Evaporatori a espansione diretta

Sono molto simili ai condensatori precedentemente descritti e si compongono di una batteria di scambio termico in tubi di rame internamente trattati ed alette di alluminio. Essi sono solitamente posti a comporre una sezione delle centrali di trattamento d'aria.

In dimensioni molto più ridotte, gli evaporatori ad espansione diretta sono oggi maggiormente usati nelle apparecchiature di climatizzazione domestica.

3.3.1.4 ORGANI DI LAMINAZIONE

Per completare e rendere possibile il ciclo frigorifero è indispensabile che vi sia una differenza di pressione tra il condensatore e l'evaporatore. Il controllo della pressione (e conseguentemente dal quantitativo) del refrigerante da immettere nell'evaporatore in corrispondenza delle diverse richieste di carico del sistema viene effettuato dagli organi di laminazione, che – ad eccezione dei capillari – oppongono una resistenza variabile (oppongono una perdita di carico variabile) al passaggio del refrigerante.

L'organo di laminazione è un dispositivo strettamente legato all'evaporatore di cui è in pratica l'alimentatore ed il regolatore. Il controllo può essere basato su cambio di pressione, cambio di temperatura e cambio di volume (quantità).

Tubi capillari

Utilizzato per piccolissime capacità, il tubo capillare presenta un costo veramente molto basso. È un tratto di tubo di ridottissimo diametro e di lunghezza determinata, che controlla il cambiamento di stato del refrigerante. L'evaporazione inizia nell'ultimo tratto del tubo, quando la perdita di carico ha raggiunto il massimo, e va man mano accelerando fino a completarsi

Orifizio con pistone intercambiabile

Un sistema decisamente più pratico, utilizzato in ogni mondo essenzialmente nei gruppi di modesta capacità, è l'orifizio di laminazione con pistone intercambiabile. Il vantaggio principale offerto da questo dispositivo, costituito in pratica da un niplo – un raccordo – all'interno del quale è sistemato un pistone amovibile, è che tale pistone può essere cambiato con una serie di altri diametri per consentire l'adattamento dell'organo di laminazione nei diversi tipi di montaggio dell'impianto.

Il dispositivo (in commercio ne esistono di diversi tipi) viene usato negli impianti residenziali, nelle quali l'unità condensante esterna può non solo variare di potenzialità e di posizione, ma servire diverse unità evaporanti

interne. Inoltre l'orifizio a pistone presenta il vantaggio di non richiedere valvole unidirezionali negli impianti a pompa di calore.

Valvola di espansione automatica

È una valvola a controllo di pressione, molto semplice. La sua funzione è quella di mantenere la pressione di evaporazione ad un valore costante. Il corpo della valvola è in comunicazione diretta con il lato evaporazione (si trova cioè alla stessa pressione di quest'ultimo) ed è proprio la pressione di evaporazione che controlla l'apertura di un ugello dal quale affluisce il liquido: quando la pressione sale, l'orifizio di espansione si strozza e viceversa. La particolarità di questa valvola è che l'ugello spruzzatore vaporizza completamente il liquido nell'evaporatore evitando immissioni di gocce.

È usata nei sistemi ad espansione "secca". Essa non ha modo di reagire al variare del carico termico dell'evaporatore, perciò viene usata essenzialmente negli impianti di modeste dimensioni.

Valvola termostatica di espansione

Oltre ad essere una valvola d'espansione la valvola termostatica è una valvola di regolazione. Essa è controllata non solo dalla pressione all'interno dell'evaporatore, ma anche dalla temperatura del vapore all'uscita da esso.

Si distinguono due tipi principali.

- *A bulbo sensibile:*
 - caricato con liquido refrigerante (lo stesso del sistema)
 - caricato con gas refrigerante (lo stesso del sistema)
 - caricato con gas diverso

Come principio generale, mentre la valvola di espansione automatica viene fatta funzionare solo dalla pressione all'entrata dell'evaporatore (esercitata dal suo corpo), quest'altro tipo di valvola è controllata dal differenziale tra la pressione in entrata all'evaporatore (esercitata direttamente nel corpo

valvola) e quella indotta nel bulbo sensibile dalla temperatura all'uscita dall'evaporatore, pressione che viene usata come antagonista alla prima. Un capillare che parte dalla testata della valvola, reca un bulbo che viene appoggiato al tubo del vapore in uscita dall'evaporatore. A mano a mano che la temperatura all'uscita diminuisce (c'è più refrigerante del desiderato) la pressione all'interno del bulbo sale e per effetto del suo differenziale con la pressione all'interno dell'evaporatore (all'interno del corpo valvola) la valvola si strozza e viceversa.

- *Termoelettrica*: la valvola termoelettrica agisce sotto l'impulso diretto della temperatura all'uscita dell'evaporatore. L'elemento sensibile è un termistore direttamente immerso nel flusso del vapore: al variare della sua resistenza, ovviamente causato dal variare della temperatura, varia l'intensità della corrente elettrica applicata ad un bimetallo che controlla l'apertura dell'orifizio.

3.3.2 COMPONENTI AUSILIARI

Il gruppo frigorifero per completare il suo circuito ha bisogno, oltre agli elementi essenziali descritti al paragrafo 3.3.1, di altri componenti ausiliari che risultano indispensabili per il *collegamento* delle parti, la *regolazione* del flusso del fluido trattato e la *sicurezza* dell'insieme.

Tra questi i citano:

- tubazioni: possono essere in rame, acciaio o ghisa (raramente in plastica);
- valvole: di intercettazione (utili a interrompere il flusso del fluido che le attraversa) e di regolazione (regolano il volume)
- dispositivi di controllo, protezione e sicurezza: *pressostati* (misurano e comparano la pressione con un valore prefissato), in grado di trasmettere un impulso che consente l'attivazione di una valvola; *termostati*, la cui funzione è essenzialmente quella di misurare e comparare la temperatura con un valore prefissato) anch'essi trasmettono un impulso che consente l'attivazione di una valvola; valvola di ritegno: è una valvola interposta sulla linea del fluido nella quale un elemento di chiusura consente il

passaggio solo in una direzione; *valvola equilibratrice di flusso*: un elemento aggiustabile dall'esterno chiude parzialmente il flusso; *valvola di sicurezza*: sono valvole pressostatiche nelle quali una molla antagonista calibrabile tiene chiuso un orifizio di possibile sfogo del refrigerante;

- organi minori: separatori di olio, ricevitori di liquido, indicatori di passaggio e filtri deidratatori [26].

3.4 EFFICIENZA ENERGETICA

3.4.1 EFFICIENZA ENERGETICA ISTANTANEA DEL CICLO FRIGORIFERO

Con *efficienza del ciclo frigorifero* si intende il rapporto tra la sua resa utile ed il suo consumo elettrico. Il rapporto può essere fatto tra due potenze (potenza utile resa su potenza assorbita dai compressori) o tra due energie (energia prodotta in un intervallo di tempo su consumo elettrico nello stesso intervallo di tempo).

L'*efficienza energetica istantanea* è l'efficienza energetica di un ciclo frigorifero in determinate condizioni di funzionamento. Si definisce istantanea per distinguerla da quella media stagionale descritta nel successivo paragrafo.

3.4.1.1 INEFFICIENZA DEL CICLO REALE

Per comprendere come varino le prestazioni energetiche di un gruppo frigorifero, il primo passo da compiere è l'esame del ciclo frigorifero reale, schematizzato in figura 3.13, per individuare le sue inefficienze rispetto al ciclo teorico.

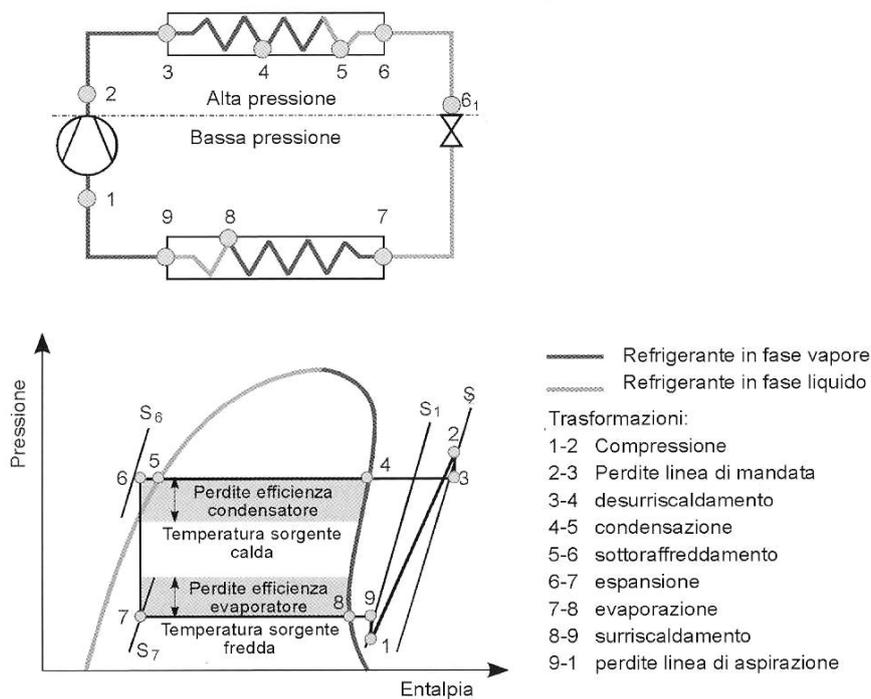


Figura 3.13 - Inefficienza del ciclo reale

Le perdite del ciclo reale sono dovute ai seguenti fattori

a) Efficienza degli scambiatori di calore

Dipende dal fluido trattato (aria o acqua), dal refrigerante impiegato e dalla accuratezza della progettazione. Nella figura 1 sono evidenziate dalle 2 aree grigie.

Il ciclo frigorifero lavora tra due sorgenti a temperature diverse, una più alta a contatto col condensatore, ed una più bassa, a contatto con l'evaporatore. Se questi due scambiatori avessero dimensioni infinite, le temperature di condensazione e di evaporazione risulterebbero uguali alle rispettive temperature della sorgente calda e della sorgente fredda. Come visto nel capitolo 1, vi è una corrispondenza diretta tra temperatura e pressione, perché, per le sostanze pure e le miscele azeotropiche, all'interno della campana le curve a temperatura costante (isoterne) e a pressione costante (isobare) corrispondono a delle rette orizzontali.

Poiché non è possibile costruire scambiatori di grandezza infinita, la differenza tra le pressioni teoriche di lavoro e quelle reali è tanto più bassa

quanto maggiore è la superficie e maggiore è l'efficienza dello scambio termico degli scambiatori di calore.

b) Efficienza energetica del ciclo frigorifero

Dipende esclusivamente dal refrigerante impiegato. Nella espansione isoentalpica il fluido passa da una condizione caratterizzata da entropia minore S_6 ad una ad entropia maggiore S_7 .

L'efficienza diminuisce all'aumentare della temperatura, quindi della pressione di condensazione.

c) Rendimento del compressore

La compressione reale, a differenza di quella ideale, non avviene lungo una curva ad entropia costante (isoentropica), bensì con un aumento di entropia tra il punto 1 di inizio compressione ed il punto 2 di fine compressione ($S_2 > S_1$). A pieno carico il rendimento varia per tipo di compressore, in funzione soprattutto del rapporto di compressione, ovvero del dislivello di pressione tra aspirazione e mandata.

I compressori volumetrici si comportano in modo diverso a seconda che siano di tipo alternativo a pistoncini oppure rotativo. I primi sono, infatti, a rapporto di compressione variabile mentre i secondi sono a rapporto di compressione fisso. Nei compressori alternativi le valvole di aspirazione si aprono non appena la pressione della camera di compressione eguaglia la pressione nel condotto di aspirazione meno la perdita di pressione provocata dalle valvole stesse. Analogamente le valvole di mandata si aprono non appena la pressione della camera di compressione eguaglia la pressione nel condotto di mandata più la perdita di pressione provocata dalle valvole stesse. Ciò significa che il lavoro di compressione è proporzionale al reale rapporto di compressione (ovvero il salto di pressione tra mandata e aspirazione): maggiore è questo rapporto, maggiore deve essere il lavoro compiuto. Da qui il termine di "rapporto di compressione variabile".

Nei compressori rotativi, il fluido deve essere necessariamente compresso dal volume iniziale che si forma in corrispondenza delle luci di aspirazione, fino a quello formato in corrispondenza delle luci di scarico, indipendentemente dal rapporto delle pressioni di aspirazione e di mandata. Da qui il termine "rapporto di compressione fisso (rc)". Pertanto i vari tipi

di compressori danno luogo a curve di rendimento diverse in funzione del rapporto di compressione col quale la macchina sta lavorando.

I compressori alternativi hanno curve sostanzialmente piatte, mentre quelli rotativi vite e scroll, hanno un punto di massimo rendimento in corrispondenza del rapporto volumetrico per il quale sono stati ottimizzati. La figura 3.14 mostra l'andamento del rendimento per quattro tipi diversi di compressore (alternativo, scroll, vite ottimizzato per rapporto di compressione 2,5 e vite ottimizzato per rapporto di compressione 3,5) in funzione della temperatura di condensazione, a temperatura di evaporazione costante pari a 0°C e refrigerante R407C. Per comodità è stato ipotizzato un rendimento massimo uguale per tutti i tipi di compressore.

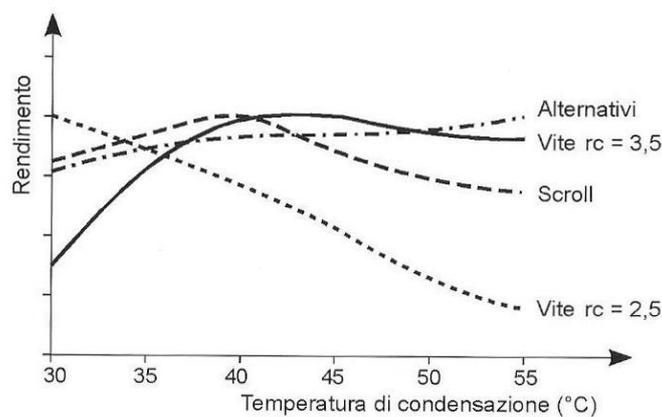


Figura 3.14 - Andamento del rendimento dei compressori al variare della temperatura di condensazione

Come si vede, nella scelta di un compressore non si deve considerare unicamente il rendimento alle condizioni nominali (temperatura di condensazione 50°C), ma piuttosto le reali condizioni di funzionamento. Per fare un esempio concreto, a parità di rendimento massimo, un compressore a vite ottimizzato per $rc = 3,5$ dà delle ottime prestazioni quando la pressione di condensazione è alta, ovvero sia la temperatura dell'aria esterna è elevata, attorno ai 35°C , mentre peggiora le proprie prestazioni a temperatura inferiore. Al contrario un compressore a vite ottimizzato per un rapporto di compressione $rc = 2,5$ lavora con bassi rendimenti ad alte temperature dell'aria esterna, per migliorarli progressivamente al diminuire della temperatura.

I compressori modificano il proprio rendimento anche in funzione della percentuale di carico (rendimento in parzializzazione). Questo argomento verrà approfondito in seguito.

d) Perdite di pressione nei condotti di aspirazione e di mandata

Il valore in ingresso al compressore ha una pressione più bassa di quello in uscita dall'evaporatore, a causa delle perdite di carico della tubazione. Analogamente il vapore in uscita dal compressore si deve trovare ad una pressione superiore rispetto all'ingresso al condensatore. Esse dipendono da come è costruita la macchina e dal tipo di refrigerante impiegato.

In genere trascurabili o quasi nei refrigeratori monoblocco, sono particolarmente importanti nei gruppi in due sezioni, a causa dell'elevato sviluppo del circuito, e nelle pompe di calore reversibili, a causa degli organi di inversione del ciclo.

3.4.1.2 INDICI DI EFFICIENZA ENERGETICA ISTANTANEA DEL CICLO FRIGORIFERO: COP e ERR

Due sono gli indici energetici utilizzati per definire le prestazioni nelle condizioni nominali:

COP – Coefficient of Performance

Può essere utilizzato sia per il funzionamento in ciclo estivo sia per quello in ciclo invernale. È espresso dalle formule:

$$\text{- Ciclo estivo} \quad COP = P_f / A \quad (3.5)$$

$$\text{- Ciclo invernale} \quad COP = P_t / A \quad (3.6)$$

dove:

P_f è la potenza frigorifera resa all'evaporatore espressa in kW;
 P_t è la potenza termica resa al condensatore espressa in kW;
 A è la potenza elettrica assorbita dal compressore espressa in kW;

EER – Energy Efficiency Ratio

Concettualmente è simile al COP, di cui ricalca la formula, ma la potenza frigorifera può essere anche espressa in unità di misura diversa dal kW, come ad esempio il Btu/h o ton. Può essere usato solo nel ciclo estivo.

$$\text{- Ciclo estivo} \quad EER = P_f / A \quad (3.7)$$

Quando si parla di EER bisogna sempre far riferimento all'unità di misura: ad esempio un EER di 7 espresso in Btu/h/kW equivale ad un valore di 2,05 se lo stesso valore viene espresso in kW/kW.

Ultimamente in Europa si tende ad usare EER come l'efficienza in ciclo estivo (esprimendo un rapporto tra kW resi e kW assorbiti) ed il COP come l'efficienza invernale.

Il significato dei due indici è dunque uguale: l'importante è capire da un lato quale sia il valore massimo teorico raggiungibile in certe condizioni di funzionamento, dall'altro come si passi dal valore teorico a quello reale.

Osservando il diagramma pressione-entalpia di figura 3.13, i due indici di efficienza possono essere scritti anche sotto forma di differenza di entalpia. Per i frigoriferi (regime estivo) si ha:

$$EER = \frac{H_9 - H_7}{H_2 - H_1} \quad (3.8)$$

dove:

EER è l'efficienza in regime estivo;

H è l'entalpia nei vari punti;

Per le pompe di calore (regime invernale) si ha:

$$COP = \frac{H_3 - H_6}{H_2 - H_1} \quad (3.9)$$

dove:

COP è l'efficienza in regime invernale;

H è l'entalpia nei vari punti;

Osservando la figura 3.13, si nota che:

$$(H_3 - H_6) = (H_9 - H_7) + (H_2 - H_1) \quad (3.10)$$

e dopo alcuni passaggi si può scrivere:

$$COP = \frac{(H_3 - H_6)}{(H_2 - H_1)} = \frac{(H_9 - H_7) + (H_2 - H_1)}{(H_2 - H_1)} = EER + 1 \quad (3.11)$$

3.4.1.3 MASSIMA EFFICIENZA TEORICA ED EFFICIENZA PREALE

È estremamente facile ed immediato individuare il valore massimo di efficienza raggiungibile da un ciclo frigorifero ideale che lavori con temperatura di T_C e temperatura di evaporazione T_E , surriscaldamento e sottoraffreddamento pari a 0. Si usa la formula:

$$COP_{TH} = \frac{T_E}{(T_C - T_E)} \quad (3.12)$$

dove:

T_E è la temperatura di evaporazione espressa in K;

T_C è la temperatura di condensazione espressa in K;

Per passare dal valore teorico al valore reale si deve applicare la formula:

$$COP = COP_{TH} \times \varepsilon_E \times \eta_C \quad (3.13)$$

dove:

ε_E è l'efficienza energetica del ciclo: dipende dal refrigerante;

η_C è il rendimento del compressore.

Si può allora, con una certa precisione, individuare i massimi valori di efficienza reale raggiungibile.

3.4.2 EFFICIENZA ENERGETICA STAGIONALE: GLI INDICI ENERGETICI

3.4.2.1 L'IMPORTANZA DELL'INDICE ENERGETICO STAGIONALE

Parlando di efficienza energetica, è assolutamente fondamentale ragionare non solo facendo riferimento alle condizioni nominali, ma soprattutto considerando le prestazioni nella media stagionale, ipotizzando cioè il funzionamento dei gruppi frigoriferi nella realtà dell'impianto. Nessuno comprenderebbe mai un'automobile sulla base dei consumi di benzina alla velocità massima, mentre ancora adesso l'unico parametro di confronto energetico dei refrigeratori di liquido e delle pompe di calore sembrano essere il EER e COP dichiarati a catalogo. Questi non sono valori attendibili, al contrario di quanto si tende normalmente a credere, perché, come si dimostra nel seguito, macchine con uguale efficienza nominale possono avere valori medi stagionali diversi tra loro anche del 50%.

3.4.2.2 LA REGOLAZIONE DELL'ENERGIA FRIGORIFERA PRODOTTA DA UN GRUPPO

Durante il suo funzionamento nel corso dell'anno il gruppo frigorifero lavora a pieno carico per brevi periodi, mentre la maggior parte del tempo lavora riducendo la propria potenza. Bisogna capire come varia l'efficienza nelle fasi di parzializzazione del carico.

Per prima cosa si deve considerare un aspetto fondamentale: al diminuire del carico si riduce anche la temperatura dell'acqua in ingresso all'evaporatore. Se alla massima potenza un refrigeratore di liquido lavora con temperatura acqua in ingresso pari a 12°C ed acqua in uscita pari a 7°C, al 75% del carico l'acqua in ingresso raggiunge i 10,75°C e al 50% del carico raggiunge i 9,5°C.

La regolazione dell'energia fornita da un circuito frigorifero avviene sostanzialmente in due modi distinti:

- attivando e disattivando il compressore (regolazione On-Off);
- modificando la portata volumetrica del compressore.

Nel primo caso si parla comunemente di circuiti con un solo grado di parzializzazione, mentre nel secondo caso si parla di circuiti frigoriferi con due o più gradini di parzializzazione.

Nei circuiti frigoriferi con regolazione On-Off viene modificata l'energia prodotta dal compressore e non la potenza. Quest'ultima rimane sempre pari al massimo. Per fare un esempio, se fosse richiesto un carico pari al 50%, il compressore lavorerebbe per 30 minuti e per altri 30 minuti starebbe fermo.

Nei circuiti frigoriferi dotati di gradini di parzializzazione, il controllo avviene riducendo la portata volumetrica del refrigerante. Come mostrato in figura 3.15, la riduzione di portata volumetrica migliora le condizioni di lavoro degli scambiatori, perché fa sì che:

- diminuisca la pressione di condensazione: a fronte della diminuzione di portata di refrigerante, rimane inalterata sia la portata del fluido raffreddante (aria o acqua) che la superficie di scambio. Di fatto lo scambiatore risulta più "grande" rispetto al fabbisogno, migliorando la propria efficienza;
- aumenti la pressione di evaporazione, per motivi assolutamente analoghi;
- la maggior efficienza nello scambio faccia aumentare il sottoraffreddamento e, di conseguenza, l'effetto utile per unità di massa ($h_1 - h_7$). Quest'ultimo è maggiore dell'effetto utile frigorifero a pieno carico ($H_1 - H_7$), ma, essendo minore sia la portata volumetrica, sia la portata di massa, la resa frigorifera è minore;
- l'aumento della pressione di evaporazione porti a un aumento della densità del refrigerante, ovvero sia la portata di massa, posta in circolo dal compressore, diminuisca in proporzione minore rispetto alla portata volumetrica.

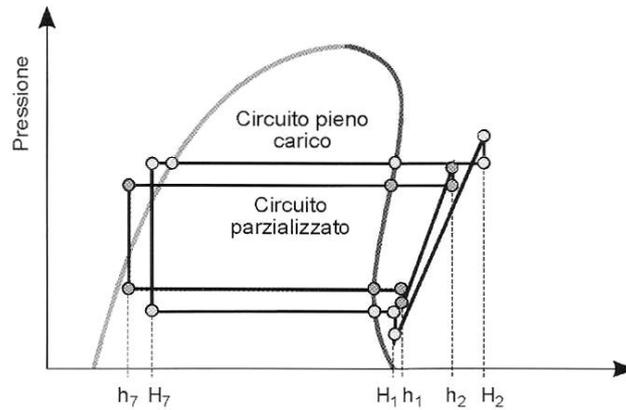


Figura 3.15 - Funzionamento a pieno carico e in parzializzazione sul diagramma H-P

L'andamento dell'efficienza al diminuire del carico, a temperatura di condensazione costante, varia in modo sostanzialmente diverso nei gruppi frigoriferi con circuiti On-Off ed in quelli con circuiti parzializzati. Nei primi l'efficienza diminuisce al diminuire del carico, nei secondi aumenta, come mostrato in figura 3.16. Le curve sono solamente indicative, perché variano in funzione del tipo di compressore, sia in base a come è costruita la macchina, sia in base al contenuto d'acqua dell'impianto.

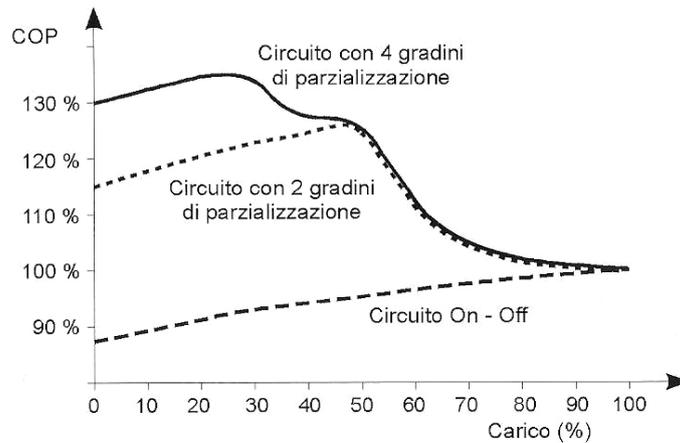


Figura 3.16 - Variazione dell'efficienza con temperatura di condensazione costante

Il motivo di questo comportamento è di immediata comprensione. Nel caso di circuiti On-Off, al diminuire del carico diminuisce la temperatura dell'acqua in ingresso e quindi diminuisce anche la temperatura di evaporazione. Il rapporto di compressione aumenta. Nel complesso si riduce il COP teorico, secondo quanto riportato nell'equazione (3.8), il

rendimento del compressore e, quindi, il COP reale di funzionamento descritto dall'equazione (3.9).

Diverso è l'effetto della variazione di carico nel caso il circuito sia dotato di un sistema di parzializzazione. Al diminuire della potenza richiesta, raggiunta una certa percentuale funzione del tipo di compressore e del numero di gradini di regolazione, il sistema fa variare la portata volumetrica del refrigerante. Tale variazione viene effettuata spegnendo un compressore, nei sistemi gemellari (*twin*), aprendo le valvole di aspirazione di alcuni cilindri, nei compressori alternativi, bypassando parte del refrigerante già compresso verso l'aspirazione, così come accade nei vite con regolazione a cassetto, o, infine, variando il numero di giri del compressore stesso.

La variazione di portata del refrigerante ha l'effetto di diminuire la pressione di condensazione e di aumentare quella di evaporazione. Di conseguenza varia quindi anche l'efficienza teorica.

La variazione di efficienza è diversa a seconda del numero delle parzializzazioni e della percentuale del carico cui esse avvengono. La figura 3.16 mostra le curve per circuiti rispettivamente con due gradini di parzializzazione (100% e 50%) e con quattro gradini (100, 75, 50 e 25%). Come si può notare, le due curve sono sovrapposte fino al 50% del carico, per poi dividersi: il circuito con quattro gradini ha un'efficienza maggiore rispetto ad uno con due gradini al di sotto del 50% della potenza.

Dalle precedenti considerazioni si può concludere che non è affatto vero che i gruppi frigoriferi peggiorino l'efficienza al diminuire del carico: solo i modelli con i circuiti On-Off si comportano in questo modo. Quelli con i circuiti parzializzati migliorano nettamente l'efficienza energetica lavorando in parzializzazione.

Questa cosa può stupire, perché una delle leggende che riempiono il mondo del condizionamento racconta di come i chile peggiorino sempre il proprio COP a carico ridotto, perché, si dice, il rendimento dei compressori peggiora.

L'equivoco nasce dal fatto che si confonde efficienza con rendimento, due concetti assolutamente diversi tra loro. Il discorso è estremamente chiaro con un esempio numerico. Si supponga di avere un circuito frigorifero con R407C condensato ad aria che lavora con temperatura di condensazione uguale a 50°C (rendimento energetico 0,76) e temperatura di evaporazione

uguale a 2°C, surriscaldamento e sottoriscaldamento nullo. Il compressore ha, a pieno carico un rendimento del 65%. Dall'equazione (3.9) si ha:

$$\begin{aligned} COP_{100\%} &= COP_{TH} \times \varepsilon_E \times \eta_C = \frac{T_E}{T_C - T_E} \times \varepsilon_E \times \eta_C = \\ &= \frac{275,5}{50 - 2} \times 0,76 \times 0,65 = 2,83 \end{aligned} \quad (3.14)$$

Quando si dimezza la portata volumetrica, la temperatura di condensazione scende a 43°C (efficienza energetica 0,82) e la temperatura di evaporazione sale a 3°C. Il rendimento del compressore si riduce al 61%. Il nuovo valore di COP è:

$$\begin{aligned} COP_{50\%} &= COP_{TH} \times \varepsilon_E \times \eta_C = \frac{T_E}{T_C - T_E} \times \varepsilon_E \times \eta_C = \\ &= \frac{276,5}{43 - 3} \times 0,82 \times 0,61 = 3,44 \end{aligned} \quad (3.15)$$

Il rendimento del compressore è diminuito, ma l'efficienza è aumentata perché sono mutate le temperature di evaporazione e di condensazione. Il rendimento in parzializzazione dipende dal tipo di compressore utilizzato.

3.4.2.3 GLI INDICI ENERGETICI STAGIONALI ESEER, IPLV e EMPE

Finora si è parlato di parzializzazione solamente mantenendo costante la temperatura del fluido di condensazione, aria o acqua che sia. Questa è, ella realtà, una situazione assai poco frequente, in quanto la richiesta di energia frigorifera è sempre legata in modo più o meno forte alle condizioni climatiche. Generalmente i gruppi frigoriferi lavorano solamente per poche ore dell'anno a pieno carico, mentre per la maggior parte del tempo la potenza richiesta e le condizioni al contorno (temperatura dell'aria esterna, temperatura di acqua di ingresso all'evaporatore, temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore) sono nettamente diverse da quelle nominali di progetto.

Pertanto l'efficienza a pieno carico di un gruppo frigorifero non è un indice

significativo, perché è attinente a una situazione di funzionamento estremamente sporadica e poco rilevante sul totale consumo energetico. Per valutare il comportamento di un gruppo frigorifero reale di un impianto e per confrontare tra loro macchine diverse bisogna utilizzare degli indici energetici che tengano conto anche dell'efficienza a condizioni diverse da quelle nominali.

Tre sono gli indici energetici attualmente in uso: i più vecchi IPLV, EMPE e il nuovo indice europeo ESEER. L'IPLV (Integrated Part Load Value) è stato sviluppato dalla ARI STANDARD. L'EMPE (Efficienza Media Ponderata in regime Estivo) è stato proposto nel 2000 da AICARR e, di fatto, è un adeguamento dell'IPLV alla situazione climatica e di utilizzo degli impianti esistenti in Italia. A livello europeo, nel 2005 è stato introdotto un indice analogo valido su scala continentale. L'indice ESEER (European Seasonal EER). La formula dei due indici è uguale per tutti:

$$Index = \frac{PE_{100\%} COP_{100\%} + PE_{75\%} COP_{75\%} + PE_{50\%} COP_{50\%} + PE_{25\%} COP_{25\%}}{100} \quad (3.16)$$

dove:

PE è il peso energetico (energia prodotta su energia totale) alle quattro condizioni di carico considerate e riportate nella tabella 3.2; COP è l'efficienza del gruppo frigorifero alle quattro condizioni di carico considerate dal metodo, calcolato nelle condizioni di temperatura all'evaporatore e al condensatore riportate nella tabella 3.2.

Per i gruppi aria-acqua va considerata la temperatura d'ingresso dell'aria alla batteria condensante; per i gruppi acqua-acqua va considerata la temperatura dell'acqua in ingresso al condensatore.

		CARICO			
		100 %	75 %	50 %	25 %
Peso energetico	IPLV	1 %	42 %	45 %	12 %
	EMPE	10 %	30 %	40 %	20 %
	ESEER	3 %	33 %	41 %	23 %
T _{ingresso aria}	IPLV	35 °C	26,7 °C	18,3 °C	12,8 °C
Condensatore	EMPE	35 °C	31,3 °C	27,5 °C	23,8 °C
Aria-acqua	ESEER	35 °C	30 °C	25 °C	20 °C
T _{ingresso Acqua}	IPLV	29,5 °C	23,9 °C	18,3 °C	18,3 °C
Condensatore	EMPE	29,5 °C	26,9 °C	24,4 °C	21,9 °C
Acqua-acqua	ESEER	30 °C	25 °C	20 °C	20 °C

Tabella 3.2 - Pesi energetici e condizioni di ingresso del fluido al condensatore per i tre indici IPLV, EMPE e ESEER

In pratica gli indici assegnano un determinato peso ai vari gradini di parzializzazione, associandoli ad una certa condizione climatica. Seguendo l'indice italiano EMPE, il 10% dell'energia viene prodotta a pieno carico con temperatura dell'aria esterna pari a 25°C, il 30% viene prodotta al 75%, con una temperatura esterna di 31,3°, il 40% viene prodotta al 50% del carico con una temperatura di 27,5°C ed il restante 20% viene prodotta al 25% del carico con una temperatura di 23,8°C.

Nella specifica tecnica UNI/TS 11300-3 che più avanti andremo a considerare, si parla, come indice stagionale, di SEER, dato da una formula differente da quella vista sopra per gli altri indici, ma concettualmente presenta lo stesso significato.

In ogni caso è bene sottolineare come questi indici possano solo essere indicativi dei reali consumi di un impianto e servano soprattutto per confrontare tra loro macchine differenti [27].

3.3.2.4 INDICI ENERGETICI PER LE TIPOLOGIE DI MACCHINE PIU' DIFFUSE

Secondo l'AICARR è possibile stimare, a grandi linee, l'efficienza stagionale per diversi tipi di compressore, partendo dal valore di efficienza nominale.

Per quanto riguarda la condensazione ad aria, un sunto è presentato nella seguente tabella 3.3.

Gradini totali	Tipologia gruppo frigorifero	IPLV	EMPE
1	1 Alternativo On - Off (1 circuito)	131%	107%
	1 circuito 1 Scroll On - Off (1 circuito)	147%	113%
2	1 Alternativo 4 cilindri 2 gradini (1 circuito)	165%	130%
	2 Scroll Twin (1 circuito)	190%	153%
	2 Alternativi On - Off (2 circuiti)	131%	107%
	2 Scroll On - Off (2 circuiti)	147%	113%
4 o più	2 Alternativi 4 cilindri 2 gradini per circuito	166%	132%
	2 Scroll Twin per circuito	195%	155%
	2 Vite ottimizzati a rc = 2,5-2 gradini per circuito	169%	134%
	2 Vite ottimizzati a rc = 3,5-2 gradini per circuito	134%	104%
	1 Alternativi On - Off per circuito	131%	107%
	1 Scroll Twin On Off per circuito	147%	113%
	1 Vite ottimizzato a rc=2,5 On Off per circuito	142%	112%
	1 Vite ottimizzato a rc=2,5 con modulazione continua regolazione potenza fino a 25%	157%	118%
N.B.: Moltiplicando il COP nominale per il valore di tabella si trova il corrispondente indice energetico			

Tabella 3.3 - Condensazione ad aria: valore percentuale di IPLV - EMPE rispetto al COP

Dato ad esempio un COP di 3 alle condizioni nominali, qualunque sia il tipo di compressore adottato, è possibile stilare una classifica per varie soluzioni.

Le prestazioni energetiche migliori le ottengono le macchine con scroll gemellati (due per circuito) con un valore dell'indice EMPE di 4,6, seguiti dalle macchine con compressori a vite ottimizzati per rapporto volumetrico 2,5 a tre gradini di parzializzazione (100, 75 e 50%) con EMPE uguale a 4,05, quindi gli alternativi a due gradini per circuito (EMPE = 3,96). Seguono ancora, gli stessi a vite con regolazione continua (EMPE = 3,54) e gli scroll e i vite funzionanti On-Off (EMPE = 3,36). Valori peggiori danno gli alternativi regolati On-Off (EMPE = 3,21).

Questa rapida panoramica mostra come il COP nominale non sia assolutamente indicativo della reale efficienza della macchina, perché, a parità di efficienza nominale, tra il gruppo frigorifero peggiore e quello migliore nella classifica appena vista vi è una differenza del 43% sulla efficienza stagionale, con conseguente diminuzione dei consumi.

La figura 3.17 mostra l'andamento dell'efficienza al variare del carico per i modelli sopra ricordati.

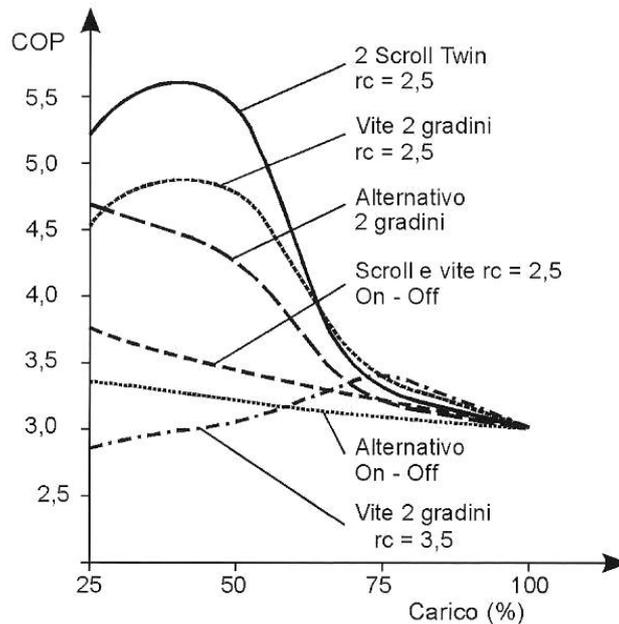


Figura 3.17 - Variazione dell'efficienza al variare del carico per diversi gruppi frigoriferi condensati ad aria

Nella scelta di un gruppo frigorifero, pertanto, non basta solamente osservare il COP nelle condizioni nominali, ma bisogna anche valutare con attenzione altri fattori importanti, prima di tutto il numero complessivo delle parzializzazioni.

Per le varie tipologie di compressore vale quanto segue:

- compressore scroll*: l'utilizzo delle macchine con compressori gemellati (due per circuito), fa guadagnare il 37% di efficienza rispetto alla soluzione con un unico compressore per circuito. L'aggiunta di un terzo compressore non sortisce ulteriori effetti.
- compressore alternativi*: rispetto alla soluzione con circuiti On-Off (un gradino di parzializzazione per circuito) gli aumenti percentuali di efficienza sono rispettivamente 25% per due gradini di parzializzazione per circuito, del 33% per quattro gradini e del 40% circa per la variazione continua con inverter.
- compressore a vite*: rispetto alla soluzione con un compressore per circuito frigorifero (un gradino di parzializzazione per circuito) gli aumenti percentuali di efficienza sono rispettivamente del 20% per

due gradini di parzializzazione per circuito, del 5% per variazione continua con inverter.

Per i compressori a vite è fondamentale capire se il compressore è ottimizzato ad alti o bassi rapporti di compressione. Generalmente la maggior parte dei costruttori utilizza per le macchine ad aria dei compressori ottimizzati per rapporti di compressione pari a 3,5 o superiori. In questo modo sicuramente l'efficienza nominale è superiore rispetto a una macchina con compressori ottimizzati a bassi rapporti di compressione. Difficilmente i costruttori dichiarano qualcosa in proposito: un buon metodo sarebbe quello di richiedere anche l'efficienza a pieno carico a 27°C dell'aria esterna. In queste condizioni un compressore ottimizzato per rapporto di compressione 3,5 dà un incremento dell'efficienza a circa il 25 – 30%, mentre uno ottimizzato a 2,5 dà un incremento di efficienza attorno al 70-80% [31].

3.4.2.5 INFLUENZA DEI REFRIGERANTI SULL'EFFICIENZA ENERGETICA STAGIONALE DI UN GRUPPO FRIGORIFERO

Il refrigeratore da utilizzare è stato uno degli aspetti più discussi negli ultimi anni, anche se il refrigerante influenza l'efficienza energetica in modo abbastanza marginale. Anche se è R407C il refrigerante più utilizzato, nel futuro sembra probabile una suddivisione tra R134a e R410A.

A livello teorico, R134a ha un'efficienza energetica maggiore di quella R410A. A parità di temperatura di condensazione e di temperatura di evaporazione, R134a è sempre più efficiente, tanto più quando è maggiore la temperatura di condensazione, quindi il rapporto di compressione (ovverosia il rapporto tra la pressione di condensazione e la pressione di evaporazione). Il vantaggio energetico di R134a tende a ridursi al diminuire del carico richiesto al gruppo frigorifero, quanto più è bassa la temperatura dell'aria esterna.

A parità di ogni altro fattore, la maggiore efficienza di R134a influisce sulle prestazioni a pieno carico, mentre molto meno sul valore degli indici energetici, dell'IPLV in particolare.

Se R134a ha un'efficienza teorica migliore rispetto a R410A, di contro ha una peggiore capacità di scambio termico. Per realizzare lo stesso scambio termico, R134a richiede delle dinamiche del flusso all'interno delle tubazioni, tali da incrementare le perdite di carico negli scambiatori. Ciò di fatto aumenta il salto di pressione che deve compiere il compressore, aumentandone il lavoro.

Nei gruppi frigoriferi per il condizionamento dell'aria, la perdita di carico prodotta negli scambiatori, condensatore ed evaporatore, è doppia nel caso di R134a rispetto a R410A. Ciò comporta un parziale recupero della perdita di efficienza da parte di R410A.

A parità di ogni altra condizione, R410A richiede rapporto di compressione inferiore rispetto a R134a. Questo aspetto è importante se visto legato alle caratteristiche del compressore, come meglio spiegato in seguito [32].

3.5 CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE FRIGORIFERE

Una classificazione delle macchine frigorifere può essere effettuata in funzione della tipologia delle sorgenti termiche, calda e fredda. Una prima divisione viene fatta sulla base della collocazione dell'ambiente da climatizzare. Si hanno due casi distinti. Nel primo una delle due sorgenti, la fredda in regime estivo o la calda in regime invernale, è direttamente l'aria dell'ambiente da climatizzare, così come mostrato in fig 3.18.a. La macchina frigorifera viene chiamata "Condizionatore ad espansione diretta" o "condizionatore autonomo" ed è caratterizzata dal fatto di avere uno scambiatore a diretto contatto con l'aria da trattare.

Nel secondo caso l'ambiente viene climatizzato mediante dei terminali alimentati da acqua refrigerata prodotta dalla macchina frigorifera. La sorgente, fredda in regime estivo e calda in regime invernale, diventa l'acqua contenuta nel circuito idraulico di collegamento, come mostrato in

figura 3.18.b e la macchina viene chiamata “Refrigeratore di liquido” o “Gruppo frigorifero”.

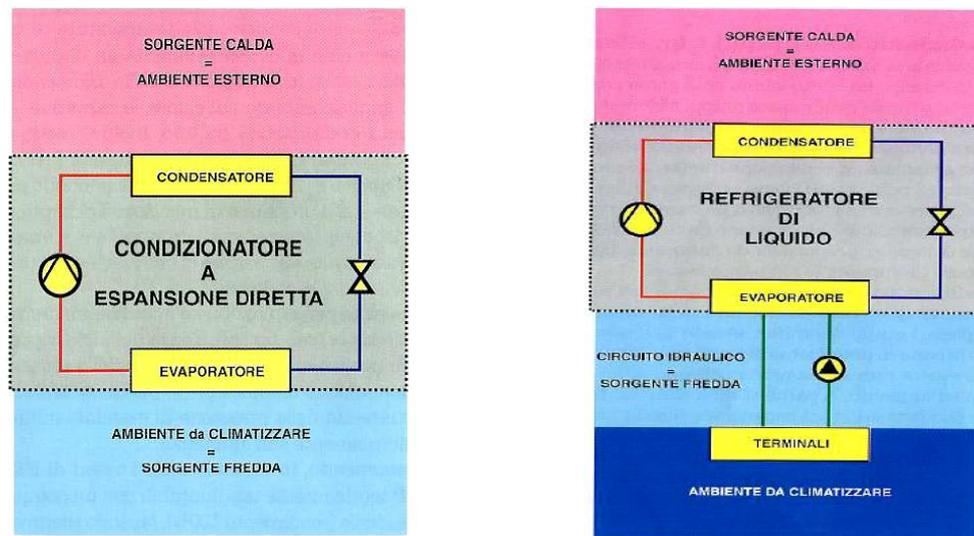


Figura 3.18.a - Rappresentazione “condizionatore autonomo”.

Figura 3.18.b – Rappresentazione “refrigeratore di liquido”

Mentre i condizionatori ad espansione diretta possono essere completi di ogni organo necessario per la climatizzazione di un ambiente, e possono essere considerati dei veri e propri impianti autonomi, da cui il nome di “Condizionatori autonomi”, i refrigeratori di liquido rappresentano sempre solo una parte del sistema di climatizzazione, quella della generazione di potenza, in quanto il mantenimento delle condizioni desiderate è delegato ai terminali. Analogamente alla prima, la seconda sorgente termica può essere a sua volta aria o acqua. Nel primo caso, il più comune, si tratta dell’aria esterna, riscaldata nel periodo estivo (sorgente calda) e raffreddata nel periodo invernale (sorgente fredda). Più raramente può essere utilizzata in tutto o in parte l’aria di espulsione di un impianto come nelle piscine o negli ambienti di pubblico spettacolo ad alto affollamento.

Nel secondo caso l’acqua può essere direttamente fornita da una fonte naturale (mare, lago, fiume, falda, acquedotto), oppure il fluido vettore del calore scambiato con un’altra sorgente termica, come avviene ad esempio avviene con le torri evaporative, i *dry-cooler* e gli scambiatori a terreno. Le torri evaporative ed i *dry-cooler* sono degli scambiatori di calore aria-acqua: la sorgente termica finale della macchina frigorifera è sempre l’aria

esterna e l'acqua funge solo da vettore intermedio. Entrambi possono essere utilizzati solamente nel funzionamento in regime estivo. Gli scambiatori a terreno, in rapido sviluppo nei paesi del nord Europa, possono invece essere utilizzati sia nel regime estivo che in quello invernale. È il terreno a fungere da sorgente termica, con l'acqua come fluido intermedio di scambio.

Per quanto detto le macchine frigorifere possono essere divise sulla base dei fluidi trattati dallo scambiatore posto verso l'esterno e dallo scambiatore posto verso l'impianto.

La tabella 3.4 mostra una possibile classificazione delle macchine frigorifere dell'aria in funzione dei fluidi trattati. A fianco delle varie categorie sono riportati i range di potenza frigorifera raggiungibile con macchine con compressori volumetrici (sia alternativi sia rotativi). Al di sotto dei nomi convenzionali, la tabella riporta anche una delle denominazioni comunemente usate per distinguere le macchine frigorifere ovvero quella che associa le caratteristiche delle sue sorgenti, ponendo per prima la sorgente esterna e poi quella relativa all'ambiente da climatizzare. Dalla tabella si evince un'ulteriore possibile divisione delle macchine frigorifere in macchine monoblocco e macchine in due sezioni. Le prime contengono al loro interno tutti e quattro gli elementi principali del circuito frigorifero. Le seconde, invece, ne contengono solo una parte essendo gli altri remotizzati in altra parte dell'impianto, collegati tra loro da una rete di tubazioni posizionata dall'installatore.

Fluido trattato (verso l'esterno)	Fluido trattato (verso l'impianto)	
	ARIA	ACQUA
ARIA	CONDIZIONATORI (aria-aria)	GRUPPI FRIGORIFERI (aria-acqua)
	Monoblocco 4 - 40 kW 2 sezioni 4 - 125 kW	Monoblocco Vent. Assiali 4 - 2100 kW Vent. Centrif. 4 - 300 kW
	ROOF - TOP (aria-aria) 25 - 190 kW	2 sezioni Vent. Assiali 4 - 3500 kW Vent. Centrif. 4 - 300 kW
ACQUA	CONDIZIONATORI (acqua-aria) Monoblocco 4 - 170 kW	GRUPPI FRIGORIFERI (acqua-acqua) Monoblocco 4 - 3500 kW

Tabella 3.4 - Classificazione in funzione del fluido trattato

L'esempio più comune a tutti è quello degli *split-system*, composti da due sezioni: l'unità interna, delegata a condizionare l'ambiente, e l'unità esterna.

Le macchine a due sezioni si dividono a loro volta in motocondensanti e motoevaporanti, così come mostrato in figura 3.19. Le motocondensanti hanno al loro interno solamente il compressore ed il condensatore, mentre l'evaporatore è posto, assieme alla valvola termostatica, a distanza. È il caso dello split system domestico: l'unità interna contiene evaporatore e termostatica, quella esterna compressore e condensatore.

Le motoevaporanti contengono al loro interno il compressore, l'evaporatore e la valvola termostatica con il condensatore unico organo remotizzato.

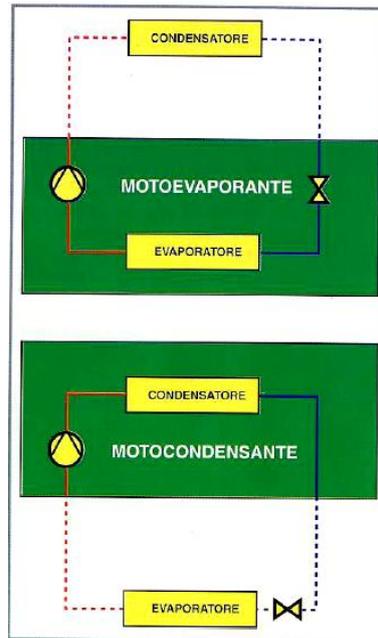


Figura 3.19 - Rappresentazione di una macchina a due sezioni: motocondensante e moto evaporante

3.5.1 DIFFERENZA TRA CONDENSAZIONE AD ACQUA E CONDENSAZIONE AD ARIA

Le macchine frigorifere possono condensare (evaporare, quando lavorano come pompe di calore) scambiando calore direttamente con l'aria esterna oppure con dell'acqua. Come visto l'acqua può essere direttamente la sorgente finale se proveniente da una fonte naturale (mare, fiume, lago, falda) oppure usata come fluido intermedio per scambiare calore con l'aria, quando si utilizzano, nel solo regime estivo, le torri evaporative o i *dry-cooler*. La condensazione ad acqua garantisce prestazioni energetiche migliori per i seguenti motivi:

- gli scambiatori fluido refrigerante-acqua si comportano meglio delle batterie alettate a scambio fluido refrigerante-aria: a parità di temperatura della sorgente esterna (acqua nel primo caso, aria nel secondo) la temperatura di condensazione è circa 10°C inferiore;
- la temperatura dell'acqua è mediamente inferiore a quella dell'aria in tutti i periodi di funzionamento; ciò è vero sia per acqua proveniente

da sorgente naturale che per acqua trattata dalla torre evaporativa; mentre si verifica il contrario in caso di trattamento con *dry-cooler*;

- nel funzionamento in pompa la temperatura dell'acqua è mediamente superiore a quella dell'aria e non sono richiesti cicli di sbrinamento.

I vantaggi energetici non si traducono immediatamente in vantaggi economici per i seguenti motivi:

- gli impianti con condensazione ad acqua richiedono una maggiore complessità a causa delle linee di collegamento tra la macchina e la fonte, dell'inserimento di scambiatori di calore, sempre necessari in presenza di acque sporche o aggressive, degli impianti di depurazione richiesti quando si utilizzano le torri evaporative;
- è sempre necessario inserire nei calcoli energetici anche l'energia di pompaggio dell'acqua di condensazione nonché quella dei ventilatori delle torri o dei *dry-cooler*;
- mentre l'utilizzo dell'aria è gratuito, l'acqua ha un costo che può incidere anche consistentemente sui costi di gestione dell'impianto; analogamente la condensazione ad acqua richiede maggiori oneri manutentivi.

La scelta della condensazione va, quindi, vagliata attentamente in funzione delle caratteristiche dell'impianto. In generale si può dire che vale la pena utilizzare l'acqua di falda, quando questa sia disponibile. Per anni in Italia ne è stato impedito l'utilizzo: attualmente vi è un'inversione di tendenza sia a causa dell'aumento del livello delle falde in alcune città (il caso più clamoroso è quello di Milano), sia soprattutto perché una legge prevede il prelievo e la re immissione in falda per scopi geotermici, come appunto il caso degli impianti di climatizzazione. Per le pompe di calore vale sempre la pena sfruttare anche sorgenti di più difficile reperibilità, quali mare, fiume o lago.

Sempre in linea generale si può affermare che la condensazione ad aria garantisce una maggiore flessibilità d'installazione e di gestione rispetto alla condensazione con acqua di torre o con *dry-cooler*.

3.5.2 CONDIZIONATORI E GRUPPI FRIGORIFERI

Osservando la tabella 3.4 si evince immediatamente la differenza tra le macchine note come condizionatori e quelle denominate gruppi frigoriferi. Le prime trattano direttamente l'aria ambiente che viene a contatto con il loro evaporatore e vengono altresì chiamate *ad espansione diretta*. Le seconde, invece, raffreddano l'acqua presente in un circuito collegato con i terminali d'impianto. Per questa tipologia di impianto si usano i termini *refrigeratore di liquido*, *gruppo a fluido intermedio* oppure, come riferimento al circuito, *idronici*.

A parità di ogni altra condizione, i condizionatori a espansione diretta hanno prestazioni energetiche migliori di quelle dei refrigeratori di liquido, in quanto vi è un unico scambio termico contro i due necessari negli impianti a fluido intermedio. Nelle macchine ad espansione diretta lo scambio avviene tra aria dell'ambiente da trattare e fluido refrigerante, mentre nei sistemi idronici si ha un primo scambio tra fluido refrigerante del circuito e poi un secondo tra l'acqua e l'aria dell'ambiente da trattare. In questo modo, a parità di condizioni termo igrometriche dell'ambiente climatizzato, la temperatura di evaporazione si mantiene più alta, con conseguente miglior efficienza del circuito frigorifero.

Analogamente nel funzionamento invernale in pompa di calore la temperatura di condensazione si mantiene più bassa, con analoghe conseguenze.

Da queste considerazioni sembrerebbe sempre conveniente utilizzare dei sistemi ad espansione diretta. In realtà non è così: intatti, a parte i problemi d'installazione e di costruzione della linea frigorifera, i sistemi ad espansione diretta presentano delle controindicazioni, soprattutto quando la distanza tra l'evaporatore posto in ambiente ed il condensatore remoto aumentano di distanza. In particolare bisogna sempre considerare quanto segue:

- a) l'efficienza del circuito frigorifero diminuisce rapidamente all'aumentare della lunghezza equivalente del circuito: la perdita raggiunge il 10% per lunghezze equivalenti di 40 metri, addirittura il 25% per lunghezze equivalenti di 120 metri. Da osservare che la lunghezza equivalente totale corrisponde alla lunghezza della linea più la lunghezza equivalente dei componenti con perdita localizzata.

Una curva equivale a 2 metri di lunghezza equivalente, una valvola di non ritorno a 9 metri, un sifone a 6 metri, un rubinetto a 8 metri. Mediamente la lunghezza equivalente totale è pari a 3-4 volte la lunghezza reale della linea;

- b) il controllo della temperatura di un ambiente è molto più raffinato se effettuato con un sistema a fluido intermedio, piuttosto che con un sistema ad espansione diretta. Nell'impianto a fluido intermedio il mantenimento della temperatura desiderata viene delegato ad una valvola modulante che riesce a regolare l'apertura del proprio otturatore in modo continuo in modo da seguire le effettive esigenze dell'impianto. La regolazione di un sistema ad espansione diretta è necessariamente a gradini discreti on-off e pertanto all'interno dell'ambiente non può verificarsi un'oscillazione della temperatura controllata;
- c) gli impianti ad espansione diretta tendono a portare l'ambiente, in determinate condizioni, ad un livello di umidità relativa inferiore a quanto effettivamente richiesto, con conseguente perdita energetica;
- d) gli impianti ad espansione diretta in pompa di calore presentano un ulteriore inconveniente connesso al ciclo di sbrinamento. Tutte le pompe di calore evaporanti ad aria devono necessariamente effettuare dei cicli di sbrinamento per eliminare il ghiaccio che si forma, in certe condizioni, sulla batteria esterna. Per far questo la macchina deve sottrarre calore dalla propria sorgente calda per trasferirlo alla batteria per sciogliere il ghiaccio. Mentre le macchine a fluido intermedio sottraggono calore al circuito idraulico, abbassando la temperatura senza provocare disagi nell'ambiente riscaldato, i sistemi ad espansione diretta sottraggono calore direttamente dall'ambiente. Un sistema a fluido intermedio riscalda l'acqua generalmente a 45°C e la immette a questa temperatura nei terminali. Durante il ciclo di sbrinamento, la temperatura scende tanto più quanto più scarso è il contenuto d'acqua dell'impianto, ma si mantiene sempre a temperatura superiore a quella ambiente. Pertanto all'interno dell'ambiente i terminali immettono sempre aria più calda di quella presente, così da non disturbare gli occupanti. Il

sistema ad espansione diretta, invece, raffredda direttamente l'aria ambiente, immettendo dell'aria a temperatura inferiore a quella presente, con conseguente formazione di fastidiose correnti fredde.

Inoltre è da tenere sempre ben presente come le macchine ad espansione diretta siano dimensionate per un ben preciso salto entalpico e pertanto non possano accettare portate di aria esterna superiori a un 20-30% rispetto alla loro portata nominale.

3.5.3 RECUPERI TERMICI

Il Circuito frigorifero trasferisce calore da una sorgente fredda alla sorgente calda; nel funzionamento estivo questo calore viene disperso. Poiché spesso anche durante il funzionamento estivo serve del calore per utilizzai sanitari oppure per alimentare le batterie di post-riscaldamento, diviene conveniente dal punto di vista energetico prelevare questo calore direttamente dal circuito frigorifero. Si effettua in questo modo un recupero termico in quanto si sfrutta del calore che altrimenti andrebbe disperso.

Un recupero di calore da un gruppo frigorifero può essere:

- a) parziale, pari al 20-30% della potenza frigorifera prodotta: si ottiene recuperando il calore di surriscaldamento in uno scambiatore chiamato desurriscaldatore . Lo scambio all'interno di detto scambiatore è solamente sensibile: la condensazione del refrigerante è sempre effettuata nel condensatore;
- b) totale, pari al 120-130% della potenza frigorifera prodotta: si ottiene recuperando tutto il calore della condensazione, sia la parte sensibile che quella latente. Durante la fase di recupero, lo scambiatore ad esso delegato sostituisce completamente il condensatore [33].

3.6 MACCHINE FRIGORIGENE O GRUPPI REFRIGERATORI

Negli impianti di climatizzazione, sia quelli a tutt'aria (nei quali un flusso d'aria trattato centralmente ha il compito di bilanciare tutti i carichi termici degli ambienti serviti) sia quelli misti (nei quali una parte essenziale di esso viene mandato ad apparecchiature di trattamento periferico) la scelta di gran lunga più comune è quella di usare l'acqua quale fluido intermedio per il trasporto del calore (del freddo) dalla macchina frigorigena all'elemento di trattamento dell'aria, centralizzato o periferico.

A sostituire i primitivi impianti frigorigeni assemblati in sito e progettati per raffreddare l'aria tramite una batteria di scambio termico refrigerante-aria ("ad espansione diretta" – perché il refrigerante espande nel flusso dell'aria da condizionare), si sono venuti sempre più diffondendo i *gruppi refrigeratori d'acqua*, complessi preassemblati il cui compito è quello di generare acqua fredda (a temperatura intorno ai 7 °C) che viene a sua volta inviata alle centrali od ai terminali di trattamento d'aria, nei quali lo scambio avviene con scambiatori acqua-aria.

Risulterebbe troppo ovvio elencare i vantaggi di questo sistema. Basti citare per tutti i due fattori importantissimi:

- estrema facilità della movimentazione del fluido acqua rispetto al gas refrigerante (particolarmente nel caso di una rete estesa di apparecchi di trattamento periferici)
- maggiore semplicità complessiva del controllo del sistema frigorigeno incluse, e soprattutto, le operazioni di parzializzazioni (tanto frequentemente nella climatizzazione) grazie proprio alla maggiore elasticità di risposta di questo fluido.

In aggiunta l'acqua risulta una scelta ottimale per il suo elevato calore specifico e per la sua densità.

3.6.1 CAMPI DI APPLICAZIONE E FLUIDI VETTORI

I gruppi frigorigeni oggi in commercio, cioè regolarmente prodotti e disponibili di serie, variano da potenzialità dei motori di pochi HP fino a

oltre i 1000 HP. La capacità dei gruppi refrigeratori veniva, e in alcuni casi viene ancora oggi, impropriamente espressa in HP, utilizzando il valore che esprime la potenza nominale del motore elettrico del compressore: si parla in questo caso, infatti, di *potenzialità*. Nel campo del condizionamento dell'aria si è stabilita la convenzione di attribuire ad 1 HP la produzione di 3000 kcal/h.

Oggi si è completamente generalizzato l'uso più corretto di definire i gruppi refrigeratori in relazione alla loro capacità frigorigena espressa in kW termici (dove $1 \text{ kWt} = 860 \text{ kcal/h}$, per cui approssimativamente $1 \text{ HP} = 0,745 \text{ kW}$ di potenza produce $3,59 \text{ kW}$ termici). Riassumendo, un gruppo frigorifero sarà quindi, ad esempio, della capacità nominale di circa 350 kWt con una potenza nominale (del motore) di circa 75 kW (prima definiti 100 HP).

I gruppi possono variare da pochi kW fino a centinaia e talvolta migliaia di kW. Negli ultimi anni c'è stata la tendenza di una generale diminuzione della capacità specifica degli impianti di climatizzazione, indotta soprattutto dal risparmio energetico e dal notevole balzo di qualità compiuto nella realizzazione dell'involucro edilizio.

Ancora oggi, la maggioranza dei gruppi refrigeratori è dotata di compressori alternativi, principalmente in costruzione semiermetica. Da alcuni anni però, si assiste con grande interesse all'introduzione, nel campo della climatizzazione, dei compressori di tipo rotante, in altre parole compressori "rotativi", "orbitali" e "a vite". Nessuno di essi è di nuova concezione, ma le nuove tecnologie applicate nei materiali e nel sistema in generale, costituiscono una vera novità che li rende una grande attrattiva. Le caratteristiche, già esaminate nella precedente descrizione dei singoli tipi di compressore, sono principalmente l'assenza di vibrazioni, la riduzione o l'assenza della valvole (la continuità del processo) con conseguente ottimizzazione dei rendimenti volumetrici e meccanici, la grande semplificazione della parzializzazione. Gli evaporatori sono quasi totalmente preferiti del tipo ad espansione secca. La condensazione prima ottenuta quasi esclusivamente con il raffreddamento ad acqua, viene oggi molto spesso sostituita con quella con raffreddamento ad aria sia nei gruppi monoblocco, anche di notevole capacità, che tramite l'uso di condensatori ad aria del tipo remoto.

Il gas refrigerante fino a qualche anno fa in uso era l'R-22. A causa degli accordi internazionale sulla *prevenzione dei danni alla strato d'ozono*, esso è stato da anni abbandonato. Pertanto molti gruppi sono forniti con R-134a, un refrigerante senza fattore di rischio per l'ozono, come pure si è fatta strada l'utilizzo di miscele di gas naturali (propano, isobutano, ecc.) ed il ritorno all'ammoniaca.

Negli impianti di climatizzazione si opera generalmente con acqua refrigerata alla temperatura di circa 7 °C. La scelta di questa temperatura è dovuta alla preoccupazione di non avere mai temperature di evaporazione del gas inferiori a 0 °C, che, se raggiunte, potrebbero presentare rischi di ghiaccio nell'evaporatore. Nei casi, peraltro poco frequenti, nei quali sia necessario operare con acqua e temperatura inferiori a 4 °C, questa viene sostituita con miscele di liquidi incongelabili (glicole ed affini) [26].

4

GLI IMPIANTI DI CONDIZIONAMENTO DELL'ARIA

Un adeguato comfort termico può essere raggiunto con diverse tipologie di impianti. Le differenze tra i vari sistemi riguardano il numero dei fattori controllati e i mezzi con i quali si opera il controllo.

La più semplice tecnica di controllo è quella degli impianti di riscaldamento, con i quali si mantengono adeguate condizioni di temperatura dell'aria nella stagione invernale mediante corpi riscaldanti che forniscono all'ambiente la quantità di calore necessaria in base al relativo bilancio termico.

Con gli impianti di termoventilazione si aggiunge il controllo delle condizioni di ricambio dell'aria a quello della temperatura nella stagione invernale: l'azione sulla temperatura viene effettuata attraverso l'immissione di un'adeguata portata d'aria più calda di quella ambiente, trattata di solito in un gruppo centralizzato e distribuita attraverso un'apposita rete di canali.

Gli impianti di condizionamento dell'aria rappresentano la soluzione tecnica più completa: essi consentono di realizzare e mantenere idonee condizioni della temperatura, della umidità relativa, della velocità e della qualità dell'aria. La temperatura viene mantenuta fornendo o sottraendo all'ambiente opportune quantità di calore, in genere attraverso l'immissione in esso di aria più calda o più fredda.

Esistono vari tipi di impianti di condizionamento d'aria, ciascuno dei quali offre prestazioni diverse soprattutto per quanto concerne la regolazione della temperatura al variare della quantità di calore scambiata tra i singoli locali e l'esterno e/o degli sviluppi interni di calore. Va infatti osservato che i fenomeni termici che interessano gli ambienti non si svolgono mai in condizioni di regime stazionario: è tipica, a questo riguardo, la variabilità degli effetti prodotti dall'irraggiamento solare nel tempo e nello spazio per

locali aventi diversa esposizione. Mentre il controllo della qualità e dell'umidità relativa dell'aria può essere effettuato in maniera indifferenziata per i diversi ambienti, l'azione sulla temperatura deve essere svolta nel tempo e nello spazio per locale o per gruppi di locali aventi analoghe esigenze [26].

Un criterio per classificare gli impianti di condizionamento dell'aria è quello di fare riferimento al “veicolo” per il trasporto dell'energia termica e cioè al “fluido termovettore” (aria o acqua) che dovrà essere riscaldato/raffreddato ed opportunamente distribuito nell'intero edificio. La produzione di questi fluidi vettori richiede la presenza di una centrale termica e di una centrale frigorifera.

In base a tale classificazione si suole quindi distinguere:

- ❖ impianti a sola aria (“a tutt'aria”);
- ❖ impianti a sola acqua;
- ❖ impianti aria + acqua (“misti”).

4.1 IMPIANTI A SOLA ARIA

In questo caso il compito di trasferire il caldo o il freddo prodotto in apposita centrale è affidato all'aria che viene immessa nei singoli locali mediante apposita rete di distribuzione.

I principali vantaggi di impianti di questo tipo possono essere:

- buona possibilità di controllo delle condizioni ambientali;
- completa assenza di tubazioni, cavi elettrici e filtri negli spazi condizionati;
- possibilità di collocare i principali componenti dell'impianto in un'unica centrale di trattamento aria.

Gli svantaggi, invece, sono legati soprattutto a:

- scarsa efficienza energetica, in particolare per alcune soluzioni impiantistiche;

- notevole ingombro dei canali d'aria;
- necessità di un accurato bilanciamento della rete di tubazioni;

I sistemi a tutt'aria si distinguono a loro volta in:

- sistemi monocondotto;
- sistemi monocondotto multi zone;
- sistemi a doppio condotto.

4.1.1 SISTEMI MONOCONDOTTO

Il tipo più semplice di impianto a tutt'aria è quello a canale singolo, così denominato perché un solo canale, opportunamente ramificato, connette la centrale di trattamento aria con i vari ambienti.

I sistemi a tutt'aria sono utilizzati per il condizionamento estivo e per il condizionamento invernale. Essi possono funzionare solo con l'aria esterna oppure, quando la portata necessaria per assicurare le condizioni di comfort termico in ambiente risulta superiore a quella necessaria per la purezza, con miscelazione fra aria esterna ed aria interna (sistemi a tutt'aria con "ricircolo"). L'umidificazione può essere a vapore o con batteria di ugelli spruzzatori di acqua.

Lo schema dell'impianto è quello riportato in figura 4.1 mentre quello del condizionatore centrale in figura 5.1.

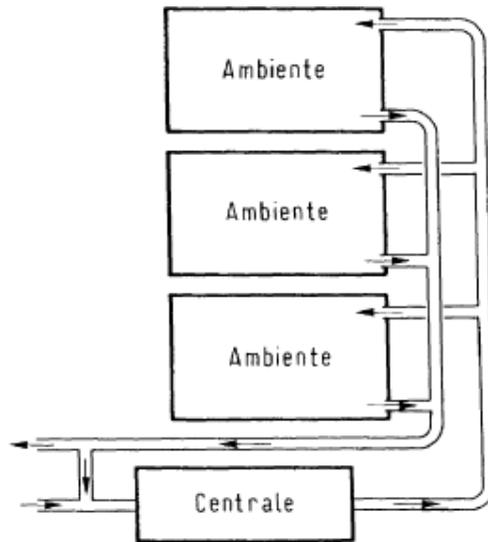
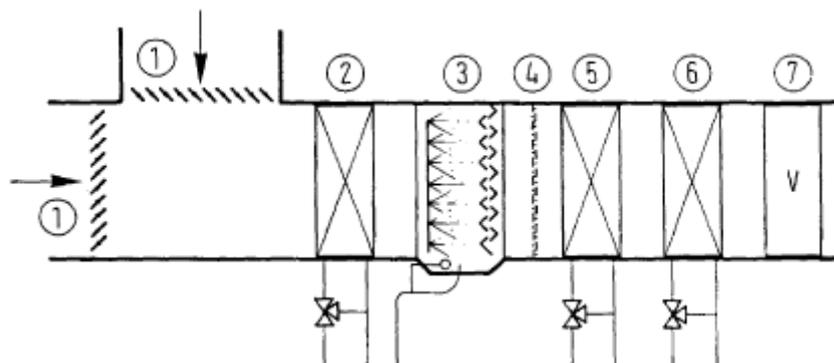


Figura 4.1 - Schema del sistema monocondotto



- ① Serrande di taratura
- ② Batteria di preriscaldamento
- ③ Saturatore adiabatico
- ④ Rete snebbiatrice
- ⑤ Batteria di raffreddamento e deumidificazione
- ⑥ Batteria di postriscaldamento
- ⑦ Ventilatore

Figura 4.2 - Schema del condizionatore centrale

Nella sua forma più semplificata, questo tipo di impianto può essere realizzato con unità monoblocco, semicentrale prefabbricata, quale ad esempio un condizionatore ad armadio in cui la batteria di raffreddamento è costituita dall'evaporatore ad espansione diretta di un gruppo frigorifero

autonomo, mentre la batteria di riscaldamento, funzionante ad acqua calda, dovrà essere allacciata ad appositi caldaia.

Talora la batteria di riscaldamento può essere sostituita da batteria elettrica. In altri casi, pur installando la batteria di riscaldamento funzionante ad acqua calda che dovrà svolgere la sua funzione durante l'inverno, viene installata un'ulteriore batteria elettrica che dovrà svolgere solo la funzione di post-riscaldamento nella stagione estiva, in particolare in quei casi in cui in estate non è possibile avere a disposizione una fonte di acqua calda.

L'impianto a tutt'aria monocondotto appena descritto presuppone però che il condizionatore serva un unico locale, oppure che i carichi termici dei singoli ambienti siano molto vicini, e ciò in quanto non è possibile inviare contemporaneamente l'aria, trattata in centrale, in condizioni termo igrometriche diverse tra i singoli locali come sarebbe necessario se i carichi termici, sia in estate che in inverno, non fossero gli stessi per tutti gli ambienti.

4.1.2 SISTEMI MONOCONDOTTO MULTIZONE

Come si è detto, gli impianti a condotto singolo si presentano per servire una sola zona climatizzata. Quasi sempre, tuttavia, in uno stesso edificio sono presenti zone diverse che, se possibili, è opportuno climatizzare con un unico impianto.

Dal punto di vista dell'utilizzazione, a secondo dell'uso e della posizione planimetrica, ogni locale dovrebbe avere la possibilità di regolazione automatica di umidità relativa e temperatura. Naturalmente ciò è impossibile e si adotta la disposizione detta *multizone*. Si suddivide cioè l'edificio in zone raggruppanti locali in cui le condizioni sono pressoché uguali. La suddivisione può essere fatta secondo criteri di affinità, destinazione, orientamento, posizione planimetrica.

In ogni zona viene allora inviata aria a condizioni diverse; ciò è ottenuto con una tipologia impiantistica molto simile a quella dei sistemi nono condotto, nella quale però il post-riscaldamento è diversificato a seconda della zona servita. Si ottiene così quella particolare categoria di impianti a sola aria detti "con post-riscaldamento di zona". Le condizioni termo igrometriche dell'aria prima del post-riscaldamento sono comuni a tutte le

zone e le trasformazioni termodinamiche a cui essa deve essere assoggettata in centrale sono le stesse già viste.

Ogni zona dispone poi di una propria batteria di post-riscaldamento controllata da un sensore d'ambiente che può essere o un termostato (come avviene quasi sempre) oppure un umidostato; il post-riscaldamento è modulato in modo da mantenere costante la temperatura ambiente, nel primo caso, e l'umidità relativa nel secondo.

Un impianto di questo tipo non è in grado di controllare entrambe le variabili perciò nella progettazione è sempre necessario verificare che il parametro non controllato non si discosti troppo dai valori ottimali.

La configurazione dell'unità centrale è simile a quella esaminata al caso precedente.

Il sistema è infatti costituito da una batteria di preriscaldamento, una batteria di raffreddamento, una sezione di umidificazione adiabatica.

Per ogni zona è poi presente una batteria di post-riscaldamento.

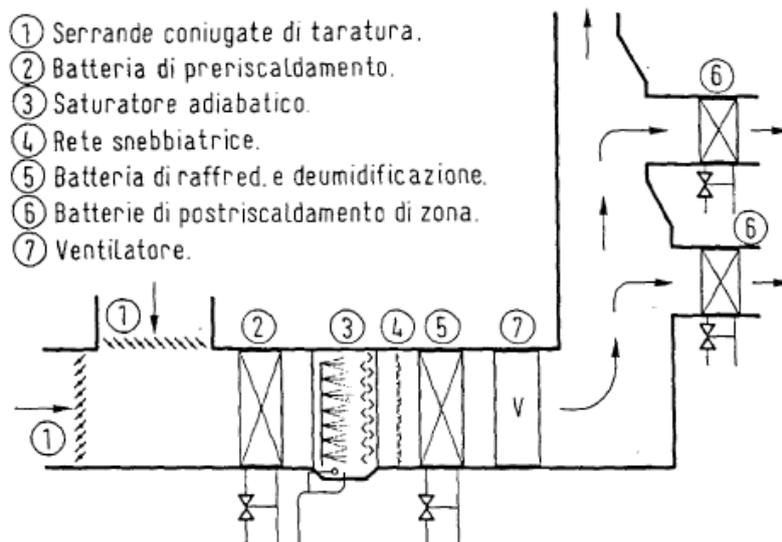


Figura 4.3 - Schema monocondotto multizona

4.1.3 SISTEMI A DOPPIO CONDOTTO

Sempre nell'intento di ottenere aria trattata che presenti caratteristiche di massima flessibilità, si pongono in opera impianti a due condotti. In molti casi, infatti, predisporre un canale che colleghi la centrale di trattamento aria a ciascuna zona può risultare poco razionale, ed inoltre, per

ragioni di ingombro, una centrale multi zone è in grado di servire solo un numero limitato di zone (di norma non più di 10 o 15).

Per risolvere il problema di un numero anche molto rilevante di zone che debbano essere servite indipendentemente si può ricorrere agli impianti a doppio canale che, almeno nella loro configurazione di base, si differenziano solo morfologicamente da quelli multizone.

Infatti essi sono concepiti in modo che dalla centrale partano due correnti d'aria parallele con caratteristiche termo igrometriche diverse (una calda e una fredda). Esse corrono in condotti diversi (da cui il nome di impianto *a doppio condotto*) che si sviluppano attraverso tutto l'edificio giungendo in prossimità delle singole zone, dove vengono miscelate, da appositi apparecchi miscelatori (*cassette*), alle condizioni richieste.

Ciascuna zona, in altri termini, attinge dai due canali mediante una “cassetta di miscelazione” nella quale sono contenuti gli organi di regolazione delle due portate d'aria, organi coniugati e regolati da un termostato ambiente. Lo schema funzionale di un impianto a doppio condotto è riportato nelle figure seguenti.

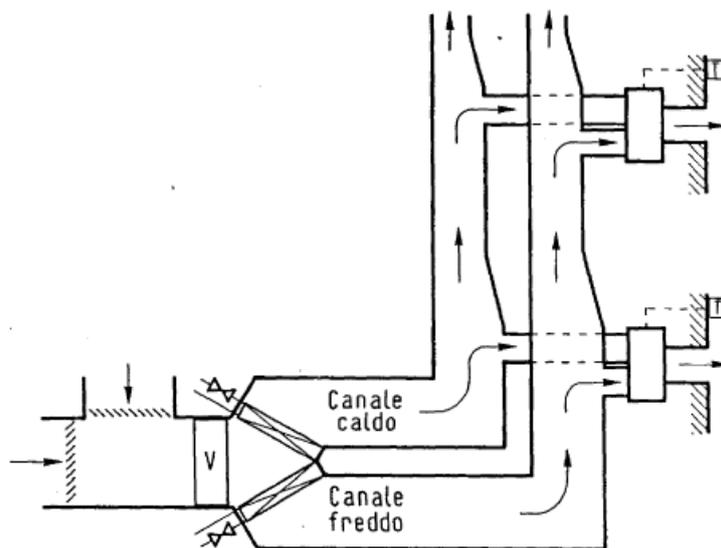


Figura 4.4 - Schema sistema a doppio condotto

Lo scopo di questo tipo di impianto è di poter regolare perfettamente la temperatura di ogni ambiente, mediante la miscelazione di due flussi d'aria.

L'operazione si realizza, in pratica, come già detto, tramite una scatola di miscelazione, dove una serranda si muove automaticamente, comandata da un termostato posto nell'ambiente.

Gli impianti a doppio condotto presentano l'inconveniente di un elevato ingombro dovuto alla coppia di condotti che percorrono l'edificio: per ridurre tale ingombro questi impianti possono utilizzare aria con velocità maggiorata sino al valore di 20-25 m/s (impianti a doppio canale ad elevata velocità). In questo caso però aumenta notevolmente la rumorosità dell'impianto, cosa che porta a limitare l'installazione solo in quegli edifici dove sia tollerato un elevato livello di rumore di fondo.

Nonostante ciò il sistema a doppio canale ha però il vantaggio di permettere una rapida ed efficiente regolazione delle temperature nei vari ambienti e riducendo praticamente a zero l'inerzia termica. Vale a dire che non appena si verifica una variazione delle condizioni climatiche esterne o interne del locale, viene immediatamente ristabilito il regime termoigrometrico di benessere.

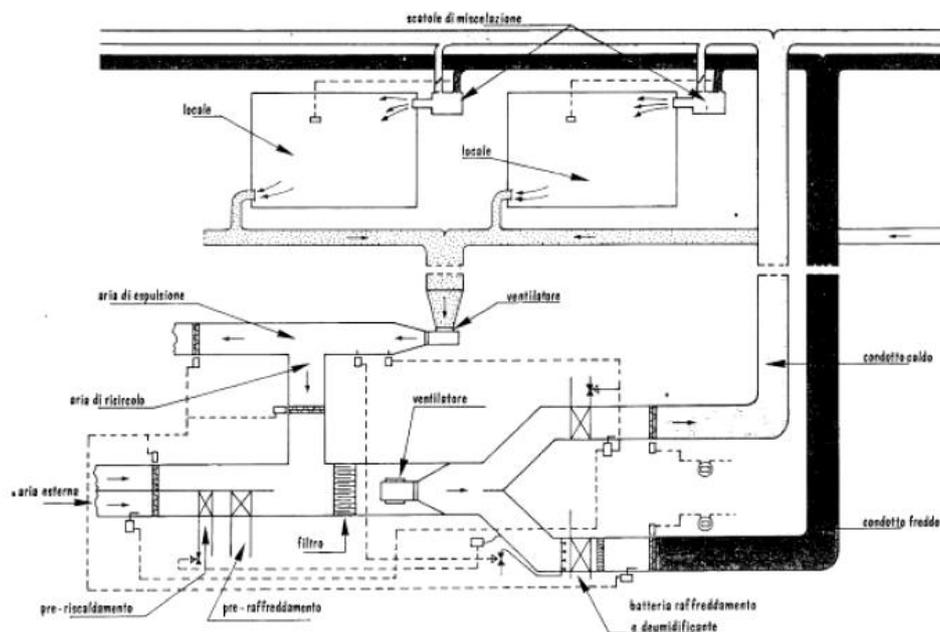


Figura 4.5 - Schema di funzionamento dell'impianto in condizioni di doppio condotto

4.2 IMPIANTI A SOLA ACQUA

Un tipo di impianto molto semplice ed economico (e per questo anche molto diffuso) è quello che impiega come fluido termovettore solo acqua: sono quindi impianti del tutto simili a quelli per applicazioni invernali (impianti di riscaldamento) e che vengono qui estesi all'impiego anche estivo.

L'acqua viene opportunamente riscaldata o raffreddata in centrale ed inviata mediante pompe di circolazione nei vari ambienti.

Anche in questo caso, quindi, si avrà una rete di tubazioni che alimenta con acqua a temperatura opportuna degli scambiatori posti negli ambienti. A tale proposito, tuttavia, si evidenzia subito un problema: mentre per il riscaldamento la temperatura media dei corpi scaldanti, per lo meno in condizioni di progetto, si aggira sugli 80 °C (realizzando quindi una differenza di temperatura con l'aria ambiente di circa 60 °C) nel caso del raffreddamento la temperatura media degli scambiatori non scende mai sotto i 5 °C, cosicché la differenza di temperatura con l'aria non super normalmente i 25 °C. Pertanto, con questi impianti non sarà più possibile affidarsi alla convezione naturale per realizzare lo scambio termico, ma sarà necessario mettere in movimento l'aria a contatto con la superficie di scambio mediante un opportuno ventilatore la cui velocità, molto spesso, può essere selezionata dall'utente.

Si ottengono così i terminali di impianto detti "ventilconvettori" o "mobiletti" o "fancoils", schematicamente rappresentati nella figura seguente, nei quali, come si vede, l'aria ambiente viene prelevata e posta a contatto con la superficie di scambio, costituita da una batteria alettata nel cui interno circola acqua.

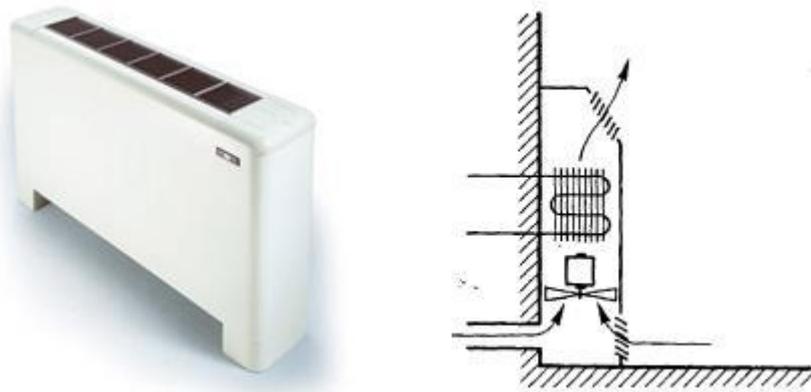


Figura 4.6 - Schema funzionamento ventilconvettore

Il funzionamento dell'impianto può essere riassunto nel modo seguente: Durante la stagione fredda è escluso il refrigeratore ed i ventilconvettori vengono alimentati dall'acqua proveniente dalla caldaia. Nella stagione estiva è esclusa la caldaia e i ventilconvettori vengono alimentati dall'acqua proveniente dal refrigeratore. La regolazione dei singoli ventilconvettori può essere attuata mediante termostato ambiente (con commutatore estate/inverno) che inserisce o disinserisce il ventilatore. In altra versione il termostato ambiente agisce su di una valvola a due vie che intercetta il fluido a monte della batteria del ventilconvettore.

In fase di riscaldamento, quindi, l'impianto è in grado di operare solo uno scambio sensibile (senza modifiche del contenuto di vapore), per cui il mantenimento delle condizioni igrometriche di comfort resta affidato (come per gli altri impianti di riscaldamento già descritti) solo al bilanciamento tra produzione interna di vapore ed immissione di aria esterna, che in inverno ha bassa umidità specifica.

In fase di raffreddamento, invece, la batteria opera in genere sia un raffreddamento che una deumidificazione dell'aria che la lambisce, sarà quindi necessario prevedere la raccolta del vapore condensato ed il suo drenaggio all'esterno dell'ambiente climatizzato.

Per quanto concerne il rinnovo dell'aria, sui singoli ventilconvettori, possono essere installate prese di aria esterna (circa il 20-25% della portata dell'aria trattata). È chiaro che, mancando il controllo del grado igrometrico, in particolare durante il periodo invernale, non si potranno

ottenere le migliori condizioni ambientali. Tuttavia, questo tipo di impianto è largamente diffuso grazie al suo basso costo di installazione e di esercizio. In estate l'acqua viene inviata alle singole utenze a 5-7 °C dove, variando manualmente la velocità del ventilatore del ventilconvettore si possono regolare le condizioni ambientali. In inverno l'acqua calda viene inviata alle singole utenze a temperatura variabile in relazione alla temperatura esterna. Per quanto riguarda i circuiti di distribuzione dell'acqua, la soluzione più semplice è quella "a due tubi", rappresentata nella figura seguente.

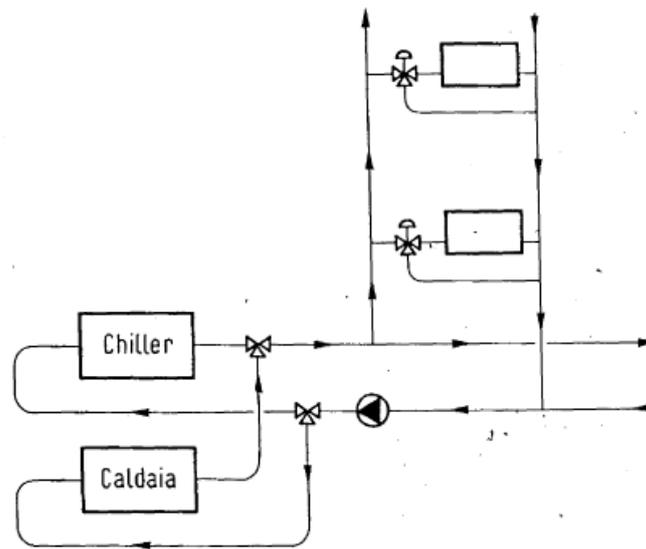


Figura 4.7 - Distribuzione acqua: soluzione "a due tubi"

In questo caso, come si vede, la portata d'acqua circolante nell'interno dell'impianto viene, a seconda delle esigenze, riscaldata dalla caldaia o raffreddata dal gruppo frigorifero: la commutazione sui circuiti idraulici di centrale può essere manuale o eventualmente automatica. In questo modo, tuttavia, non è possibile (se non a prezzo di una ingiustificata complicazione dei circuiti) climatizzare in maniera soddisfacente edifici nei quali, contemporaneamente, si manifestano esigenze di riscaldamento e di raffreddamento.

Per superare tale limitazione è quindi necessario rendere contemporaneamente disponibile alle varie zone sia acqua calda che acqua

fredda, lasciando ai singoli ventilconvettori la possibilità di attingere all'una o all'altra a seconda delle esigenze degli ambienti.

Tale obiettivo può essere raggiunto con i cosiddetti impianti "a quattro tubi", rappresentati nella figura seguente, nei quali i singoli terminali sono muniti di valvole una posta all'ingresso ed una all'uscita del mobiletto.

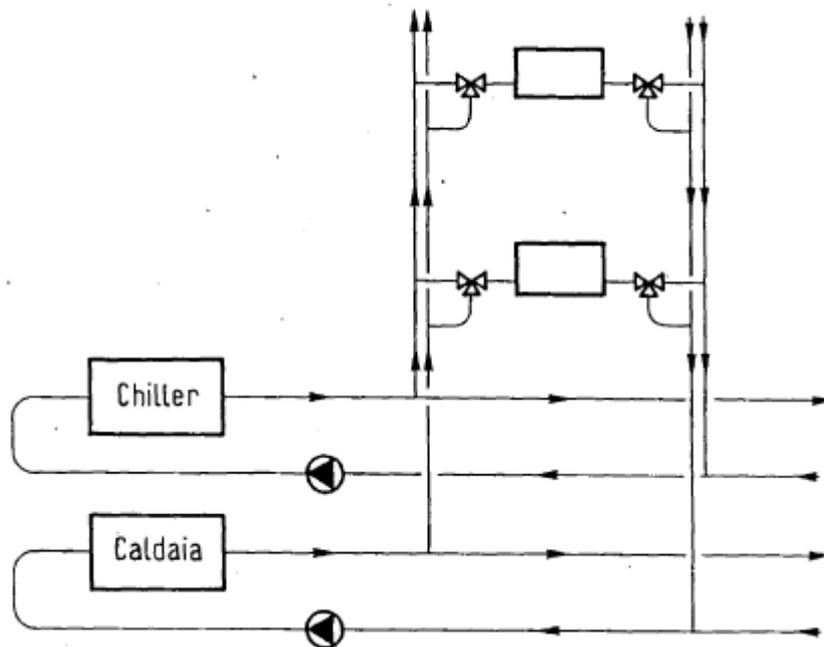


Figura 4.8 - Distribuzione acqua: soluzione "a quattro tubi"

Per ridurre lo sviluppo delle tubazioni ed installare un numero minore di valvole a tre vie deviatrici vengono talvolta realizzati anche gli impianti cosiddetti "a tre tubi", simili ai precedenti, ma con tubazione di ritorno dai mobiletti in comune. Tali impianti, tuttavia, sono in via di abbandono a causa delle perdite energetiche che si manifestano per la miscelazione tra acqua calda ed acqua refrigerata sul ritorno comune.

Evidentemente, anche con queste soluzioni permangono difficoltà di regolazione della temperatura e dell'umidità negli ambienti, come già indicato per gli impianti a due tubi.

Da un punto di vista progettuale, ogni ventilconvettore deve essere dimensionato sulla base del bilancio termico sensibile ed eventualmente latente dell'ambiente servito, tenendo conto anche delle esigenze di ventilazione che, come si è detto, in questo caso sono direttamente a carico

del terminale. Il dimensionamento del mobiletto, in un impianto funzionante tutto l'anno, viene effettuato in base al valore massimo del carico termico, valore che si ottiene confrontando i valori del carico termico invernale con quelli estivi.

La temperatura di alimentazione invernale dei mobiletti assume i valori di 60-70°C (inferiori a quanto visto con i corpi a convezione naturale per il maggior valore del coefficiente di scambio dei venticonvettori) mentre quella dell'acqua refrigerata viene fissata a 5-7°C in modo da garantire una efficace azione deumidificatrice.

Tale tipo di impianto (condizionamento con ventilconvettori), a rigore, non può essere definito di "condizionamento" in quanto manca della caratteristica del controllo costante di tutte le caratteristiche dell'aria trattata (umidità e temperatura in ogni stagione).

Più propriamente potremmo parlare, a seconda delle stagioni, di impianto di riscaldamento e raffrescamento ad aria.

4.3 IMPIANTI MISTI ARIA-ACQUA

Come si è visto, in quasi tutti gli impianti descritti ai paragrafi precedenti le azioni di controllo dell'umidità relativa e di ventilazione risultano strettamente legate al flusso termico sensibile scambiato, ovvero al controllo della temperatura dell'aria in ambiente.

Molto spesso, invece, è necessario climatizzare spazi nei quali la temperatura dell'aria è soggetta a notevole variazione, mentre il grado di umidità e le esigenze di ventilazione restano quasi costanti: ciò accade per esempio negli ambienti perimetrali di un edificio, fortemente soggetti alle sollecitazioni termiche esterne.

In questi casi, quindi, è opportuno poter disporre di due fluidi termovettori distinti e regolabili indipendentemente, uno dei quali, detto "primario", possa essere prevalentemente destinato al controllo dell'umidità ed alla ventilazione degli ambienti, mentre l'altro, detto "secondario", sopperisca alle variazioni di temperatura che in essi si manifestano.

Sebbene non manchino impianti nei quali entrambi i fluidi sono costituiti da aria, di solito il fluido primario è aria, mentre il fluido secondario è acqua: si comprende pertanto perché gli impianti di questo tipo vengono detti anche “ad aria primaria [34].

4.3.1 IMPIANTI A VENTILCONVETTORE CON ARIA PRIMARIA

Questo impianto è costituito da due parti distinte: una, con circolazione forzata ad acqua, attinge energeticamente a una centrale termica e ad una centrale frigorifera e invia l’acqua (calda o fredda) ai ventilconvettori controllando sostanzialmente il carico sensibile. L’altra parte d’impianto comprende una centrale di trattamento aria, alimentata anch’essa dalle centrali termica e frigorifera, una rete per la distribuzione dell’aria primaria e le bocche d’immissione nell’ambiente. Questa parte d’impianto controlla sostanzialmente il carico latente (cioè l’umidità relativa) e provvede alla movimentazione dell’aria ambiente e del suo ricambio. L’aria primaria ha una portata ridotta e perciò questi impianti non hanno una rete di condotti per la ripresa dell’aria dagli ambienti: l’uscita dell’aria da questi avviene attraverso le fessure degli infissi o attraverso aperture dette “transit” posti sulle porte ed è promossa da una depressione creata meccanicamente in locali opportuni (ad esempio nei servizi igienici). La distribuzione dell’acqua può avvenire con un sistema a due, tre o quattro tubi. Nel *sistema a due tubi* i singoli ventilconvettori sono collegati alla centrale di trattamento dell’acqua con un circuito a due tubi appunto, del tutto analogo a quello utilizzato per gli impianti di riscaldamento. Il collegamento è effettuato sia alla centrale termica sia alla centrale frigorifera.

Con questo allacciamento è impossibile realizzare una zonizzazione in quanto tutti i mobiletti o sono riscaldati o sono raffreddati, mentre potrebbe essere richiesto un raffreddamento in alcune zone e un riscaldamento in altre. Ciò può essere realizzato con un *impianto a tre tubi*, dove i singoli ventilconvettori sono collegati sia alla centrale di riscaldamento che a quella di raffreddamento tramite una valvola deviatrice a tre vie. È così possibile inviare acqua calda ad alcuni terminali e fredda ad altri realizzando così una regolazione a più zone.

Un inconveniente di questo sistema è rappresentato dal fatto che tutte le uscite dei ventilconvettori, sia caldi sia freddi, confluiscono in un unico condotto di ritorno che porta alle due centrali termica e frigorifera. Ciò rappresenta un notevole spreco d'energia, poiché si raffredda con la miscela l'acqua calda in uscita e si riscalda quella fredda, per poi nuovamente riscaldare e raffreddare il tutto.

Per evitare ciò si può pensare di tenere separate anche le uscite dai mobiletti realizzando quindi un *impianto a 4 tubi*. In questo modo, inserendo sulle uscite un'altra valvola a tre vie deviatrice, azionata in parallelo a quella in ingresso, si possono tenere separati il circuito caldo da quello freddo in tutto lo sviluppo della rete. Il termostato ambiente che agisce sulle valvole d'ingresso e d'uscita le commuterà contemporaneamente inviando tutte le uscite fredde al condotto freddo e tutte quelle calde al condotto caldo.

L'aria primaria è distribuita a bassa velocità e a portata costante. La regolazione avviene imponendo all'aria in uscita valori costanti di temperatura e umidità relativa al variare delle condizioni esterne. Oltre alla regolazione centrale è presente una regolazione locale on/off con termostato ambiente che interviene direttamente sull'elettroventilatore.

4.3.2 IMPIANTI A PANNELLI RADIANTI CON ARIA PRIAMARIA

Talvolta i mobiletti (ventilconvettori e a induzione) sono sostituiti da pannelli radianti, dando così luogo agli *impianti a pannelli radianti con aria primaria* che trovano qualche applicazione nel terziario (uffici, sale riunioni, ecc.).

In questo tipo d'impianto l'abbattimento del carico sensibile è affidato ai pannelli radianti mentre, come al solito, all'aria primaria sono affidati l'abbattimento del carico latente, la movimentazione e il ricambio dell'aria ambiente. I pannelli possono essere del tipo incorporato o sospeso. Sono serviti in inverno da acqua a temperatura 45-50°C se incorporati e sino a 80°C se sospesi, mentre in estate da acqua a 15-18°C ponendo attenzione che sulla loro superficie non si raggiunga la temperatura di rugiada. Questa soluzione impiantistica presenta il vantaggio di non avere terminali a terra, assoluta silenziosità, di consentire un risparmio energetico in quanto

consente, a parità di benessere fisiologico, di ottenere temperature dell'aria interna minori in inverno e maggiori in estate.

Tra gli inconvenienti vi sono, per i pannelli incorporati, la necessità di prevederne l'impiego in fase di costruzione, le sollecitazioni trasmesse alle strutture a causa delle dilatazioni termiche, la lentezza della loro regolazione a causa della grande inerzia termica dei solai, il pericolo di formazione di condensa e i gravissimi danni in caso di perdite accidentali. Alcuni di questi inconvenienti si possono eliminare o ridurre ricorrendo all'impiego dei pannelli sospesi; in tal caso però si introduce un notevole condizionamento estetico del locale.

4.3.3 IMPIANTI ARIA-ACQUA A INDUZIONE

4.3.3.1 MOBILETTI A INDUZIONE

Sino a questo punto abbiamo fatto riferimento a un impianto con aria primaria e ventilconvettore. Esistono anche impianti nei quali i ventilconvettori sono sostituiti da mobiletti a induzione. Anche tali impianti possono essere realizzati nelle versioni a due, a tre o a quattro tubi. Il mobiletto ad induzione è costituito da un'apparecchiatura collegata alla rete di distribuzione dell'aria primaria e contenente una batteria di scambio termico. L'aria primaria perviene ai mobiletti ad induzione ad alta velocità e, quindi, attraverso una serie d'ugelli, sbocca nei singoli mobiletti. Il getto costituito dall'aria primaria provoca una zona di depressione che richiama dall'ambiente, per *induzione*, ulteriore aria primaria che percorre il mobiletto e in parte dall'aria d'induzione: quest'ultima ha una portata pari a circa 3-6 volte la prima. Con l'impiego di mobiletti ad induzione si riesce ad eliminare l'installazione nell'ambiente d'apparecchiature con parti in movimento. Le batterie alettate saranno percorse d'estate da acqua fredda e d'inverno da acqua calda. Questo tipo di mobiletto limita notevolmente i costi di manutenzione [35].

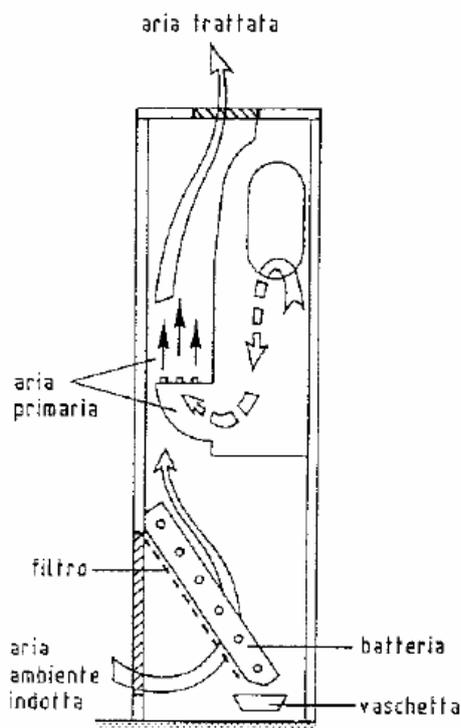


Figura 4.9 - Sezione mobiletto a induzione

4.3.3.2 TRAVI A INDUZIONE

Un'altra delle tecnologie che rientrano in questa categoria sono i *sistemi a travi fredde*. La trave fredda è un sistema di raffreddamento ad acqua per funzionamento secco (non condensante) che può, in alcuni modelli, integrare le funzioni di ventilazione, di regolazione e di illuminazione.

Utilizzando batterie a pacco alettato poste all'interno di carter di contenimento dalla forma stretta e allungata, da cui il termine trave, si riescono ad ottenere rese maggiori rispetto a quelle di un soffitto radiante oltre ad una sensibile riduzione dei costi del materiale e di installazione. Assolutamente non trascurabile è, inoltre, la maggiore flessibilità garantita da questi sistemi grazie all'indipendenza tra gli elementi termici e il controsoffitto.

Dopo alcuni anni, si è però notato come queste soluzioni avessero il difetto di generare forti correnti d'aria in ambiente, problema che alcuni studi hanno associato direttamente alla resa fornita dalla trave. Successivamente si sono sviluppate tutte una serie di soluzioni di tipo attivo, ossia con immissione nella trave dell'aria di ventilazione o aria primaria, che hanno

portato ad una fortissima crescita della diffusione di questi prodotti grazie all'orientamento di alcuni importanti risultati:

1. integrazione in un solo elemento del diffusore d'aria e dell'elemento ad acqua. A questo proposito, va sempre ricordato, che essendo la trave fredda un sistema di condizionamento a secco, necessita sempre di un sistema di ventilazione con aria primaria opportunamente trattata e deumidificata per lo smaltimento del carico latente dei locali, dove deve essere mantenuto un livello di umidità relativa inferiore al 50-55%;
2. rese particolari elevate; su alcuni modelli di trave si arriva oggi ad oltre 1800 Watt per unità, a cui va poi aggiunto l'apporto termico dell'aria di ventilazione;
3. crescente attenzione agli aspetti di diffusione dell'aria che hanno portato a nuovi design tecnici con riduzione dei problemi di correnti d'aria;
4. livelli di rumorosità in ogni caso inferiori ai 28-30 dB

Cercando di schematizzare le tipologie di travi oggi disponibili si può quindi parlare di:

- travi attive: che integrano la funzione di diffusione dell'aria primaria di ventilazione;
- travi passive: la funzione di ventilazione deve essere fornita da diffusori separati.

TRAVI ATTIVE

Esistono sul mercato tipologie di travi attive che si differenziano per funzionamento, forma e prestazioni ottenibili. Il prodotto più affermato e diffuso è la cosiddetta *trave induttiva*: l'aria primaria viene immessa nella trave con una certa pressione, solitamente 60-80 Pa, esce attraverso sistemi ad ugelli che "inducono" l'aria ambiente ad entrare nella trave, ad attraversare le batterie di raffreddamento e, una volta miscelata con l'aria primaria ad uscire dalle feritoie laterali.

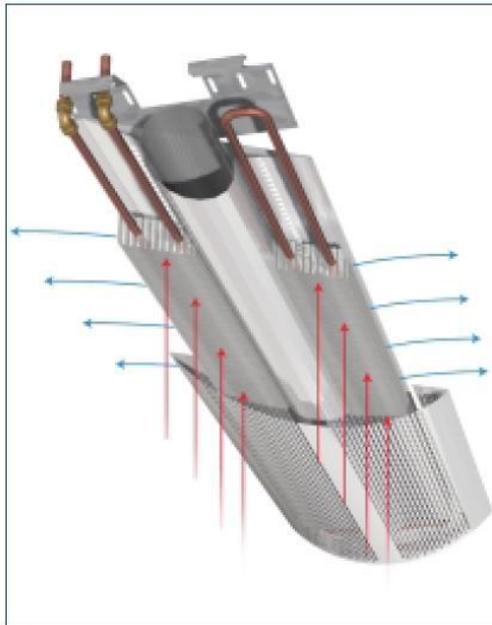


Figura 4.10 - Funzionamento trave a induzione

Esistono alcuni aspetti fondamentali da conoscere ed approfondire per una scelta ottimale di una trave di questo tipo:

- in assenza di aria primaria la resa della trave diventa praticamente nulla; queste travi sono infatti caratterizzate da un'assenza pressoché totale di fenomeni di irraggiamento;
- il fenomeno dell'induzione, fa sì che la quantità di aria in uscita dalle feritoie della trave sia solitamente $4/5$ volte l'aria primaria immessa, con conseguenti rischi di correnti d'aria in ambiente. Per risolvere questo problema, esistono modelli di travi che grazie ad una forma del lancio a "ventaglio" riescono a ridurre in modo molto più rapido le velocità del lancio e quindi i rischi di correnti nella zona occupata;
- operazioni di pulizia e manutenzione: l'elevata quantità d'aria messa in movimento da una trave induttiva, rende necessario predisporre un programma di pulizia e manutenzione con interventi indicativamente biennali (la reale frequenza dipende fortemente dal tipo e luogo di installazione). Particolare attenzione va inoltre posta alla forma e disposizione delle batterie alettate, alcuni modelli di travi adottano particolari soluzioni, per esempio due batterie al posto di una sola,

che permettono una migliore punibilità e quindi una vita e un funzionamento migliori nel tempo.

Criterio di dimensionamento

Il criterio di dimensionamento di un sistema a travi fredde è ormai relativamente standardizzato e più volte illustrato in letteratura; riassumendo brevemente si utilizzano solitamente i seguenti parametri:

- aria primaria a 16-18°C; nelle travi induttive l'aria, una volta miscelata con l'aria ambiente indotta, esce dalla trave attorno ai 20-22°C;
- acqua refrigerata: 15°C in ingresso, 18°C in uscita. Il ridotto salto termico permette di avere portate d'acqua elevata che aumentano la resa delle travi oltre ad evitare fenomeni di formazione di bolle d'aria nel circuito che potrebbero ridurre la resa.

Il funzionamento invernale

Molte perplessità sono da sempre emerse relativamente al funzionamento delle travi in regime di riscaldamento. Tali perplessità hanno alcuni fondamenti tecnico-scientifici, ma al tempo stesso che possano essere certamente fatte delle obiezioni al riguardo. Alcune considerazioni dovrebbero permettere una valutazione più consapevole con chiari distinguo caso per caso:

1. le travi fredde nascono nei Paesi dove la tradizione impiantistica ha da sempre portato i progettisti ad impianti separati per il riscaldamento ed il condizionamento con la ventilazione. Questa soluzione, che indubbiamente comporta un maggior costo di installazione, è da sempre riconosciuta come l'unica in grado di garantire condizioni ottimali in ogni situazione;
2. esistono modelli di trave che hanno una componente radiante particolarmente elevata, questi prodotti sono indubbiamente i più indicati per garantire in funzionamento invernale le migliori condizioni di comfort. In alcuni casi, queste travi possono funzionare anche ad altezze di installazione elevate, si pensi per esempio alle strisce radianti;

3. le travi induttive, al contrario, hanno una resa invernale certamente elevata, ma il loro funzionamento è caratterizzato da fenomeni di stratificazione più o meno importanti, che, peggiorano oltre i 3-3,5 metri di altezza ed in presenza di carichi elevati di riscaldamento, al punto da sconsigliarne l'utilizzo in condizioni limite;
4. negli edifici moderni, con involucri edilizi ad altissimo grado di isolamento, sono sempre più frequenti i casi in cui i carichi interni sono più che sufficienti a riscaldare i locali e, nelle ore di maggiore irraggiamento solare, è necessario il funzionamento dell'impianto in raffreddamento anche in tutta la stagione invernale

I criteri di installazione

Abbiamo appena visto alcuni aspetti circa le altezze di montaggio, per quanto riguarda le possibili installazioni, dobbiamo invece rifarci ai cataloghi delle ditte produttrici che oggi sono particolarmente attente a lanciare sul mercato prodotti in grado di soddisfare ogni possibile esigenza tecnico-architettonica.

A questo riguardo va certamente fatta una breve annotazione: è infatti fuori discussione che le travi fredde siano oggetti relativamente ingombranti che il più delle volte devono essere installate a vista, questo rende assolutamente fondamentale una forte integrazione e collaborazione tra il progettista e l'architetto volta ad individuare una soluzione di reciproca soddisfazione. Le installazioni possibili per una trave fredda sono in sintesi le seguenti:

- integrata nel controsoffitto, o posta sopra il controsoffitto, solitamente con elementi di larghezza 600 mm e lunghezze fino a 3,6 metro per le travi induttive e 6 metri per le radianti-convettive;
- a vista, sospesa al di sotto del controsoffitto;
- a vista, nell'angolo tra parete e soffitto con lancio ad una direzione.

Va inoltre rilevata la crescente offerta di prodotti con funzioni aggiuntive integrate quali per esempio, corpi illuminanti con luci dirette e/o indirette, sprinkler, diffusori acustici ecc.

Ultima tendenza sono infine i modelli di trave da installare sospesa a vista, espressamente progettati per permettere sia una scelta personalizzata del carter di contenimento della trave stessa tra diverse proposte di catalogo, sia per consentire all'architetto di disegnare un carter "speciale" per adattarsi alle caratteristiche estetiche che desidera esprimere.

Alcuni di questi modelli possono o essere installati oltre che a soffitto anche a parete in posizione sia verticale sia orizzontale [36].

5

CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO

La determinazione delle prestazioni energetiche degli edifici richiede metodi di calcolo per:

- 1) il fabbisogno di energia per il riscaldamento e il raffrescamento ambiente;
- 2) il fabbisogno di energia primaria per acqua calda sanitaria;
- 3) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di climatizzazione invernale;
- 4) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria per la produzione di acqua calda sanitaria;
- 5) il risparmio di energia primaria ottenibile utilizzando energie rinnovabili ed altri metodi di generazione per il riscaldamento e la produzione di acqua calda sanitaria;
- 6) il rendimento e il fabbisogno di energia primaria degli impianti di climatizzazione estiva

I suddetti metodi di calcolo sono descritti nelle seguenti specifiche tecniche:

UNI/TS 11300-1 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale;

UNI/TS 11300-2 Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria;

UNI/TS 11300-3¹ Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva;

UNI/TS 11300-4² Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 4: Utilizzo di energie rinnovabili e di altri metodi di generazione per riscaldamento di ambienti e preparazione acqua calda sanitaria.

Ai fini del nostro studio verrà presa in considerazione la Parte 3 delle UNI/TS 11300, che a sua volta rimanda spesso alla Parte 1 e alla Parte 2.

5.1 FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO

L'energia primaria è definibile come il potenziale energetico presentato dai vettori e fonti energetiche non rinnovabili nella loro forma naturale, quando non hanno ancora subito alcuna conversione o processo di trasformazione.

Al fine di esemplificare il significato di tale indicatore prestazionale si considerino due edifici aventi pari necessità di energia netta; essi possono consumare energia primaria in quantità molto diverse fra loro in funzione delle modalità di produzione dell'energia; si ipotizzi per il primo edificio l'utilizzo di una caldaia a metano per soddisfare il fabbisogno termico e l'allacciamento alla rete elettrica nazionale per il fabbisogno elettrico, mentre per il secondo edificio l'installazione di un cogeneratore con motore a combustione interna che idealmente soddisfi entrambi i fabbisogni. Confrontare consumi energetici di natura differente significa relazionare due grandezze solo dimensionalmente simili, quindi l'unico modo per determinare quale edificio consumi meno energia (metano ed elettricità per il primo, solo metano per il secondo) è calcolare il consumo totale di energia primaria.

La prestazione energetica di un edificio esprime la quantità di energia primaria richiesta per la climatizzazione degli ambienti e per le condizioni

¹ In fase di inchiesta pubblica

² In fase di elaborazione

di utilizzo (funzionamento continuativo su 24 ore, valori prefissati di carichi interni, consumi di ACS, ecc.).

La determinazione delle quantità di energia primaria richiesta per la climatizzazione estiva si basa sul valore del fabbisogno di energia termica utile $Q_{C,nd}$ dell'edificio calcolato in condizioni ideali (temperatura uniforme in tutto il volume climatizzato) per la stagione estiva e prevede una procedura che porta ad individuare, su base mensile estesa a tutta la stagione di raffrescamento, le seguenti grandezze:

- 1) Il coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} e stagionale η_{ms} del sistema di produzione dell'energia primaria;
- 2) Il fabbisogno di energia primaria $Q_{C,P}$ necessaria per il raffrescamento dell'edificio (eventualmente maggiorata del fabbisogno di energia termica utile dovuto ai trattamenti dell'aria) in base al tipo e alle caratteristiche dell'impianto previsto o installato.

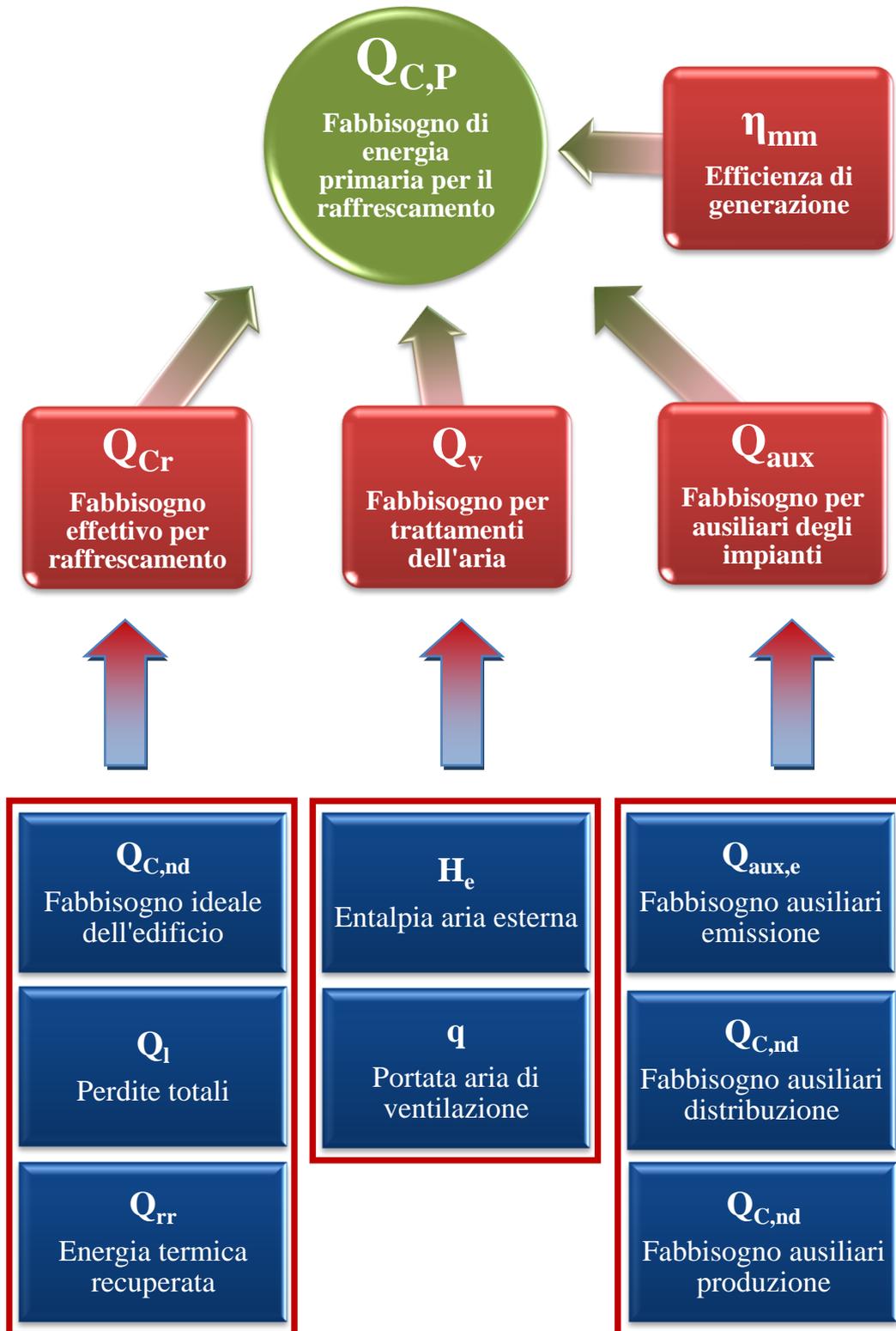
La metodologia di cui ci serviremo [25]:

- include sia la valutazione delle perdite di distribuzione, regolazione ed emissione dell'impianto di climatizzazione estiva (rendimenti di distribuzione, regolazione ed emissione) sia gli eventuali risparmi dovuti a recuperi di calore, o altro;
- fa riferimento alla configurazione impiantistica adottata includendo nel calcolo anche il consumo energetico delle apparecchiature per la distribuzione dei fluidi termo vettori (pompe e ventilatori) e l'eventuale presenza di altri accessori (post-riscaldatori elettrici, umidificatori, ventilatori per il ricambio igienico dell'aria, ecc.);
- valuta il fattore di carico per l'individuazione delle condizioni a carico parziale delle macchine in relazione al comportamento edificio-impianto.

5.1.1 PROCEDURA DI CALCOLO

La procedura di seguito riportata specifica un metodo per determinare il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva di un edificio.

Nello schema 5.1 sono illustrate tutte le componenti che, combinandosi, costituiscono il fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento.



Schema 5.1 – Componenti del fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento

Il calcolo si articola nelle seguenti fasi:

- determinazione del fabbisogno ideale di raffrescamento $Q_{C,nd}$ secondo la UNI/TS 11300-1;
- calcolo delle perdite di emissione, regolazione, distribuzione ed accumulo dell'impianto, e calcolo dell'energia eventualmente recuperata;
- calcolo del fabbisogno per trattamento dell'aria Q_V ;
- calcolo del fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione Q_{aux} ;
- calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} delle macchine frigorifere, attraverso la valutazione dei dati prestazionali di riferimento forniti dai costruttori;
- calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva $Q_{C,P}$.

Il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva si calcola con la seguente formula:

$$Q_{C,P} = \sum_k (Q_{aux,k} + \frac{Q_{Cr,k} + Q_{V,k}}{\eta_{mm,k}}) f_{p,el} \quad [kWh] \quad (5.1)$$

dove:

Q_{aux} è il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione [kWh];

Q_{cr} è il fabbisogno effettivo per raffrescamento [kWh];

Q_V è il fabbisogno per trattamenti dell'aria [kWh];

η_{mm} è il coefficiente di prestazione medio mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera;

$f_{p,el}$ è il fattore di conversione da energia elettrica ad energia primaria;

k è il mese k -esimo della stagione di climatizzazione estiva.

Il rendimento globale medio stagionale del sistema edificio-impianto è quindi determinato da:

$$\eta_{glo} = \frac{\sum_k (Q_{C,nd,k} + Q_{V,k})}{Q_{C,P}} \quad (5.2)$$

dove:

$Q_{C,nd}$ è il fabbisogno ideale per raffrescamento in kWh, legato al fabbisogno effettivo di energia termica Q_{Cr} attraverso la formula 5.4.

5.1.1.1 DURATA DELLA STAGIONE DI RAFFRESCAMENTO

Mentre in regime invernale la durata della stagione di riscaldamento può essere valutata in funzione della zona climatica in cui si trova l'edificio (*valutazione standard*) oppure con una valutazione adattata all'utenza (stagione di riscaldamento *reale*), nel caso estivo si calcola la stagione di raffrescamento reale. In questo modo si calcola il periodo durante il quale è necessario un apporto dell'impianto di climatizzazione per mantenere all'interno dell'edificio una temperatura interna non superiore a quella di progetto:

$$\theta_{e,day} > \theta_{i,set,C} - \frac{\theta_{gn,day}}{H \times t_{day}} \quad (5.3)$$

dove:

$\theta_{e,day}$ è la temperatura esterna media giornaliera;

$\theta_{i,set,C}$ è la temperatura interna di regolazione per il raffrescamento;

$Q_{gn,day}$ sono gli apporti interni e solari medi giornalieri;

H è il coefficiente globale di cambio termico dell'edificio, in W/K, pari alla somma dei coefficienti globali di scambio termico per trasmissione e ventilazione, corretti per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno.

t_{day} è la durata del giorno.

Gli apporti termici solari giornalieri sono ricavati dai valori di irraggiamento solare

giornaliero medio mensile secondo quanto riportato nella UNI 10349. Per determinare i giorni limite dei periodi di raffrescamento, ovvero quelli in cui la temperatura esterna media giornaliera ($\theta_{e,day}$) eguaglia i secondi termini della equazione 5.3, si procede mediante interpolazione lineare, attribuendo i valori medi mensili di temperatura riportati nella UNI 10349 al quindicesimo giorno di ciascun mese.

5.1.1.2 FABBISOGNO EFFETTIVO DI ENERGIA TERMICA DELL'EDIFICIO PER RAFFRESCAMENTO Q_{Cr}

Per determinare il fabbisogno effettivo per raffrescamento si applica la seguente formula per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva:

$$Q_{Cr,k} = Q_{C,nd,k} + Q_{I,e,k} + Q_{I,rg,k} + Q_{I,d,k} + Q_{I,d,s,k} - Q_{rr,k} \quad [kWh] \quad (5.4)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{C,nd,k}$ è il fabbisogno ideale dell'edificio [kWh];

$Q_{I,e,k}$ sono le perdite totali di emissione [kWh];

$Q_{I,rg,k}$ sono le perdite totali di erogazione [kWh];

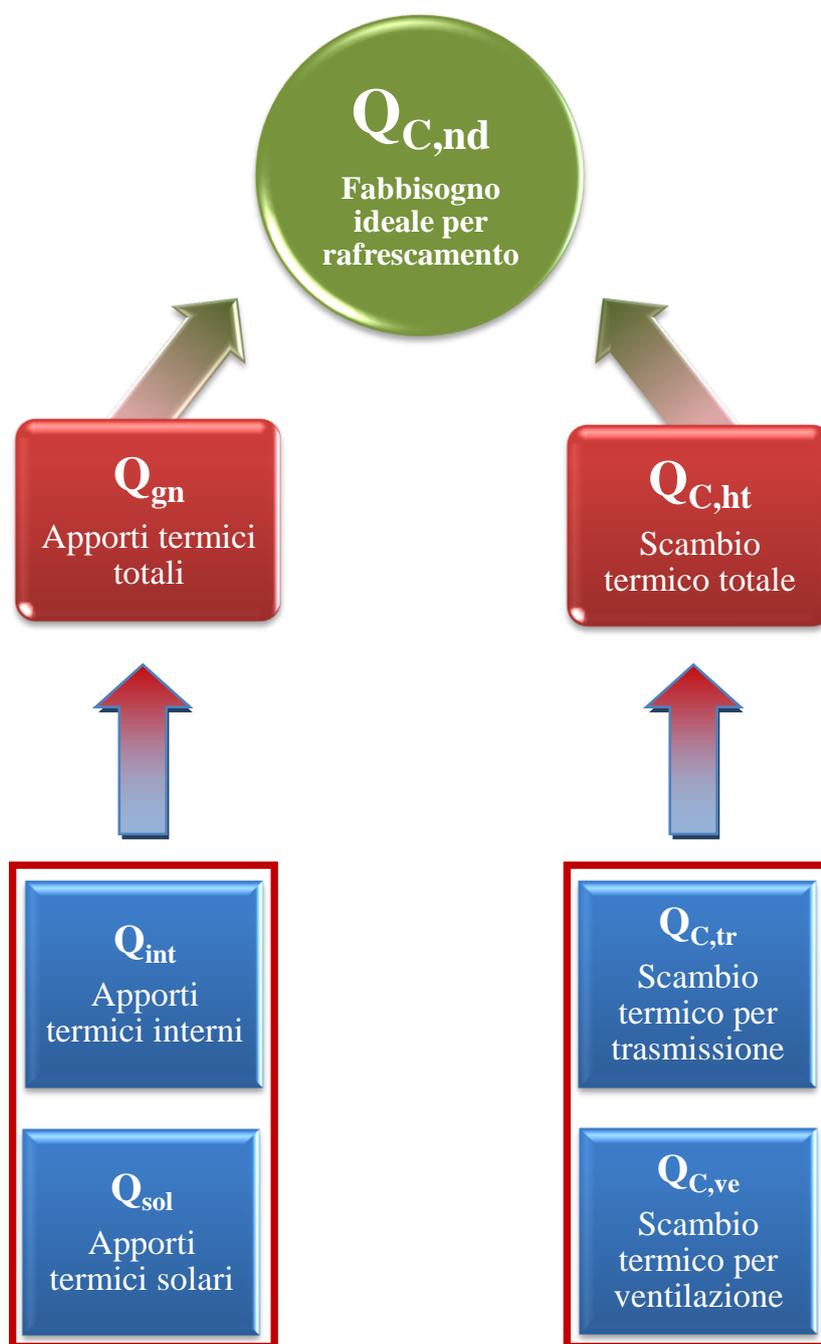
$Q_{I,d,k}$ sono le perdite di distribuzione [kWh];

$Q_{I,d,s,k}$ sono le perdite totali dei serbatoi di accumulo inerziale [kWh];

$Q_{rr,k}$ è l'energia termica recuperata [kWh].

Fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per il raffrescamento ***$Q_{C,nd}$***

I fattori che danno luogo al fabbisogno ideale per raffrescamento sono illustrati nella schema 5.2.



Schema 5.2 – Componenti del fabbisogno ideale per raffrescamento

Il fabbisogno ideale per raffrescamento viene determinato secondo la procedura di calcolo descritta nel punto 5.1 della UNI/TS 11300-1, con particolare riferimento alla formula (2) della stessa, valida per ogni zona dell'edificio e per ogni mese:

$$\begin{aligned}
Q_{C,nd} &= Q_{gn} - \eta_{C,ls} \times Q_{C,ht} = \\
&= (Q_{int} + Q_{sol}) - \eta_{C,ls} \times (Q_{C,tr} + Q_{C,ve}) \quad [kWh] \quad (5.5)
\end{aligned}$$

dove:

$Q_{C,nd}$ è il fabbisogno ideale di energia termica dell'edificio per raffreddamento [kWh];

$Q_{C,ht}$ è lo scambio termico totale nel caso di raffreddamento [kWh];

$Q_{C,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione nel caso di raffreddamento [kWh];

$Q_{C,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione nel caso di raffreddamento [kWh];

Q_{gn} sono gli apporti termici totali [kWh];

Q_{int} sono gli apporti termici interni [kWh];

Q_{sol} sono gli apporti termici solari [kWh];

$\eta_{C,ls}$ è il fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche.

Il fattore di utilizzazione delle dispersioni termiche assume le seguenti espressioni:

$$\text{se } \gamma_C > 0 \text{ e } \gamma_C \neq 1: \quad \eta_{C,ls} = \frac{1 - \gamma_C^{-a_C}}{1 - \gamma_C^{-(a_C + 1)}} \quad (5.6)$$

$$\text{se } \gamma_C = 1: \quad \eta_{C,ls} = \frac{a_c}{a_c + 1} \quad (5.7)$$

$$\text{se } \gamma_C < 0 \quad \eta_{C,ls} = 1 \quad (5.8)$$

dove

$$\gamma_C = \frac{Q_{gn}}{Q_{C,ht}} \quad (5.9)$$

$$a_C = a_{C,0} + \frac{\tau}{\tau_{C,0}} - k \frac{A_w}{A_f} \quad (5.10)$$

dove

A_w è l'area finestrata;

A_f è l'area di pavimento climatizzata;

Con riferimento al periodo di calcolo mensile si può assumere $a_{C,0} = 8,1$,
 $\tau_{C,0} = 17h$ e $k = 13$.

Gli scambi termici per trasmissione e per ventilazione dipendono dai rispettivi coefficienti di scambio termico , che a loro volta sono funzione rispettivamente dello scambio termico per trasmissione verso altri ambienti (terreno, ambienti non climatizzati, ambiente esterno e zone interne all'edificio climatizzate a temperature diverse) e della portata del flusso d'aria [23].

Per quanto riguarda invece gli apporti termici, questi sono di tipo *interno* e *solare*, e si calcolano considerando rispettivamente i flussi termici prodotti dalle varie sorgenti termiche interne all'edificio e i flussi termici derivanti dall'irradiazione solare.

Perdite di emissione $Q_{I,e}$

Le perdite di emissione vengono calcolate applicando la seguente formula:

$$Q_{I,e,k} = \sum_i Q_{C,nd,k} \times \frac{1 - \eta_{e,i}}{\eta_{e,i}} \quad [kWh] \quad (5.11)$$

dove

$Q_{C,nd,k}$ è il fabbisogno ideale per raffrescamento per il mese k-esimo [kWh];

$\eta_{e,i}$ è il rendimento di emissione del terminale di erogazione i-esimo.

Perdite di regolazione $Q_{I,rg}$

Le perdite del sottosistema di regolazione vengono calcolate applicando la seguente formula:

$$Q_{I,rg,k} = (Q_{C,nd,k} + Q_{I,e,k}) \times \sum_i \frac{1 - \eta_{rg,i}}{\eta_{rg,i}} \quad [kWh] \quad (5.12)$$

dove

$Q_{C,nd,k}$ è il fabbisogno ideale per raffrescamento per il mese k-esimo [kWh];

$Q_{I,e,k}$ sono le perdite totale di emissioni del mese k-esimo [kWh];

$\eta_{rg,i}$ è il rendimento di regolazione associato al terminale i-esimo.

Perdite di distribuzione $Q_{I,d}$

Le perdite complessive di distribuzione sono date dalla somma delle perdite di tutti i circuiti di distribuzione di aria e di acqua, ossia:

$$Q_{I,d,k} = \sum_i Q_{I,da,k} + \sum_i Q_{I,dw,k} \quad [kWh] \quad (5.13)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{I,da,k}$ sono le perdite di distribuzione nelle canalizzazioni di aria trattata [kWh];

$Q_{I,dw,k}$ sono le perdite di distribuzione nelle tubazioni di acqua refrigerata [kWh].

- *Perdite di distribuzione nelle canalizzazioni d'aria*

Per impianti con fluido termovettore aria le perdite da canali di distribuzione posti in ambienti non climatizzati o all'esterno sono date dalla somma delle perdite termiche per scambio di calore e le perdite energetiche di massa, dovute al strafilaggio di aria dalle canalizzazioni, e sono determinate secondo la seguente formula:

$$Q_{I,d,k} = Q_{I,d,tr,k} + Q_{I,d,m,k} \quad [kWh] \quad (5.14)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{I,d,tr,k}$ sono le perdite di energia termica per trasmissione del calore [kWh];

$Q_{I,d,m,k}$ sono le perdite di energia termica dovute a perdite di massa [kWh].

- *Perdite di distribuzione nelle canalizzazioni d'acqua*

Ai fini del calcolo si considerano due casi:

- 1) reti di tubazioni che alimentano unità terminali ad acqua (ventilconvettori, pannelli, ecc). Qualora non siano disponibili i dati necessari per il calcolo analitico, le perdite di distribuzione si possono determinare utilizzando la seguente formula:

$$Q_{I,dw} = (Q_{C,nd,k} + Q_{I,e,k} + Q_{I,rg,k}) \times \frac{1 - \eta_{dw}}{\eta_{dw}} \quad [kWh] \quad (5.15)$$

dove:

$Q_{C,nd,k}$ è il fabbisogno ideale per raffrescamento del mese k-esimo [kWh];

$Q_{I,e,k}$ sono le perdite totali di emissione del mese k-esimo [kWh];

$Q_{I,rg,k}$ sono le perdite di regolazione del mese k-esimo [kWh];

η_{dw} è il rendimento di distribuzione;

- 2) Circuiti che alimentano scambiatori acqua refrigerata/aria in unità di trattamento aria. In questo caso deve essere effettuato il calcolo dettagliato secondo l'appendice A della UNI/TS 11300-2:2008, in base alle caratteristiche del circuito, delle temperature dell'acqua e dell'ambiente esterno.

Perdite di accumulo $Q_{I,d,s}$

Gli impianti di acqua refrigerata possono essere dotati di un serbatoio di accumulo, che costituisce un sottoinsieme del sottosistema di distribuzione (tubazioni). In questo caso il calcolo delle perdite totali di distribuzione deve tener conto:

- delle perdite di calore del serbatoio;
- delle perdite di calore del circuito di collegamento generatore – serbatoio.

L'appendice B descrive le metodologie da applicare per il calcolo delle perdite di accumulo $Q_{l,d,s}$.

Energia termica recuperata Q_{rr}

L'energia termica recuperata è determinata dalla:

$$Q_{rr,k} = Q_{rc,k} + Q_{crc,k} \quad [kWh] \quad (5.16)$$

$Q_{rc,k}$ è l'energia recuperata da recuperatori di calore [kWh];

$Q_{crc,k}$ è l'energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore [kWh].

- *Energia recuperata da recuperatore di calore Q_{rc}*

Gli eventuali guadagni energetici realizzati attraverso l'utilizzo di recuperatori di calore o entalpici vanno calcolati secondo quanto riportato nella UNI EN ISO 13790. Nel caso non si disponga dei dati necessari, l'energia recuperata può essere trascurata.

- *Energia recuperata da climatizzatori con recupero di calore (totale o parziale) Q_{crc}*

Il recupero energetico realizzato mediante climatizzatori dotati di sistema di recupero di calore parziale o integrale (condensatori ausiliari o desurriscaldatori) deve essere considerato unicamente se l'energia termica recuperata è utilizzata per il post-riscaldamento in batterie di trattamento dell'aria. In questo caso l'energia recuperata deve essere ricavata conoscendo (da progetto) i fabbisogni di post-riscaldamento dell'aria.

5.1.1.3 FABBISOGNO DI ENERGIA TERMICA DELL'EDIFICIO PER TRATTAMENTI DELL'ARIA Q_V

Qualora sia presente un impianto di ventilazione meccanica il fabbisogno di energia termica dell'edificio per climatizzazione estiva è dato dalla somma di fabbisogno effettivo per raffrescamento Q_{Cr} e dal fabbisogno di energia termica per trattamento dell'aria Q_V .

Il calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria Q_V , con riferimento alla configurazione classica di un'unità di trattamento aria a tre batterie con umidificazione di tipo adiabatico ed assumendo per le condizioni dell'ambiente interno una temperatura di 26°C e 50% di umidità relativa nel funzionamento estivo, deve essere effettuato per ogni mese della stagione di climatizzazione estiva utilizzando la seguente formula:

$$Q_{V,k} = \dot{Q}_{V,m,h,k} \times q \times h_k \quad [kWh] \quad (5.17)$$

dove per il mese k-esimo:

$(Q_{V,m,h})_k$ è il fabbisogno specifico orario medio dovuto per trattamento dell'aria [kJ/kg];

h_k è il numero di ore del mese;

q è la portata dell'aria di ventilazione [kg/s] ricavata dalla UNI/TS 11300-1.

Ai fini del calcolo di $Q_{C,P}$ il fabbisogno orario medio per trattamento dell'aria $Q_{v,m,h}$ è calcolato mediante la funzione:

$$\dot{Q}_{V,m,h,k} = 1,3615 \times H_k - 58,54 \quad [kJ/kg] \quad (5.18)$$

dove H_k è l'entalpia dell'aria esterna per il mese k-esimo [kJ/kg].

Nell'appendice F della UNI/TS 11300-3 si riporta il metodo di calcolo dei fabbisogni per trattamento dell'aria in condizioni di funzionamento diverse da quelle di riferimento.

5.1.1.4 FABBISOGNO DI ENERGIA ELETTRICA PER GLI AUSILIARI DEGLI IMPIANTI DI CLIMATIZZAZIONE

Q_{aux}

Il fabbisogno di energia elettrica per ausiliari degli impianti di climatizzazione è calcolato con la seguente formula:

$$Q_{aux,k} = Q_{aux,e,k} + Q_{aux,d,k} + Q_{aux,gn,k} \quad [kWh] \quad (5.19)$$

dove per il mese k-esimo:

$Q_{aux,e,k}$ è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione [kWh];

$Q_{aux,d,k}$ è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione [kWh];

$Q_{aux,gn,k}$ è il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di produzione [kWh].

Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di emissione $Q_{aux,e}$

Nel caso di terminali di erogazione con ventilatore, il fabbisogno di energia elettrica nel periodo di tempo considerato si calcola come segue.

a) Unità con ventilatore sempre in funzione

$$Q_{aux,e,k} = \Phi_{\Sigma Vn} \times h_k \quad [kWh] \quad (5.20)$$

dove:

$\Phi_{\Sigma Vn}$ è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];

h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h].

b) unità con arresto del ventilatore al raggiungimento della temperatura prefissata:

$$Q_{aux,e,k} = \frac{\theta_{e,k} - \theta_{int,set}}{\theta_{des} - \theta_{int,set}} \Phi_{\Sigma Vn} \times h_k \quad [kWh] \quad (5.21)$$

dove:

$\theta_{e,k}$ è la temperatura esterna media del mese k-esimo [°C];

$\theta_{int,set}$ è la temperatura interna di regolazione [°C];

θ_{des} è la temperatura di progetto, definita per il capoluogo di provincia dalla UNI 10349 [°C];

$\Phi_{\Sigma Vn}$ è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];

h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h].

Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di distribuzione $Q_{aux,d}$

Nei sistemi di climatizzazione estiva si possono avere, alternativamente o in combinazione, reti di distribuzione acqua e reti di distribuzione aria. Pertanto, i fabbisogni di energia elettrica del sottosistema di distribuzione sono determinati come segue:

$$Q_{aux,d,k} = Q_{aux,PO,k} + Q_{aux,vn,k} \quad [kWh] \quad (5.22)$$

dove:

$Q_{aux,PO,k}$ sono i fabbisogni elettrici di pompe a servizio di tubazioni d'acqua per il mese k-esimo, determinati secondo la metodologia indicata dalla UNI/TS 11300-2, cioè [24]:

$$Q_{aux,PO,k} = 10^{-3} \times t_{PO} \times F_V \times W_{PO,d} \quad [Wh] \quad (5.23)$$

dove:

$W_{PO,d}$ è la potenza elettrica della pompa nelle condizioni di progetto [W];

t_{PO} è il tempo convenzionale di attivazione della pompa e si assume pari a: [h]:

$t_{PO} = FC \times t_{gn}$ nel caso in cui è previsto l'arresto della pompa alla fermata del generatore durante il tempo di attivazione dello stesso,

$t_{PO} = t_{gn}$ nel caso in cui la pompa sia sempre in funzione durante il tempo di attivazione del generatore;

F_V è un fattore che tiene conto della variazione di velocità della pompa (pari a 1 per pompa a velocità costante e pari a 0,6 per pompa a velocità variabile).

Si deve effettuare il calcolo per ciascuna pompa presente nella rete e sommare i fabbisogni elettrici risultanti.

$Q_{aux,vn,k}$ sono i fabbisogni elettrici di ventilatori a servizio di reti di distribuzione d'aria, determinati attraverso la seguente formula:

$$Q_{aux,vn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma vn} \times h_k \quad [kWh] \quad (5.24)$$

dove:

- F_k è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo;
 $\Phi_{\Sigma vn}$ è la potenza nominale della somma dei ventilatori [kW];
 h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h].

Le potenze elettriche delle elettropompe e degli elettroventilatori devono essere ottenute dal progetto, da rilievi o da misure in campo.

Fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari del sottosistema di produzione $Q_{aux,gn}$

Ai fini del calcolo del fabbisogno di energia elettrica gli ausiliari del sottosistema di produzione devono essere distinti in:

- ausiliari integrati nella macchina, ovvero dispositivi montati dal fabbricante all'interno della macchina frigorifera, le cui potenze sono comprese nelle prestazioni generali della macchina stessa;
- ausiliari esterni, ovvero dispositivi non compresi nella macchina frigorifera ma necessari per il suo funzionamento che determinano i fabbisogni elettrici degli ausiliari del sottosistema di produzione $Q_{aux,gn}$.

Il fabbisogno di energia elettrica degli ausiliari di produzione si calcola come segue:

$$Q_{aux,gn,k} = F_k \times \Phi_{\Sigma aux,gn,n} \times h_k \quad [kWh] \quad (5.25)$$

dove:

- F_k è il fattore medio di carico della macchina frigorifera per il mese k-esimo;
 $\Phi_{\Sigma aux,gn,n}$ è la potenza nominale della somma degli ausiliari esterni [kW];
 h_k è il numero di ore del mese k-esimo [h].

A seconda del tipo di condensatore della macchina frigorifera, i fabbisogni di energia elettrica degli ausiliari esterni $Q_{aux,gn}$ sono dati:

- in unità di produzione con condensazione ad aria, dall'elettroventilatore del condensatore;
- in sistemi con condensazione ad acqua di falda od acqua superficiale, dalla pompa di circolazione dell'acqua nel condensatore;
- in sistemi di condensazione evaporativi, dal ventilatore e dall'elettropompa di circolazione.

Le potenze dei motori elettrici e le modalità di funzionamento possono essere ottenute da dati di progetto, da dati forniti dal costruttore o da misure in campo.

5.1.1.5 EFFICIENZA DI GENERAZIONE

5.1.1.5.1 Prestazioni delle macchine frigorifere ai carichi parziali

Le prestazioni delle macchine frigorifere dipendono non solo dai livelli operativi (condensazione ed evaporazione) e della configurazione impiantistica scelta, ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio. Per tener conto della variazione degli assorbimenti elettrici in funzione delle variazioni climatiche e/o delle condizioni al contorno e del grado di parzializzazione della macchina, si fa riferimento al prEN 14825:2008, che stabilisce che i costruttori forniscano i coefficienti di prestazione (Energy Efficiency Ratio-EER) delle macchine in condizioni di riferimento. Le condizioni di riferimento, riportate nel prospetto 5.1, sono relative alle temperature di esercizio ed ai fattori di carico F , che indicano il rapporto tra la quantità di energia termica erogata nel periodo considerato ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso periodo.

Tipologia		Aria-aria		Acqua-aria		Aria-acqua		Acqua-acqua	
Prova	Fattore di carico (F)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T aria interna bulbo secco / bulbo umido (°C)	T aria esterna bulbo secco (°C)	T acqua refrigerata in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)	T acqua di condensazione in ingresso / in uscita della torre evaporativa (°C)	T acqua refrigerata in ingresso / in uscita dei ventilcon vettori (°C)
1	100%	35	27/19	30/35	27/19	35	12/7	30/35	12/7
2	75%	30	27/19	26/*	27/19	30	*/7	26/*	*/7
3	50%	25	27/19	22/*	27/19	25	*/7	22/*	*/7
4	25%	20	27/19	18/*	27/19	20	*/7	18/*	*/7

* temperatura determinata dalla portata d'acqua a pieno carico

Prospetto 5.1 – Condizioni di riferimento per le prove ai carichi parziali

Conoscendo i valori di EER forniti dai costruttori, si costruisce la curva di funzionamento della macchina a carichi parziali, ovvero la curva che descrive l'andamento dei valori di EER di una macchina frigorifera in funzione del fattore di carico F. I valori di EER per fattori di carico inferiori al 25% vengono determinate come segue:

1. Unità aria-aria e acqua-aria:

- 20% EER = 0,94 x EER4
- 15% EER = 0,85 x EER4
- 10% EER = 0,73 x EER4
- 5% EER = 0,50 x EER4
- 2% EER = 0,26 x EER4
- 1% EER = 0,14 x EER4

2. Unità Aria-acqua e Acqua-acqua:

- 20% EER = 0,95 x EER4
- 15% EER = 0,94 x EER4
- 10% EER = 0,87 x EER4
- 5% EER = 0,71 x EER4
- 2% EER = 0,46 x EER4
- 1% EER = 0,29 x EER4

La curva così ottenuta è utilizzata per ottenere valori di EER corrispondenti a fattori di carico diversi da quelli di riferimento (100%, 75%, 50%, 25%),

da utilizzare per il calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} .

Qualora le macchine frigorifere non possano operare con gradi di parzializzazione corrispondenti alle condizioni di riferimento, è possibile calcolare l'EER a condizioni di riferimento con il metodo di calcolo descritto nel prEN 14825:2008. Alternativamente, in caso il calcolo non sia possibile per mancanza dei dati necessari, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori) opportunamente corretti con i coefficienti di correzione $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7 descritti in seguito.

Analogamente anche per macchine già installate di cui non sia possibile conoscere i valori di EER a carico parziale, ai fini del calcolo del coefficiente di prestazione medio mensile η_{mm} si utilizzano i valori ottenuti a pieno carico (forniti dai costruttori), e anche in questo caso si effettua una correzione con i coefficienti di correzione $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7 . Per considerare condizioni di funzionamento della macchina frigorifera diverse da quelle di riferimento (per esempio una temperatura diversa da 27°C dell'aria interna per le macchine aria-aria, oppure un salto termico all'evaporatore delle macchine acqua-acqua diverso da 12-7°C) o anche per tener conto di una diversa temperatura dell'aria esterna nel caso di macchina raffreddata ad aria, ecc., è possibile utilizzare una serie di prospetti dove sono indicate le variazioni percentuali (η_1) rispetto alle prestazioni nominali di riferimento per le quattro macro tipologie di macchine frigorifere (Aria-Acqua, Acqua-Acqua, Aria-Aria, acqua-Aria).

Analogamente, devono essere presi in considerazione i coefficienti correttivi dei dati di potenza resa ed assorbita dovuti alle perdite di carico di tubazioni frigorifere (sistemi split), tubazioni acqua (sistemi idronici), condotti aria (canalizzati), ecc. (coefficienti $\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6$ e η_7)

5.1.1.5.2 Calcolo del Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER)

Per fini diversi dal calcolo di $Q_{C,P}$, può essere calcolato anche il Seasonal Energy Efficiency Ratio (SEER), uno strumento utile per confrontare le prestazioni medie stagionali di diverse macchine frigorifere.

L'indice SEER di riferimento consiste nella media pesata dei valori dei singoli EER a diverse condizioni operative, essendo i pesi i relativi tempi di funzionamento definiti convenzionalmente secondo il prospetto 5.2 in funzione della tipologia di macchina.

Prova	Carico parziale	Tipologia			
		Aria-aria	Acqua-aria	Aria-acqua	Acqua-acqua
a	100%	4%	4%	3%	3%
b	75%	26%	26%	33%	33%
c	50%	40%	40%	41%	41%
d	25%	30%	30%	23%	23%

Prospetto 5.2 – Tempi di funzionamento della macchina frigorifera a diverse condizioni operative

In base alla tipologia di macchina considerata, l'indice SEER viene calcolato applicando la seguente formula:

$$SEER = \frac{1}{\frac{a}{EER1} + \frac{b}{EER2} + \frac{c}{EER3} + \frac{d}{EER4}} \quad (5.26)$$

dove:

a, b, c, d sono i tempi di funzionamento convenzionalmente fissati per i diversi carichi della macchina frigorifera;

EER1, EER2, EER3, EER4 sono gli indici di efficienza misurati alle condizioni operative 1, 2, 3 e 4.

Il SEER di riferimento calcolato è un utile strumento per il confronto energetico tra macchine diverse o per una prima valutazione approssimata dei consumi di energia in mancanza di dati più dettagliati sulle richieste di energia frigorifera da parte dell'utenza.

5.1.1.6 COEFFICIENTE DI PRESTAZIONE MEDIO MENSILE DEL SISTEMA DI PRODUZIONE DELL'ENERGIA FRIGORIFERA

Il coefficiente medio di prestazione mensile del sistema di produzione dell'energia frigorifera η_{mm} viene determinato applicando la seguente formula di calcolo, da ripetersi per tutti i mesi della stagione di climatizzazione estiva:

$$\eta_{mm,k} = EER(F_k) \times \eta_1(F_k) \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \times \eta_5 \times \eta_6 \times \eta_7 \quad [kWh] \quad (27)$$

dove per il mese k-esimo:

F_k è il fattore di carico medio mensile, calcolato come rapporto tra la quantità di energia termica richiesta per il raffreddamento e la ventilazione ($Q_{Cr} + Q_v$) nel mese k-esimo ed il valore massimo dell'energia erogabile dalla macchina frigorifera nello stesso mese (ovvero: $h \times \Phi_n$, dove h è il numero di ore mensili e Φ_n la potenza nominale della macchina frigorifera);

$EER(F_k)$ è il rapporto di efficienza energetica ottenuto in corrispondenza del fattore di carico F_k , e ricavabile per interpolazione dalle curve degli EER costruite secondo quanto indicato al paragrafo 5.1.1.5.1;

$\eta_1(F_k)$ è il coefficiente correttivo ottenuto in corrispondenza del fattore di carico F_k , e ricavabile per doppia interpolazione dai prospetti nell'appendice C della UNI/TS 13000-3;

$\eta_2, \eta_3, \eta_4, \eta_5, \eta_6, \eta_7$ sono i coefficienti correttivi ricavabili dai prospetti riportati nell'appendice D della UNI/TS 13000-3.

Si conoscono a questo punto tutti gli elementi necessari per il calcolo del fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva $Q_{C,p}$.

6

CASO DI STUDIO

6.1 DESCRIZIONE DEL SISTEMA EDIFICIO- IMPIANTO

6.1.1 L'EDIFICIO

Il complesso di edifici oggetto dell'analisi appartiene ad un ampio progetto che comprende una struttura adibita ad uffici divisa in Corpo A, Corpo B e un edificio C che ospita mensa e capannoni (Figura 1.1).

Il lotto è situato nella prima periferia di Bologna, località Zola Predosa, in ambiente suburbano di tipologia industriale.

I corpi A e B (uffici) si sviluppano in un piano interrato adibito ad autorimessa e tre livelli fuori terra; in tali spazi si realizzano uffici, con un ambienti speciali adibiti a CED, uno spazio destinato ad abitazione per il custode posto nell'ala nord del Corpo A al piano terra e una sala riunioni nell'ala Ovest del Corpo B al piano terra.

I due corpi A e B hanno uno spazio centrale comune con centrali tecnologiche al piano interrato, atrio e reception al piano terra e sale riunioni ai piani 1° e 2°.

L'edificio è a struttura portante composta da solai in piastre di cemento armato e pilastri in acciaio, l'involucro è realizzato con facciata continua composta da pannelli modulari opachi e trasparenti.

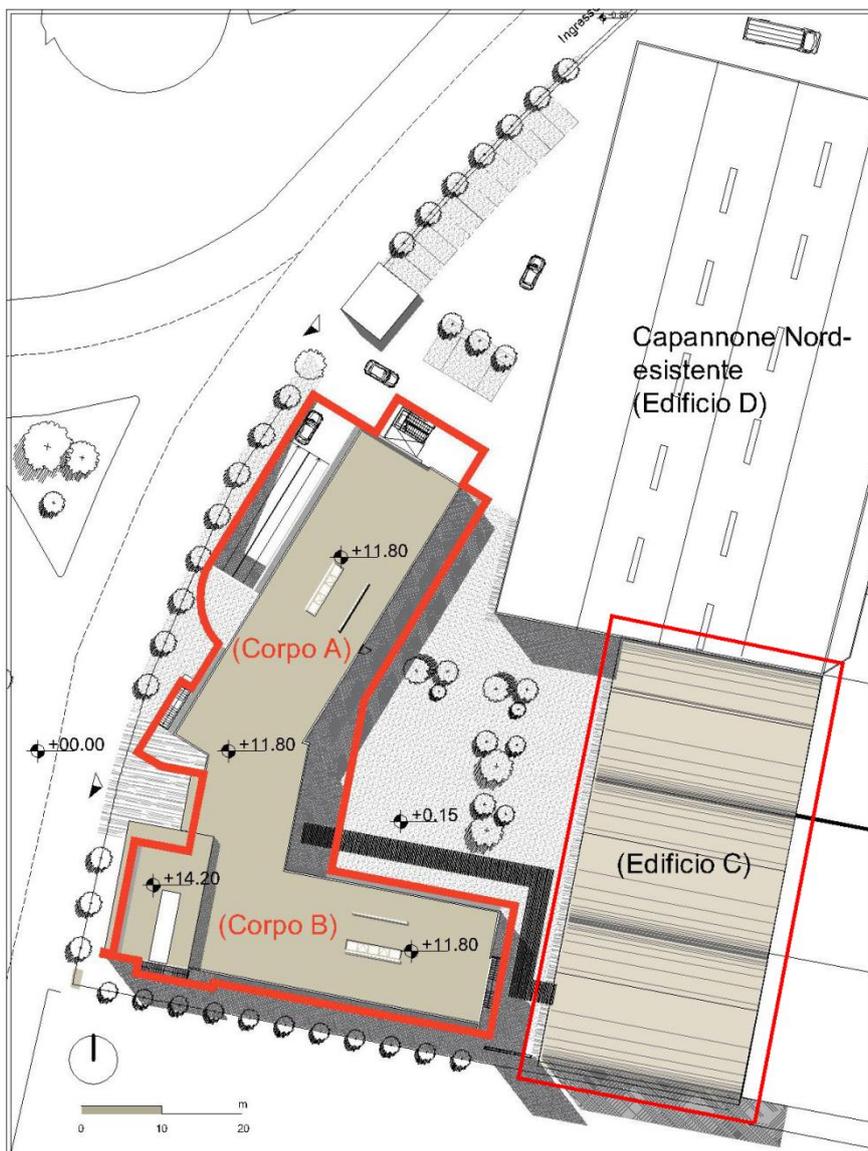


Figura 6.1 – Planimetria complesso edifici

I corpi A e B sono simili tra loro, quindi verrà descritto per semplicità solo il sistema architettonico del corpo B. La struttura e la disposizione interne risultano piuttosto semplici, il blocco è compatto e senza variazioni. I diversi piani sono uniti da un corpo scale centrale incastrato in un setto in cemento armato; tale setto attraversa tutti i piani ed esce dal solaio di copertura per un'altezza di 2 m circa a proteggere il lucernaio di copertura delle scale interne. Stesso sviluppo in altezza presentano i setti in cemento armato delle facciate, uno copre parte del prospetto Est e l'altro la parte ovest del prospetto Sud (figura 1.2). Quest'ultimo sostiene parzialmente una

piastra in cemento armato a sbalzo che ha la funzione di coprire e proteggere degli impianti tecnici presenti in copertura.

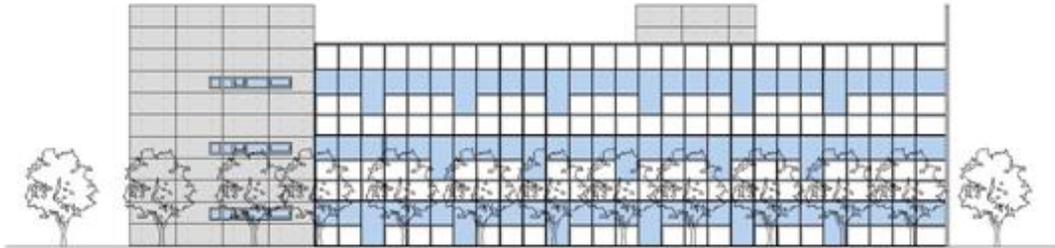


Figura 6.2 – Prospetto Sud del corpo B

Internamente le partizioni sono realizzate con pannelli mobili a struttura leggera per avere la flessibilità richiesta.

La pianta del Piano Primo del corpo B (figura 6.4) mostra una struttura complessiva semplice e compatta, internamente la disposizione è flessibile e gestibile in base alle necessità.

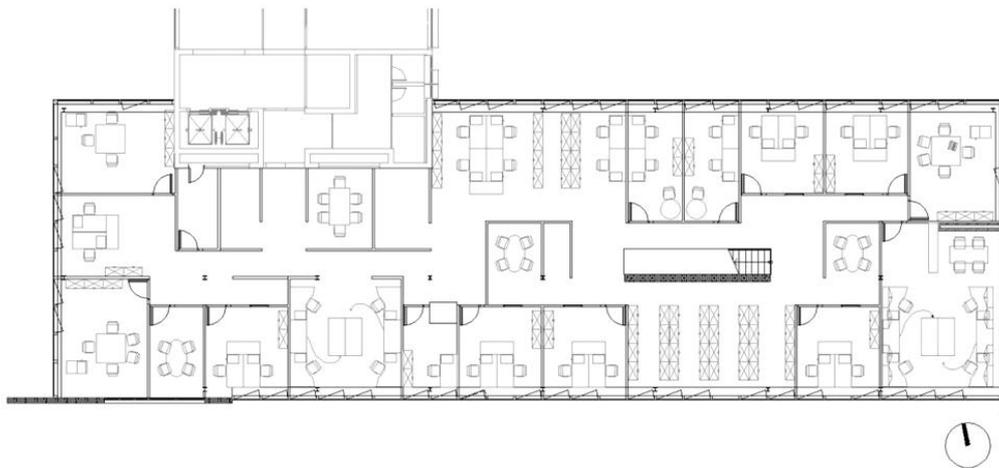


Figura 6.3 – Pianta Piano Primo del corpo B



Figura 6.4 – Foto, prospetto Sud del Corpo B



Figura 6.5 –Foto, prospetto Ovest del Corpo B

6.1.2 L'IMPIANTO

L'edificio è servito da un impianto ad aria primaria e un sistema a pannelli radianti ad acqua solo freddo entrambi posizionati a soffitto. Nelle zone uffici sono collocate travi induttive caldo/freddo a soffitto per l'immissione dell'aria primaria, e i pannelli radianti solo freddo a soffitto e a pavimento; la parte comune al corpo A e al corpo B è l'unica zona dove si ha la presenza di pannelli radianti a pavimento. I pannelli radianti hanno il compito di aiutare le travi durante la stagione estiva in presenza di picchi di carico che altrimenti la sola aria primaria non riuscirebbe a smaltire. La ripresa dell'aria avviene in parte in ambiente, e in parte nella zona centrale di circolazione attraverso anemostati collocati a soffitto.

Impianto di climatizzazione a servizio dell'edificio è suddiviso in:

- Centrale termica
- Centrale frigorifera
- Centrali pompe di circolazione fluidi
- Centrali di trattamento aria
- Terminali ambiente (soffitti radianti, travi attive a 4 tubi caldo/freddo, pavimenti radianti)
- Canalizzazioni di distribuzione e diffusione aria
- Tubazioni di distribuzione idraulica dei fluidi termovettori
- Sistemi di condizionamento dedicati per ambienti speciali (CED)
- Sistemi di regolazione automatica

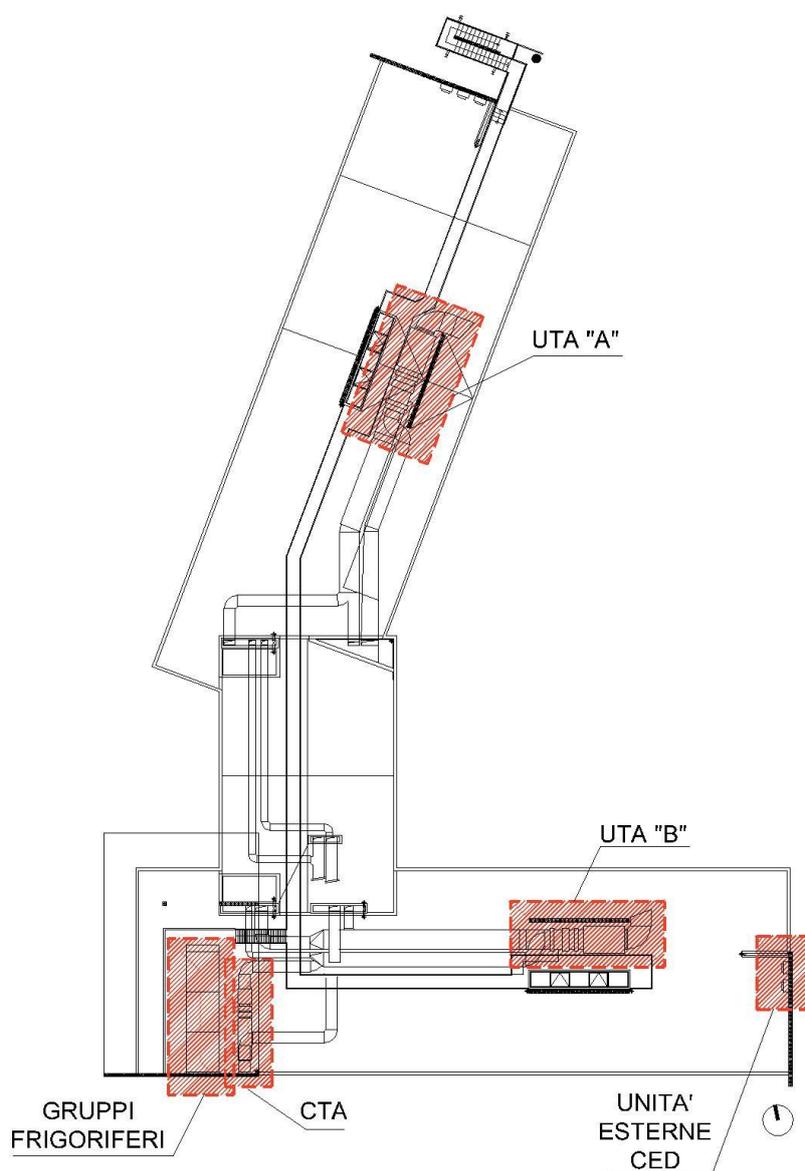


Figura 6.7 – Sistema impiantistico, pianta della copertura

In copertura sono posizionate le unità di trattamento aria e i gruppi frigoriferi (Figura 6.7). I setti in cemento armato aggettano per coprire e proteggere gli elementi impiantistici. Tali setti hanno carattere funzionale di protezione ma anche carattere estetico; è evidente il tentativo di mascherare le unità trattamento aria e le macchine frigorifere.

L'immagine seguente mostra la disposizione dei locali centrale termica e pompe nel piano interrato. Al locale pompe affluiscono i tubi dell'acqua refrigerata, attraverso i cavedi e quelli dell'acqua riscaldata.

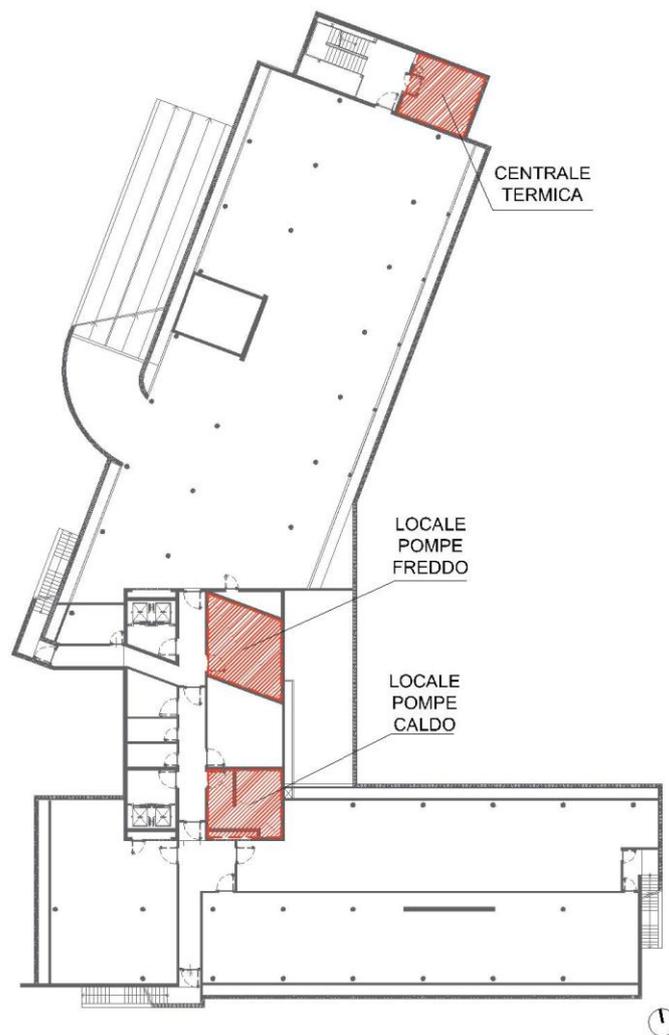


Figura 6.8 – Sistema impiantistico, Pianta Piano interrato

Centrale frigorifera per la produzione di acqua refrigerata

Per la produzione dell'acqua refrigerata per la climatizzazione estiva è stata prevista in copertura (Figura 6.7) l'installazione di tre refrigeratori modulari del tipo aria-acqua, con funzionamento in parallelo e gestione in cascata.

Il sistema di refrigeratori modulari con 3 unità in batteria consente una riserva per un back-up dell'80% di potenza frigorifera richiesta, al fine di dare continuità di esercizio in caso di malfunzionamento di uno dei gruppi. La scelta dei tre gruppi ha anche il vantaggio di far funzionare normalmente tutti e tre i gruppi con velocità ridotta dei ventilatori di smaltimento del calore in modo da assicurare una maggiore silenziosità delle macchine.

I gruppi sono ciascuna del tipo con singolo compressore alternativo a gas refrigerante ecologico 134A.

Ciascun gruppo è completo di un sistema di recupero installato sul circuito frigorifero dell'unità a monte del condensatore principale; in questo modo è possibile recuperare nel periodo estivo energia termica gratuita da utilizzare per il post riscaldamento e la produzione dell'acqua calda sanitaria.

Per l'ubicazione dei moduli refrigeranti, la pensilina in copertura ha un foro che assicura la corretta circolazione dell'aria sulle batterie di raffreddamento; intorno al gruppo si prevede la collocazione di una barriera che, oltre alla protezione dell'area per l'accesso dei manutentori, consente una protezione acustica.

Centrale di distribuzione secondaria dell'acqua refrigerata

Dalla centrale frigorifera in copertura, le linee primarie di acqua refrigerata, posate all'esterno sulla copertura, giungono attraverso un cavedio verticale al piano interrato in una centrale di distribuzione secondaria del fluido vettore. Nel locale sono ubicati i serbatoi inerziali, al fine di garantire al sistema una buona inerzia termica.

Inoltre, nel locale sono ubicate le pompe di circolazione primarie dell'acqua refrigerata (una per ciascun gruppo frigorifero) e da un collettore primario si derivano i seguenti circuiti secondari: acqua refrigerata per le unità terminali ambiente distribuite negli uffici A e B (le travi induttive a 4 tubi caldo/freddo, i pannelli radianti a pavimento ed il soffitto radiante), è un circuito a portata variabile con pompe di circolazione con inverter e valvole a due vie sulle utenze; acqua refrigerata per la climatizzazione della mensa (CTA mensa per l'impianto a dislocamento), è un circuito a portata costante e valvole a tre vie sulle utenze.

Gli spillamenti per le batterie ad acqua refrigerata delle unità di trattamento aria collocate in copertura (UTA ed.A, UTA ed. B e CTA per la climatizzazione della mensa), sono derivati direttamente dal circuito primario in copertura senza pompe di circolazione secondarie: circuito a portata costante e valvole a tre vie sulle utenze.

Ciascun circuito sarà servito da gruppi con due pompe in parallelo (una in esercizio e una di riserva). Per un sensibile risparmio energetico e

un'ottimizzazione dei dimensionamenti idraulici, su alcuni circuiti sono previste pompe di circolazione del tipo a portata variabile con inverter.

La rete principale di distribuzione dei fluidi termovettori è realizzata con tubazioni in acciaio al carbonio, adeguatamente isolate termicamente con guaina elastomerica in conformità alle norme tecniche/legislative, con rivestimento in lamierino d'alluminio.

I circuiti prelevano dal primario acqua refrigerata a 7°C; per il dimensionamento delle reti refrigerate sono stati considerati salti termici, di 5°C.

Impianto di riscaldamento/raffrescamento con travi attive e soffitti radianti

La climatizzazione dell'aria è affidata ad un impianto di riscaldamento e raffrescamento con soffitti e pavimenti radianti ad acqua (solo freddo) e travi induttive a 4 tubi caldo/freddo.

Le travi sono posizionate parallelamente alla facciata con passo pari a 1,35m e sono contenute all'interno del controsoffitto. Le travi sono a 4 tubi, in grado di bilanciare i carichi termici positivi e negativi; la trave è del tipo attivo con aria primaria (fino a 60 mc/h) e rapporto di induzione 1:3,5.

Il terminale è completo di plenum di distribuzione aria primaria con ugelli sintetici estraibili, per alti rapporti induttivi e basso livello acustico (pressione sonora inferiore a 35 dB(A)). La velocità dell'aria nella zona occupata dell'ambiente deve essere inferiore a 0,15 m/s per evitare fastidi da correnti d'aria.

L'aria primaria arriva ai terminali ad una temperatura 15°C nella stagione estiva e 20-22°C nelle mezze stagioni e in inverno. Nel periodo estivo, all'interno della trave, l'aria primaria viene miscelata a quella ambiente preraffreddata dalle batterie del terminale (Figura 6.12). L'aria esce a 18-20°C per garantire una temperatura di zona di 26°C. Nella stagione invernale la trave riceve aria primaria a 20-22°C dalla UTA, questa viene miscelata con l'aria proveniente dall'ambiente, aria preriscaldata dalla batteria (acqua a 45°C con un salto di 5°C), l'aria viene immessa in ambiente ad una temperature di 23-25°C.

I soffitti radianti sono costituiti da pannelli del tipo in lamiera zincata attivati con tubazioni ad acqua refrigerata, a due tubi, in grado di bilanciare i carichi termici positivi interni.

I componenti previsti hanno una modularità ed una flessibilità di connessione tale da permettere un'ottima riconfigurabilità degli spazi, secondo il modulo di facciata e di pianificazione architettonica. Gli elementi a soffitto sono facilmente rimovibili per eventuali manutenzioni; le connessioni sia idrauliche che aerauliche sono realizzate al di sopra del controsoffitto ispezionabile.

La distribuzione orizzontale delle reti di acqua refrigerata è collocata nel controsoffitto delle aree di circolazione. L'acqua refrigerata viene mandata ai terminali a circa 14° con salto 3°C per un funzionamento non condensante e quella calda a circa 45°C con salto 5°C, assicurando una buona qualità dell'aria sia in raffrescamento per la mancanza di bacinelle umide, sia in riscaldamento non bruciando con elevate temperatura le eventuali particelle di polvere.

La regolazione è del tipo con valvole a due vie installate per ciascun modulo ufficio flessibile sul modulo di pianificazione. In ciascun ambiente, la temperatura è controllata da un modulo ambiente posto a parete e dotato di sonda di temperatura e potenziometro per ritarare il set point di temperatura ambiente.

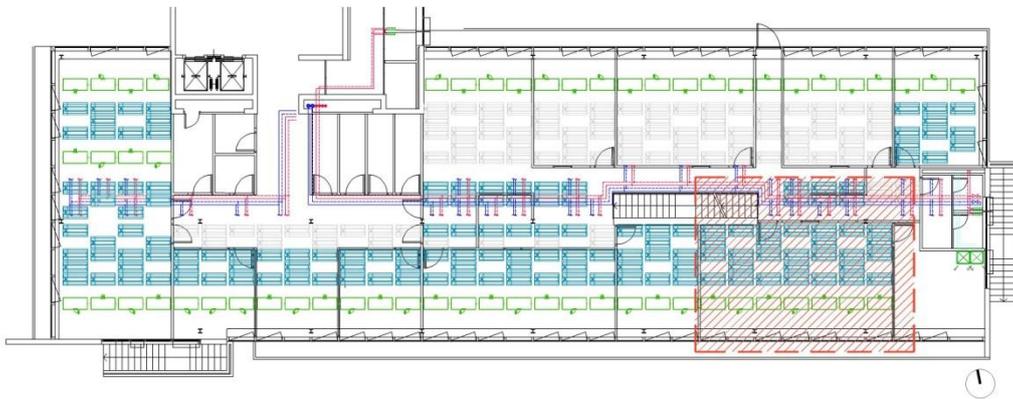


Figura 6.9 - Sistema impianti idronici, Pianta Piano Terra

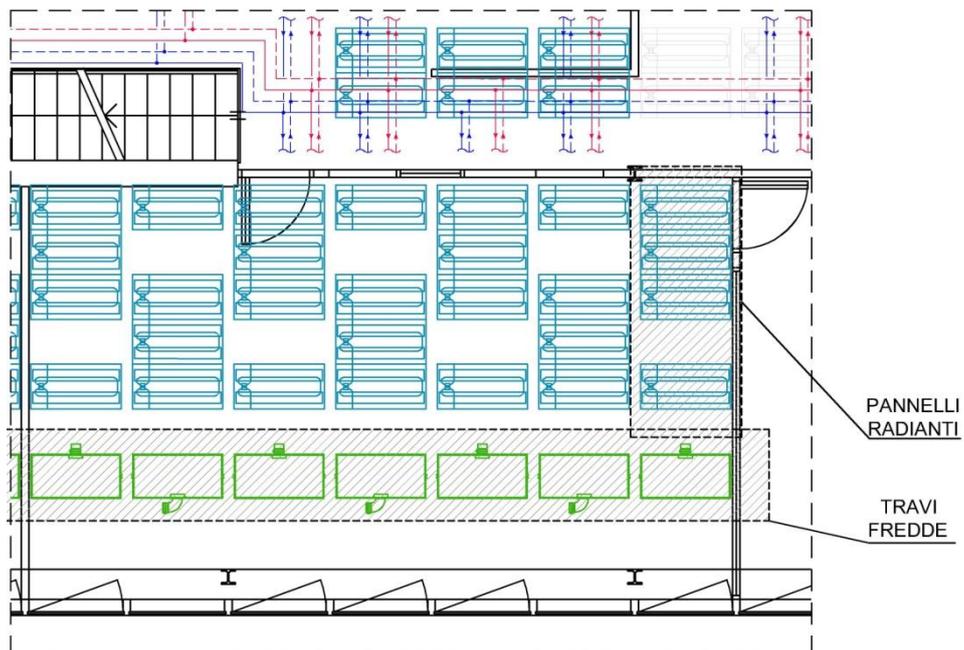
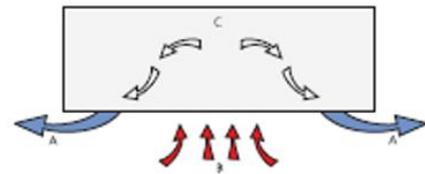


Figura 6.10 - Sistema impianti idronici, zoom Pianta Piano Terra

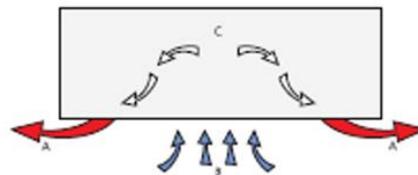


Figura 6.11 - Foto, travi induttive



Raffrescamento e Ventilazione

- A) Aria primaria + aria raffrescata della zona
- B) Aria della zona
- C) Aria primaria



Riscaldamento e Ventilazione

- A) Aria primaria + aria riscaldata della zona
- B) Aria della zona fredda
- C) Aria primaria

Figura 6.12 - Schema ingresso e uscita aria dalle travi induttive caldo/freddo



Figura 6.13- Foto, pannelli radianti, attacco



Figura 6.14 - Foto, modulo pannelli radianti a soffitto

Centrale di trattamento aria primaria

Sulla copertura (Figura 1.22) del corpo A-B sono installate due unità di trattamento dell'aria primaria (una per ogni Corpo) per garantire agli ambienti un alto livello di qualità dell'aria interna, attraverso sistemi di filtrazione ad alta efficienza ed elevati quantitativi di aria di rinnovo, superiori ai minimi indicati dalla UNI 10339.

La centrale è dimensionata per immettere in ambiente aria primaria a temperatura di 15 °C nel periodo estivo e a 20 - 22 ° C nelle mezze stagioni ed in inverno.

L'unità dovrà inoltre avere la capacità di deumidificare gli ambienti per un mantenimento dell'umidità in ambiente nel periodo di raffrescamento non superiore a 40% UR a 26°C.

Le unità provvedono essenzialmente ad una prefiltrazione, ad un raffreddamento con deumidificazione nella stagione estiva e ad un riscaldamento con umidificazione nella stagione invernale, con una filtrazione prima dell'immissione del canale di mandata agli ambienti.

Le unità di trattamento aria sono del tipo per installazione all'esterno, sono certificate Eurovent ed hanno una struttura modulare ad elementi componibili con profili in alluminio estruso.

I basamenti delle unità sono opportunamente isolati sui punti d'appoggio evitando così la trasmissione delle vibrazioni e le canalizzazioni dell'aria sono collegate alle apparecchiature tramite giunti antivibranti.



Figura 6.15- Foto, UTA in copertura

Impianto di distribuzione/diffusione aria primaria

Negli edifici A e B, la distribuzione dell'aria primaria è realizzata tramite canalizzazioni in lamiera zincata, posate nei controsoffitti. Per ciascun modulo di layout, l'aria primaria è immessa in ambiente attraverso le travi induttive a soffitto; la diffusione è del tipo ad alta induzione con un lancio orizzontale a soffitto che sfrutta l'effetto "coanda" (aria attaccata sul soffitto) per raggiungere verso l'interno tutto l'ambiente trattato (Figura 1.24).

Per la ripresa, una parte di aria ambiente transita verso il controsoffitto attraverso il pannello forato della veletta e viene ripresa tramite stacco con serranda di taratura sul canale di ripresa aria; un'altra parte di aria ambiente fluisce nelle aree di circolazione, tramite passaggio sotto porta e viene ripresa dagli anemostati collocati a soffitto nel corridoio. Gli anemostati di ripresa sono del tipo con plenum di ripresa posato nel controsoffitto e schermo di ripresa del tipo integrato sul pannello metallico tramite foratura utile 50% per la dimensione del plenum.

Per ciascun piano, a seguito di un contenimento delle altezze utili nel controsoffitto e per una distribuzione dell'aria primaria più razionale che evita generalmente sovrapposizioni, viene posato un canale di mandata su ciascun lato perimetrale ed una canalizzazione di ripresa nell'area centrale.

Per i servizi igienici è prevista l'installazione di un sistema di canalizzazione per l'estrazione aria dedicato, con canali e valvole di ripresa aria nel controsoffitto dei locali. L'aria aspirata dai locali igienici perverrà a questi attraverso un passaggio aria sotto porta.

Per le sale riunioni del corpo centrale e la reception, l'aria primaria viene immessa in ambiente tramite diffusori ad ugello installati a parete.

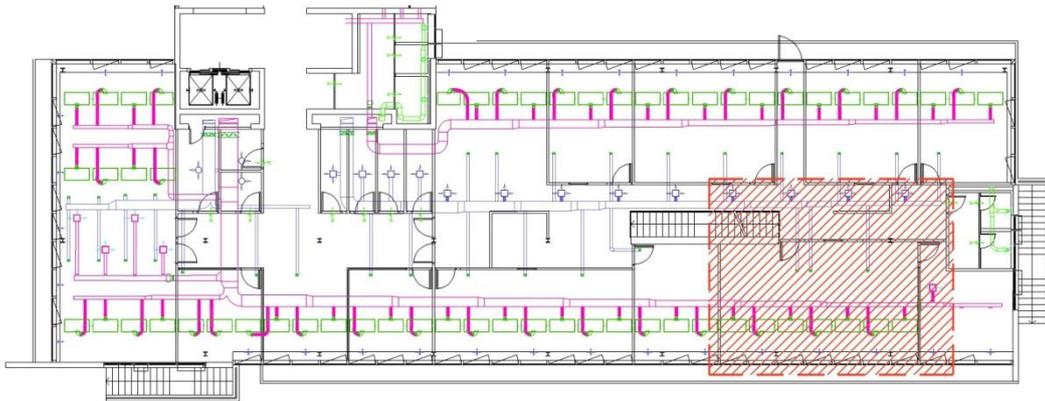


Figura 6.16 - Sistema impianti aeraulici, Pianta Piano Terra

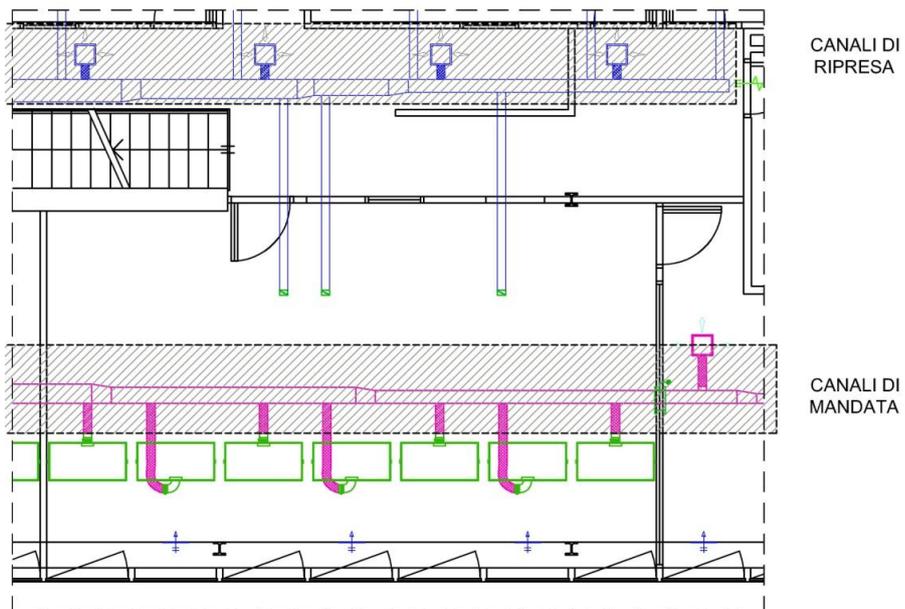


Figura 6.17 - Sistema impianti aeraulici, zoom Pianta Piano Terra

6.2 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO SECONDO LA SPECIFICA TECNICA UNI/TS 11300–Parte 3

6.2.1 CALCOLO DELLA STAGIONE DI RAFFRESCAMENTO

La stagione di raffrescamento è il periodo di tempo in cui l'impianto di climatizzazione deve essere posto in funzione, in modo tale da garantire adeguate condizioni igro-termiche a chi abita gli ambienti. Questa viene calcolata in funzione dei seguenti parametri:

- temperatura interna di progetto, che nel nostro studio viene fissata al valore di 26°C;
- coefficiente globale di scambio termico dell'edificio, che risulta uguale a 7474 W/K;
- temperatura media mensile dell'aria esterna;
- apporti interni e solari medi giornalieri.

Utilizzando la formula 5.3 del capitolo 5, e che viene riproposta sotto, si evince che per il nostro complesso di edifici si necessita dell'accensione dell'impianto di raffrescamento nel periodo che va **dal 24 Febbraio al 1 Novembre**, per una durata complessiva di 251 giorni.

$$\theta_{e,day} > \theta_{i,set,C} - \frac{\theta_{gn,day}}{H \times t_{day}} \quad (5.3)$$

dove:

$\theta_{e,day}$ è la temperatura esterna media giornaliera;

$\theta_{i,set,C}$ è la temperatura interna di regolazione per il raffrescamento;

$Q_{gn,day}$ sono gli apporti interni e solari medi giornalieri;

H è il coefficiente globale di cambio termico dell'edificio, in W/K, pari alla somma dei coefficienti globali di scambio termico per trasmissione

e ventilazione, corretti per tenere conto della differenza di temperatura interno-esterno.

t_{day} è la durata del giorno.

Questo calcolo è stato effettuato considerando le temperature medie mensili, mentre per individuare i giorni limite è stata fatta un'interpolazione lineare attribuendo i valori medi mensili di temperatura al 15 giorno di ciascun mese. I dati inseriti nel calcolo in questione sono descritti dettagliatamente nel paragrafo successivo.

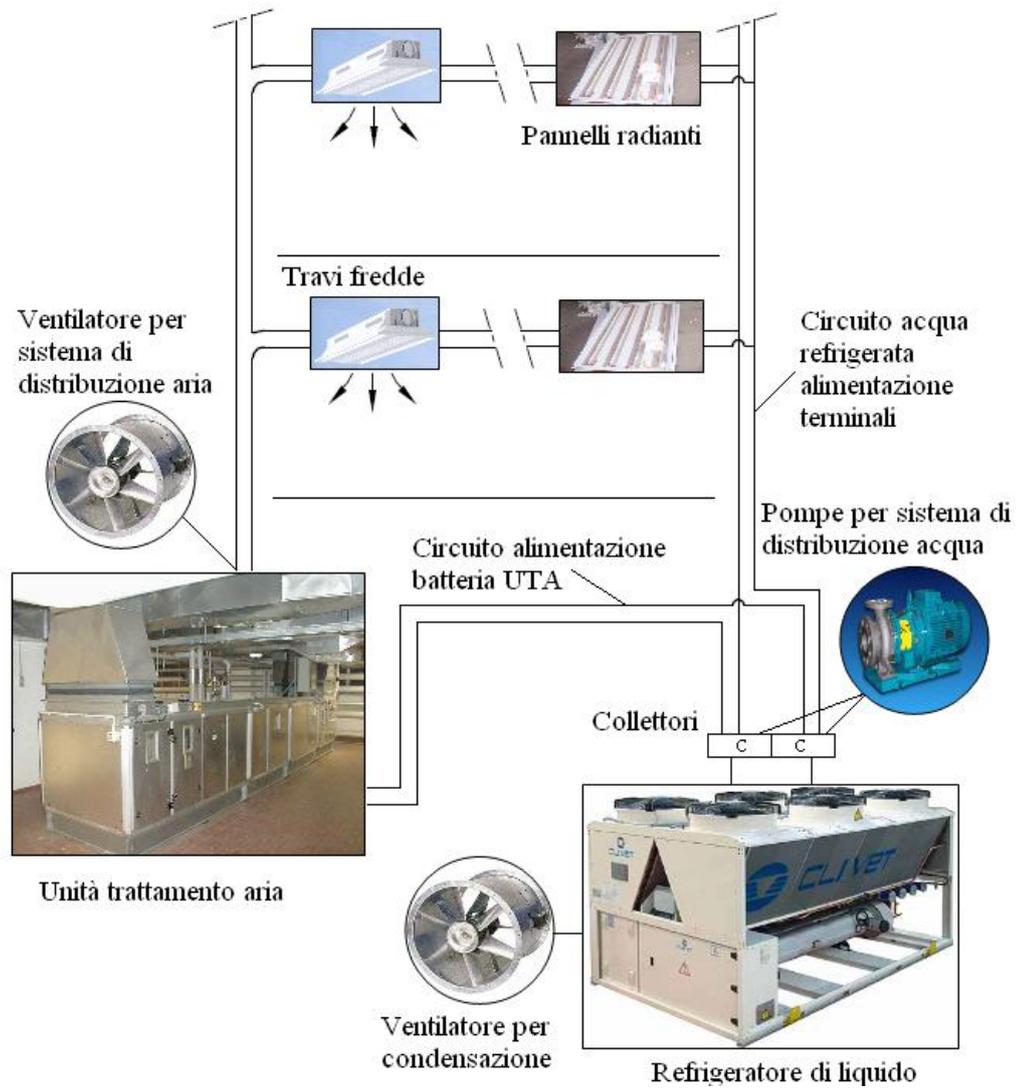
6.2.2 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO

Per il calcolo del fabbisogno primario di energia per il raffrescamento, verrà presa in considerazione il modello offerto dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-3 e descritto nel capitolo 5.

L'unica modifica rispetto a questo sarà la durata della stagione di raffrescamento, che per ipotesi verrà assunta **dal 15 maggio al 30 settembre**. Questa scelta è dovuta alla non perfetta taratura del modello descritto dalla specifica tecnica, questione che verrà trattata più nel dettaglio nel paragrafo 6.5. Si è scelto quindi di “accendere l'impianto” per un periodo meno esteso di quanto describe la normativa tecnica, per una durata complessiva di 139 giorni, concentrati nei mesi più caldi dell'anno.

Tutti i risultati che seguiranno nei successivi paragrafi si riferiranno quindi al suddetto periodo.

Nello schema 6.1 sono rappresentate tutte le parti dell'impianto di climatizzazione estiva, con i relativi collegamenti, sulle quasi si basa il fabbisogno di energia termica dell'edificio.



Schema 6.1 – Elementi che compongono l'impianto di climatizzazione

I componenti disperdenti dell'edificio sono:

Strutture

Denominazione	U medio W/m ² K	Tipo struttura
M1 Parete cls a vista uffici timpani	0,42	T
M3 Parete esterna capannone	0,21	T
M4 Divisorio capannoni	0,49	U
M5 Portone ferro	0,48	U
P2 Solaio su autorimesse	0,32	U
P4 Pavimento su terreno mensa	0,46	G
P5 Pavimento su terreno capannoni "C"	0,25	G
S1 Soffitto terrazzo uffici	0,19	T
S3 Copertura edifici "C"	0,28	T

Tabella 6.1 – Elementi disperdenti, strutture

Serramenti

Denominazione	U medio W/m ² K	G	Fi %	CF	Tipo struttura
F3 Fin. Vetro 70*70	2,66	0,70	73	0,80	T
F4 Fin. Vetro 120*70	2,43	0,70	79	0,80	T
F5 Fin. Vetro 135*265	1,92	0,70	89	0,80	T
F7 Fin. Vetro 145*130	2,07	0,70	86	0,80	T
F8 Fin. Vetro 45*245	2,63	0,70	75	0,80	T
F9 Fin. Vetro 100*245	2,05	0,70	87	0,80	T
F10 Fin. Vetro 175*90	2,19	0,70	84	0,80	T
F11 Fin. Vetro 100*260	2,05	0,70	87	0,80	T
F12 Fin. Vetro 2500*80	1,58	0,70	100	0,80	T
F13 Fin. Vetro 6600*6200	0,65	0,70	97	0,80	T

Tabella 6.2 – Elementi disperdenti, serramenti

Per quanto riguarda gli apporti solari si considera invece:

Superfici vetrate

Serramento	Esposizione	G	Fi %	CF	superficie m ²
F12 Fin.Vetro 2500*80		0,70	100	0,80	20,00
F3 Fin.Vetro 70*70	N	0,70	73	0,80	2,94
F4 Fin.Vetro 120*70	N	0,70	79	0,80	3,36
F13 Fin.Vetro 6600*6100	N	0,70	97	0,80	80,52
F3 Fin.Vetro 70*70	NE	0,70	73	0,80	11,76
F4 Fin.Vetro 120*70	NE	0,70	79	0,80	7,56
F13 Fin.Vetro 6600*6100	NE	0,70	97	0,80	144,94
F12 Fin.Vetro 2500*80	E	0,70	100	0,80	40,00
F13 Fin.Vetro 6600*6100	E	0,70	97	0,80	507,28
F3 Fin.Vetro 70*70	SE	0,70	73	0,80	4,41
F5 Fin.Vetro 135*265	SE	0,70	89	0,80	5,67
F13 Fin.Vetro 6600*6100	SE	0,70	97	0,80	483,12
F7 Fin.Vetro 145*130	S	0,70	86	0,80	24,51
F8 Fin.Vetro 45*245	S	0,70	75	0,80	2,20
F9 Fin.Vetro 100*245	S	0,70	87	0,80	4,90
F13 Fin.Vetro 6600*6100	S	0,70	97	0,80	80,52
F13 Fin.Vetro 6600*6100	SO	0,70	97	0,80	322,08
F10 Fin.Vetro 175*90	O	0,70	84	0,80	162,22
F11 Fin.Vetro 100*260	O	0,70	87	0,80	5,20
F13 Fin.Vetro 6600*6100	O	0,70	97	0,80	603,90
F13 Fin.Vetro 6600*6100	NO	0,70	97	0,80	362,34

Tabella 6.3 – Elementi vetrati

Superfici opache

Serramento	Esp.	α	he W/m ² K	superficie m ²
M1 Parete cls a vista uffici timpani	N	0,6	14,94	94,43
M1 Parete cls a vista uffici timpani	NE	0,6	14,94	223,24
M3 Parete esterna capannone	E	0,6	14,94	108,00
M1 Parete cls a vista uffici timpani	SE	0,6	14,94	75,55
M3 Parete esterna capannone	S	0,6	14,94	81,79
M1 Parete cls a vista uffici timpani	SO	0,6	14,94	15,42
M3 Parete esterna capannone	O	0,6	14,94	136,18
S1 Soffitto terrazzo uffici	OR	0,6	14,94	1488,50
S3 Copertura edifici "C"	OR	0,6	14,94	1366,20

Tabella 6.4 – Elementi opachi

Simbologia:

Tipo Struttura:

T = perdita specifica per trasmissione verso il terreno

G = perdita specifica per trasmissione verso il terreno

U = perdita specifica per trasmissione verso zone adiacenti non riscaldate

G = fattore della trasmissione della radiazione solare

Fi = percentuale della superficie vetrata rispetto alla superficie del componente

α = fattore di assorbimento della superficie solare

he = coefficiente liminare di scambio termico esterno.

Le temperatura media mensile e l'entalpia dell'aria esterna per ogni mese del periodo di raffrescamento sono stati:

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre
θ_e [°C]	19,3	22,8	25,3	24,8	21,1
He [kJ/kg]	37,5	48	52	50	42

Tabella 6.5 – Temperatura media mensile ed entalpia dell'aria esterna per i mesi della stagione di raffrescamento per il modello “24 ore”

Tutti i dati di input richiesti dal modello sono stati:

<i>Denominazione</i>	<i>Simbolo</i>	<i>Unità di misura</i>	<i>Valore</i>
Superficie climatizzata	S	m ²	5482,72
Temperatura interna di progetto	θ_i	°C	26
Gradi giorno	GG		2408
Zona climatica			E
Perdite di calore specifico per trasmissione attraverso le strutture	Ht	W/K	3199,16
Perdite di calore specifiche verso ambienti non climatizzati	Hu	W/K	348,06
Perdite di trasmissione verso il terreno	Hg	W/K	432,20
Apporti interni di calore medi	Qint	W/m ²	6

Rendimento di erogazione travi fredde	η_e		0,94
Rendimento di erogazione pannelli radianti a controsoffitto	η_e		0,97
Rendimento di regolazione	η_{rg}		0,98
Perdite di distribuzione	$Q_{i,d}$	kWh	$0,05 \cdot Q_{c,nd}$
Serbatoio di accumulo	C	litri	4000
Energia recuperata	Q_{rr}	kWh	trascurata
Portata aria di ventilazione	q	Kg/s	8,86
Potenza nominale ventilatori per sistema di emissione	ϕ_{vn}	kW	non presenti
Potenza nominale pompa 1- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	0,55
Potenza nominale pompa 2- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	0,55
Potenza nominale pompa 3- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	2,2
Potenza nominale pompa 4- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	2,2
Potenza nominale pompa 5- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	5,5
Potenza nominale pompa 6- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	5,5
Potenza nominale pompa 7- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	5,5
Potenza nominale pompa 8- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	4
Potenza nominale pompa 9- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	4
Potenza nominale pompa 10- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	4
Potenza nominale pompa 11- a servizio sistema di distribuzione aqua	P	kW	2,2

aqua			
Potenza nominale pompa 12- a servizio sistema di distribuzione acqua	P	kW	2,2
Potenza nominale della somma dei ventilatori a servizio dei canali di distribuzione aria	P	kW	23
Potenza nominale della somma degli ausiliari esterni del sistema di produzione	P	kW	40
EER al 25% del carico			5,63
EER al 50% del carico			4,76
EER al 75% del carico			3,78
EER al 100% del carico			2,74
Potenza nominale macchina frigorifera	ϕ_n	kW	715
Coefficiente correttivi – maggio	η_1		1,029
Coefficiente correttivi – giugno	η_1		1,0507
Coefficiente correttivo – luglio	η_1		1,064
Coefficiente correttivo – agosto	η_1		1,017
Coefficiente correttivo – settembre	η_1		0,978
Coefficiente correttivo	η_2		1
Coefficiente correttivo	η_3		1
Coefficiente correttivo	η_4		0,969
Coefficiente correttivo	η_5		1
Coefficiente correttivo	η_6		1
Coefficiente correttivo	η_7		1
Fattore di conversione da energia elettrica in energia primaria	fp,el	kW/kW	2,2178

Tabella 6.6 – Dati di input

Inserendo tutti i dati sopra procedura di calcolo descritta al capitolo 5 si sono ottenuti i seguenti risultati (in kWh):

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
Q_{Cr,k}	108039	222512	258714	225584	167980	982830
Q_{v,k}	-27052	43455	80802	62853	-8656	151401
Q_{aux,k}	20350	46276	53266	48964	37294	206152
η_{mm,k}	5,56	4,86	4,46	4,62	5,18	
Q_{C,P,k}	77435	223800	286861	247050	150868	986016

Tabella 6.7 – Riassunto risultati modello “24 ore” (valori in kWh)

6.3 CALCOLO DEL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA PER IL RAFFRESCAMENTO SU 10 ORE DI ACCENSIONE GIORNALIERE

Una volta analizzata la procedura di calcolo della UNI/TS 11300-3 si è voluto proporre un modello ancora più vicino alla realtà.

Quanto calcolato nel paragrafo 6.3 riguarda un impianto di raffrescamento in funzione 24 ore al giorno. Questo è abbastanza improponibile visto che, in un edificio destinato ad uffici, l'impianto resta in funzione solo nelle ore in cui l'edificio stesso è abitato e quindi non nelle ore notturne.

Il modello che di seguito verrà descritto si rifà a un funzionamento giornaliero **dalle ore 8 alle ore 18**, per un totale di **10 ore giornaliere**.

Per poter fare questo dovrà chiaramente cambiare la temperatura media giornaliera, che sarà superiore a quella sulle 24 ore visto che è la media sulle ore più calde della giornata.

Come dato di input si ha la media mensile sulle 24 ore (riportata nella UNI 10349), pertanto si è dovuti risalire al profilo di distribuzione giornaliera della temperatura, in modo tale che da questo si è potuto calcolare la media giornaliera sulle ore interessate dal funzionamento dell'impianto.

La formula che permette di risalire al profilo giornaliero della temperatura è la seguente:

$$\theta_t = \theta_{\max, \text{gior}} - F(t)\Delta\theta \quad (6.1)$$

dove:

θ_t è la temperatura alla generica ora t ;

$\theta_{\max, \text{gior}}$ è la temperatura massima giornaliera;

$F(t)$ è il fattore di distribuzione della temperatura;

$\Delta\theta$ è l'escursione giornaliera dell'aria esterna.

Una volta ottenuta la distribuzione giornaliera della temperatura (riferita al mese k -esimo) è possibile ottenere la temperatura media mensile sulle 10 ore di funzionamento. Si riporta sotto l'esempio del mese di giugno, per il quale sulle 24 ore la temperatura media giornaliera è di 22,8°C, mentre sulle 10 ore è di 26°C.

ORA	TEMPERATURA
1	19,06
2	18,46
3	17,98
4	17,62
5	17,5
6	17,74
7	18,34
8	19,42
9	20,98
10	22,78
11	24,82
12	26,74
13	28,18
14	29,14
15	29,5
16	29,14
17	28,3
18	26,98
19	25,42
20	23,86
21	22,54
22	21,34
23	20,38
24	19,66

ORA	TEMPERATURA
1	19,06
2	18,46
3	17,98
4	17,62
5	17,5
6	17,74
7	18,34
8	19,42
9	20,98
10	22,78
11	24,82
12	26,74
13	28,18
14	29,14
15	29,5
16	29,14
17	28,3
18	26,98
19	25,42
20	23,86
21	22,54
22	21,34
23	20,38
24	19,66

Media 24h	22,8
------------------	-------------

Media 10h	26
------------------	-----------

Tabella 6.8 – Profilo temperature giornaliere e temperature medie mensili

Così facendo si determinano i nuovi dati di ogni mese della stagione di raffrescamento.

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre
θ_e [°C]	22,4	26	28,5	27,6	24,3
He [kJ/kg]	44,3	53	60	57,5	49

Tabella 6.9 – Temperatura media mensile ed entalpia dell'aria esterna per i mesi della stagione di raffrescamento per il modello "10 ore"

Con i nuovi input i risultati ottenuti sono riassunti nella tabella 6.10:

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
Q_{Cr,k}	111366	219608	250583	217885	168392	967837
Q_{v,k}	6669	47239	78302	67770	30931	230914
Q_{aux,k}	15578	32423	37979	34338	26735	147056
η_{mm,k}	4,15	3,62	3,35	3,45	3,88	
Q_{C,P,k}	97573	235085	301403	259563	173172	1066799

Tabella 6.10 – Riassunto risultati modello “10 ore” (valori in kWh)

6.4 INFLUENZA DELLE SCHERMATURE MOBILI SUL FABBISOGNO DI ENERGIA PRIMARIA

Nel calcolo del fabbisogno di energia primaria dell’edificio studiato, come già accennato nei precedenti paragrafi, ha particolare rilevanza il contributo dell’apporto solare, vista l’elevata superficie vetrata.

La presenza di schermature mobili fa sì che il contributo dell’irraggiamento solare sia ridotto, di conseguenza sono minori i carichi termici da compensare attraverso l’impianto di raffrescamento.

L’edificio, così come è stato progettato, è dotato di tende bianche interne il cui effetto è valutato attraverso il fattore di riduzione di 0,80. Questo è dato dal rapporto tra i valori di trasmittanza di energia solare totale della finestra con e senza schermatura ($g_{gl+sh} + g_{gl}$).

Il fattore di riduzione degli apporti solari relativo all’utilizzo di schermature mobili, $F_{sh,gl}$, è ricavato dalla seguente espressione:

$$F_{sh,gl} = [(1 - f_{sh,with})g_{gl} + f_{sh,with}g_{gl+sh}] / g_{gl} \quad (6.2)$$

dove

g_{gl} è la trasmittanza di energia solare totale della finestra, quando la schermatura solare non è utilizzata;

g_{gl+sh} è la trasmittanza di energia solare totale della finestra, quando la schermatura solare è utilizzata;

$f_{sh,with}$ è la frazione di tempo in cui la schermatura solare è utilizzata, pesata sull'irraggiamento solare incidente; essa dipende dal profilo dell'irradianza solare incidente sulla finestra e quindi dal clima, dalla stagione e dall'esposizione.

I valori della trasmittanza di energia solare totale degli elementi vetrati (g_{gl}) possono essere ricavati moltiplicando i valori di trasmittanza di energia solare totale per incidenza normale ($g_{gl,n}$) per un fattore di esposizione (F_w) assunto pari a 0,9. I vetri sono di tipo “triplo vetro normale” al quale corrisponde una trasmittanza di energia solare totale $g_{gl,n}$ di 0,70.

Il valore di $F_{sh,gl}$, ottenuto mediante la formula 6.2, andrà ad influenzare direttamente gli apporti solari sulle superfici vetrate.

Si è pensato di cambiare la tipologia di tenda, sostituendo le tende bianche interne pensate in fase di progetto con delle veneziane bianche interne, alle quali corrisponde un fattore di riduzione pari a 0,40. In base a questo nuovo dato si è nuovamente calcolato il fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento, i cui risultati vengono riportati nella tabella 6.11.

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
$Q_{Cr,k}$	82452	163072	183113	155735	119761	704135
$Q_{v,k}$	6669	47239	78302	67770	30931	230914
$Q_{aux,k}$	13143	27661	32297	29104	22640	147056
$\eta_{mm,k}$	5,44	3,62	3,35	3,45	4,97	
$Q_{C,P,k}$	65437	189953	244248	208050	117403	825092

Tabella 6.11 – Riassunto risultati modello “10 ore” con veneziane bianche interne (valori in kWh)

CONCLUSIONI

Dopo aver applicato al complesso di edifici oggetto della tesi la specifica tecnica UNI/TS 11300-Parte 3, riguardante il fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento, è possibile commentare alcuni aspetti della stessa specifica tecnica, avere un riscontro sull'importanza della climatizzazione estiva ed evidenziare migliorie da apportare all'edificio per avere minori consumi energetici.

Riassumendo, è possibile elencare i seguenti risultati:

➤ *STAGIONE DI RAFFRESCAMENTO*

Relativamente al nostro oggetto di studio, la normativa prevede come stagione di raffrescamento il periodo che va dal 24 Febbraio al 1 Novembre. Questo è un risultato concettualmente errato, in quanto occorrerebbe “produrre il freddo” nei mesi in cui sarebbe invece necessario riscaldare gli ambienti, come accade nella prima e nell'ultima parte dell'anno.

Il risultato poco veritiero riscontrato, deriva da una formula basata principalmente sugli apporti di calore interni e solari. Questo potrebbe essere concepibile se si avessero grandi quantità di apporti interni, per esempio derivanti da un elevato numero di persone presenti o di numerose apparecchiature elettroniche, ma in realtà per l'edificio in questione non è assolutamente così.

Il calcolo degli apporti interni e solari previsto dalla norma porta a valori sovradimensionati rispetto alla realtà. In ogni caso l'aria per la ventilazione meccanica viene comunque introdotta a temperatura ambiente e quindi necessita nei periodi invernali di essere riscaldata.

Volendo dare un esempio, si riporta in seguito il fabbisogno per il trattamento di aria trattata del mese di marzo.

Per il generico mese k-esimo il fabbisogno si calcola secondo la formula 5.17 del capitolo 5 che riportiamo sotto:

$$Q_{V,k} = Q_{V,m,h} \times q \times h_k \quad [kWh] \quad (7.1)$$

Questa è funzione della portata d'aria q [kg/s], delle ore h_k del mese k-esimo e del fabbisogno specifico orario medio dovuto per trattamento dell'aria $(Q_{k,m,h})_k$ [kJ/kg]. Quest'ultimo, a sua volta, è funzione dell'entalpia H_e dell'aria esterna che si va ad introdurre nell'ambiente (dopo essere stata trattata).

$$Q_{V,m,h} = 1,3615 \times H_k - 58,54 \quad [kJ/kg] \quad (7.2)$$

Nel mese di marzo, l'entalpia associata alla temperatura media mensile dell'aria esterna (per un funzionamento dell'impianto sulle 24 ore) è pari a 27 kJ/kg. Il fabbisogno specifico medio orario è quindi negativo e pari a -21,78, e fa sì che anche il fabbisogno per trattamento dell'aria sia negativo. Risulta semplice dedurre che questo risultato è concettualmente errato perché se il fabbisogno per il trattamento aria è negativo vuol dire che devo riscaldare l'aria.

Occorrerebbe quindi rivalutare la formula in questione (5.3) cercando di renderla tale da poterla adattare al meglio all'edificio che si va a studiare. In questo lavoro di tesi, tutti i calcoli effettuati hanno avuto come stagione di raffrescamento un periodo più consono alla climatizzazione estiva; per ipotesi si è assunto dal 15 maggio al 30 settembre.

➤ **IMPORTANZA DELLA CLIMATIZZAZIONE ESTIVA SUI CONSUMI TOTALI ANNUALI**

Per vedere quale è il peso che la climatizzazione estiva ha sull'intero fabbisogno di energia primaria dell'edificio in un intero anno, si è pensato di mettere a confronto il fabbisogno ideale di energia termica per il raffrescamento $Q_{C,nd}$ con il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento $Q_{H,nd}$, essendo questi i parametri che più influenzano i consumi energetici dello stesso edificio.

Chiaramente questo non vuole essere un discorso dettagliato, perché altrimenti occorrerebbe confrontare i due fabbisogni di energia primaria in estate e in

inverno, ma ci è comunque utile a verificare quanto detto nella parte iniziale della tesi, ovvero l'importanza della climatizzazione estiva.

Per lo stesso complesso di edifici oggetto dello studio, è stato quindi calcolato il fabbisogno ideale di energia termica per il riscaldamento secondo la norma UNI/TS 11300-Parte 1, attraverso la formula:

$$Q_{H,nd} = Q_{H,ht} - \eta_{H,gn} \times Q_{gn} =$$

$$= (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} \times (Q_{int} + Q_{sol}) \quad (7.3)$$

dove

$Q_{H,ht}$ è lo scambio termico totale

Q_{gn} sono gli apporti termici totali

$Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione

$Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione

Q_{int} sono gli apporti termici interni

Q_{sol} è lo scambio termici solari

$\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti termici

Si è considerato come stagione di riscaldamento il periodo che va dal 15 ottobre all'1 aprile, per un totale di 183 giorni. Il risultato così ottenuto è stato di 68726 kWh.

In tabella 7.1 e nel grafico 7.1 viene riportato il confronto tra fabbisogno ideale in estate e in inverno, entrambi calcolati su un modello "24 ore"

	kWh	dal	al	giorni	kWh/giorno
$Q_{C,nd}$	805818	15 maggio	30 settembre	139	5797
$Q_{H,nd}$	68726	15 ottobre	1 aprile	183	375

Tabella 7.1 – Confronto fabbisogno ideale di energia termica tra estate e inverno (valori in kWh)

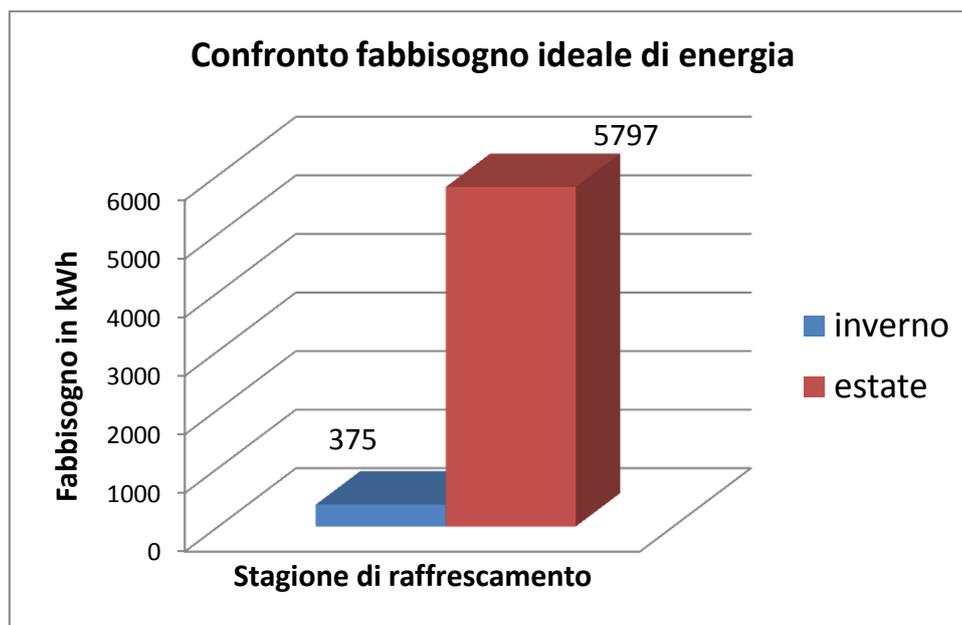


Grafico 7.1 – Confronto fabbisogno ideale di energia termica tra estate e inverno

È possibile affermare, quindi, che nella fattispecie del nostro oggetto di studio, i consumi estivi sono di gran lunga superiori a quelli invernali, pari, circa, a 15 volte superiori.

Viene così confermato, o anche rafforzato, l'interesse di prestare attenzione ai consumi di energia termica per la climatizzazione estiva.

➤ **MODELLO “24 ORE” E MODELLO “10 ORE”**

Nei paragrafi 6.2 e 6.3 si sono studiati due modelli di calcolo del fabbisogno di energia primaria per il raffrescamento: il primo, dettato dalla specifica tecnica UNI/TS 11300-Parte 3, considera un funzionamento dell'impianto di climatizzazione riguardante l'intero arco della giornata, mentre il secondo va a modificare il primo considerando l'impianto in funzione dalle ore 8 alle ore 18.

Il secondo, quindi, considera temperature più alte rispetto al primo, poiché effettua la media sulle temperature delle ore più calde della giornata. L'incremento dei valori di temperatura fa sì che nel calcolo del fabbisogno per trattamento aria si assista ad un incremento di questo, perché proporzionale al valore dell'entalpia dell'aria esterna, divenuto anch'esso più grande. Se da un

lato, per quanto detto fin qui, il fabbisogno aumenta, dall'altro, per via del minor numero di ore di funzionamento, esso diminuisce.

Di seguito si mettono a confronto i fabbisogni principali di energia che vanno a generare il fabbisogno globale stagionale dei due modelli studiati. Negli istogrammi sotto si rappresentano in rosso tutti i dati riguardanti le "24 ore", mentre in azzurro le "10 ore"

Il fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ($Q_{Cr} + Q_V$) è riassunto nella tabella 6.13 (in kWh).

		Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
24h	$Q_{Cr,k} + Q_{V,k}$	80986	265967	339517	288437	159323	1134231
10h	$Q_{Cr,k} + Q_{V,k}$	118036	266847	328886	285656	199323	1198751

Tabella 7.2 – Confronto fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva (valori in kWh)

E graficamente:

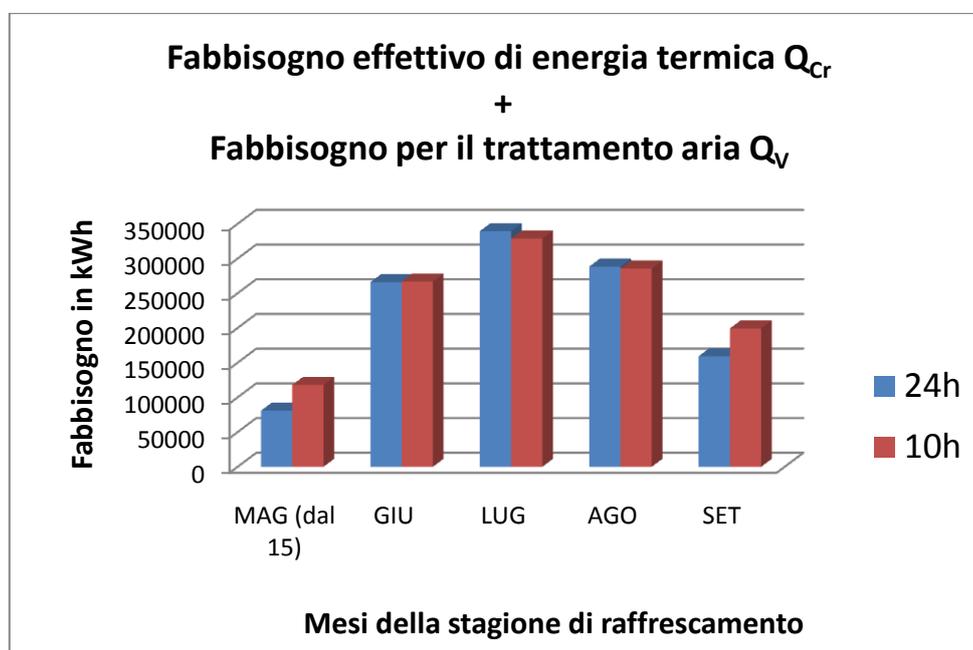


Grafico 7.2 – Confronto fabbisogno di energia termica mensile dell'edificio

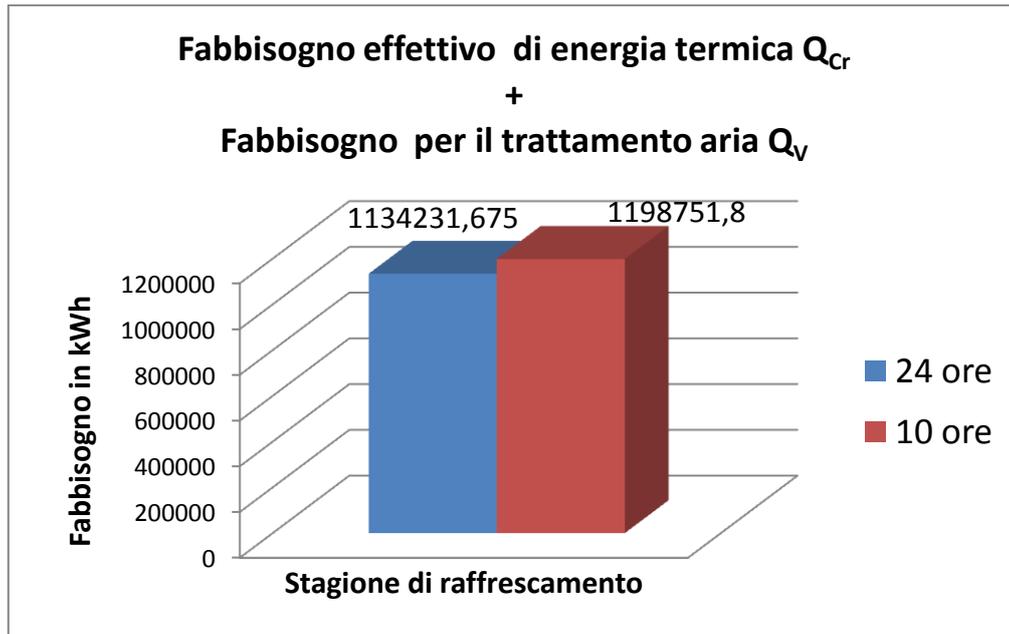


Grafico 7.3 – Confronto fabbisogno di energia termica totale dell'edificio

Il fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione Q_{aux} è riassunto nella tabella 7.3 (in kWh).

		Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
24h	$Q_{aux,k}$	20350	46276	53266	48964	37294	206151
10h	$Q_{aux,k}$	15578	32423	37979	34338	26735	147056

Tabella 7.3 – Confronto fabbisogno di energia elettrica per gli ausiliari degli impianti di climatizzazione (valori in kWh)

E graficamente:

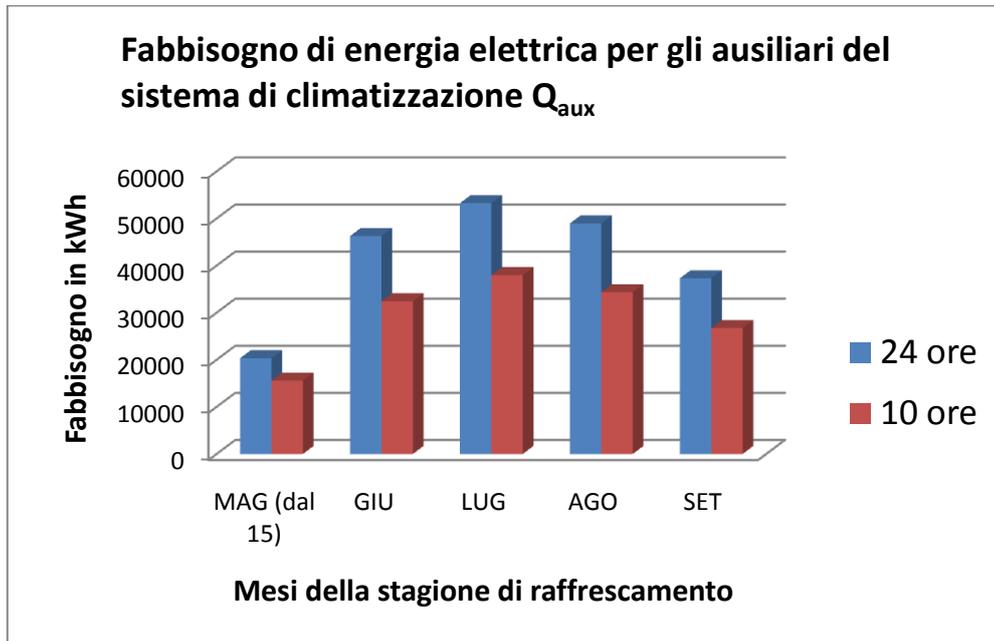


Grafico 7.4 – Confronto fabbisogno di energia elettrica mensile per gli ausiliari del sistema di climatizzazione

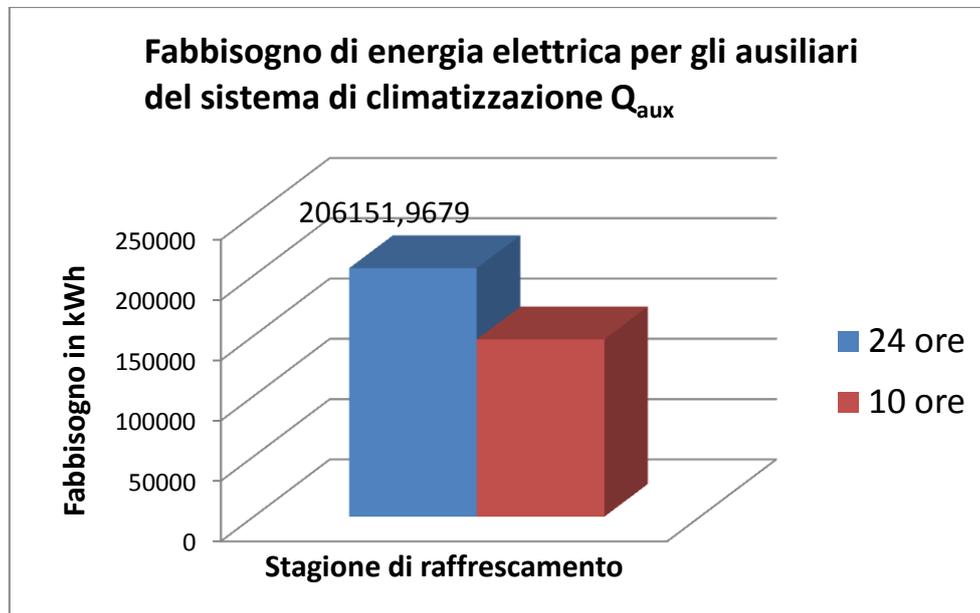


Grafico 7.5 – Confronto fabbisogno di energia elettrica totale per gli ausiliari del sistema di climatizzazione

In fine, il fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva è riassunto nella tabella 7.4 (in kWh).

		Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
24h	$Q_{C,P,k}$	77435	223800	286861	247050	150868	986016
10h	$Q_{C,P,k}$	97573	235085	301403	259563	173172	1066798

Tabella 7.4 – Confronto fabbisogno di energia primaria per la climatizzazione estiva (valori in kWh)

E graficamente:

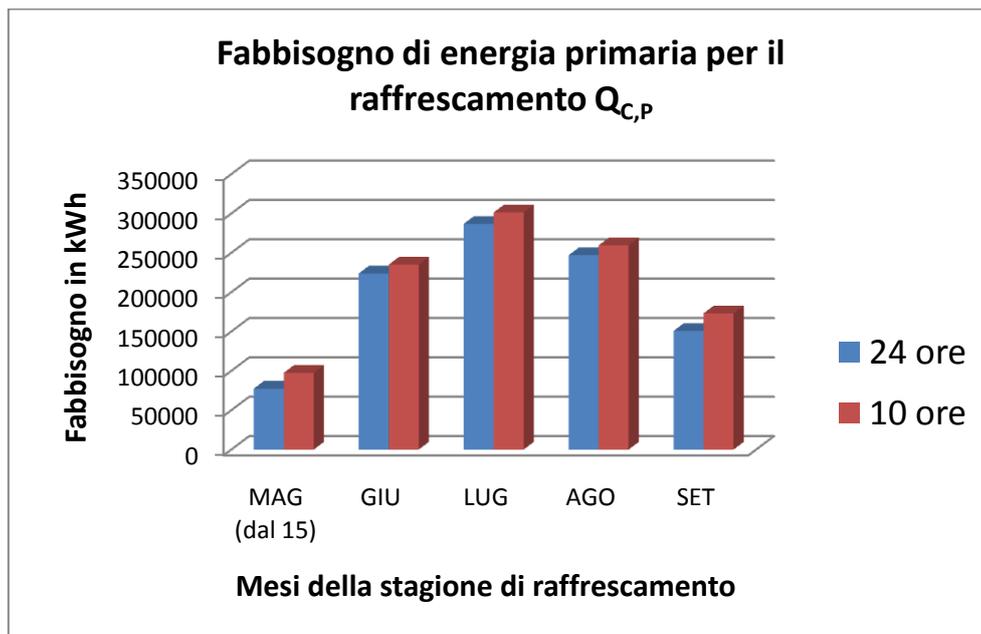


Grafico 7.6 – Confronto fabbisogno di energia primaria mensile dell'edificio

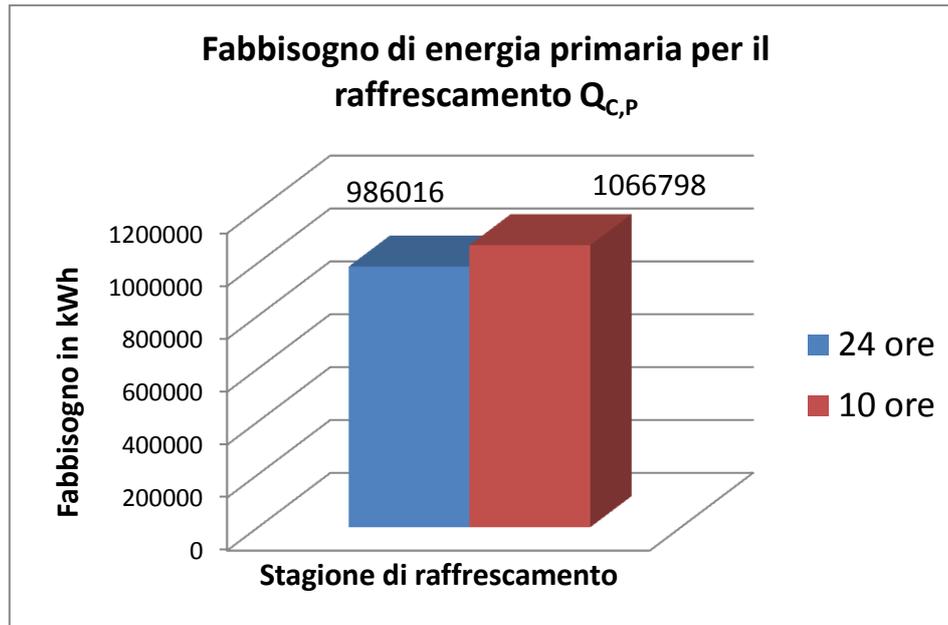


Grafico 7.7 – Confronto fabbisogno di energia primaria totale dell'edificio

Dal grafico 7.7 e dalla tabella 7.4 si può osservare che con il modello “10 ore”, cioè in una situazione più vicina alle condizioni operative che si hanno nella realtà, si ha un incremento del fabbisogno di energia primaria dell’8,2% rispetto al modello “24 ore”. In termini di consumi questo si traduce in 81000 kWh in più circa.

Alla luce di quanto visto, è possibile affermare che il modello “10 ore” è sicuramente più utile nel caso ci si voglia avvicinare maggiormente ai consumi effettivi degli edifici. Per contro, essendo questo un modello molto più complesso, poiché non si basa su dati di input direttamente presi dai dati climatici forniti dalle normative, bensì su dati da ricavare, è possibile utilizzare il modello “24 ore” quando si vuole avere un’idea qualitativa dei consumi di un edificio, senza comunque incorrere in grossi errori.

➤ **RISPARMIO DI ENERGIA ATTRAVERSO SCHERMATURE MOBILI**

Nel paragrafo 6.4 si è visto come il fattore di riduzione di alcuni tipi di tende vada ad influenzare tutte le componenti del fabbisogno di energia primaria, e quindi anche quest'ultimo.

Sono stati condotti due studi entrambi basati sul modello "10 ore", il primo relativo a schermature mobili costituite da tende bianche interne, e il secondo da tende veneziane bianche anch'esse interne.

Nella tabella 7.5 si riportano i due fabbisogni di energia primaria.

	Maggio	Giugno	Luglio	Agosto	Settembre	Totale
Tende bianche	97573	235085	301403	259563	173172	1066798
Veneziane bianche	65437	189953	244248	208050	117403	825092

Tabella 7.5 – Confronto fabbisogno di energia primaria tra tende bianche interne e veneziane bianche interne (valori in kWh)

E graficamente:

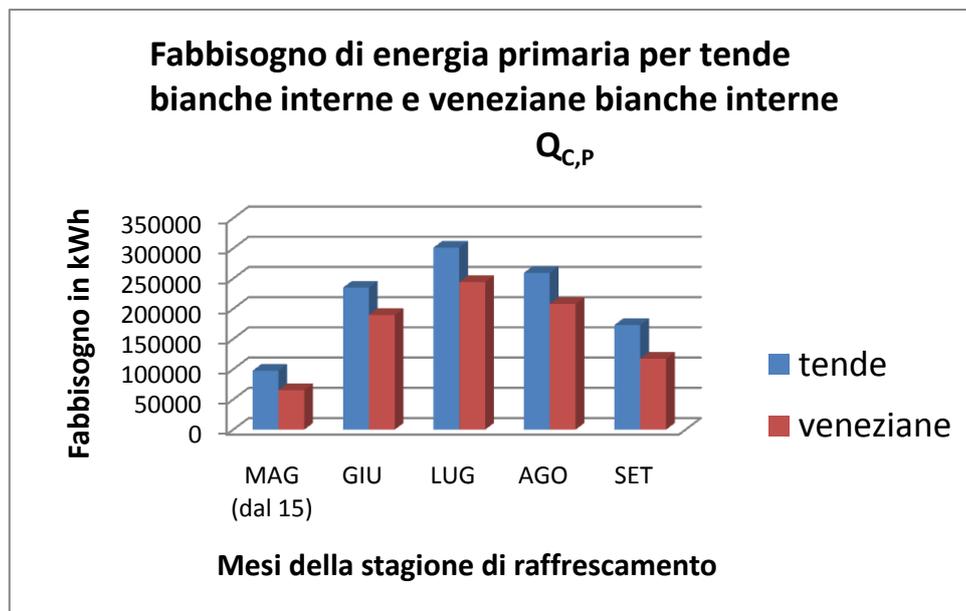


Grafico 7.8 – Confronto fabbisogno di energia primaria tra tende bianche interne e veneziane bianche interne per i mesi della stagione di raffrescamento

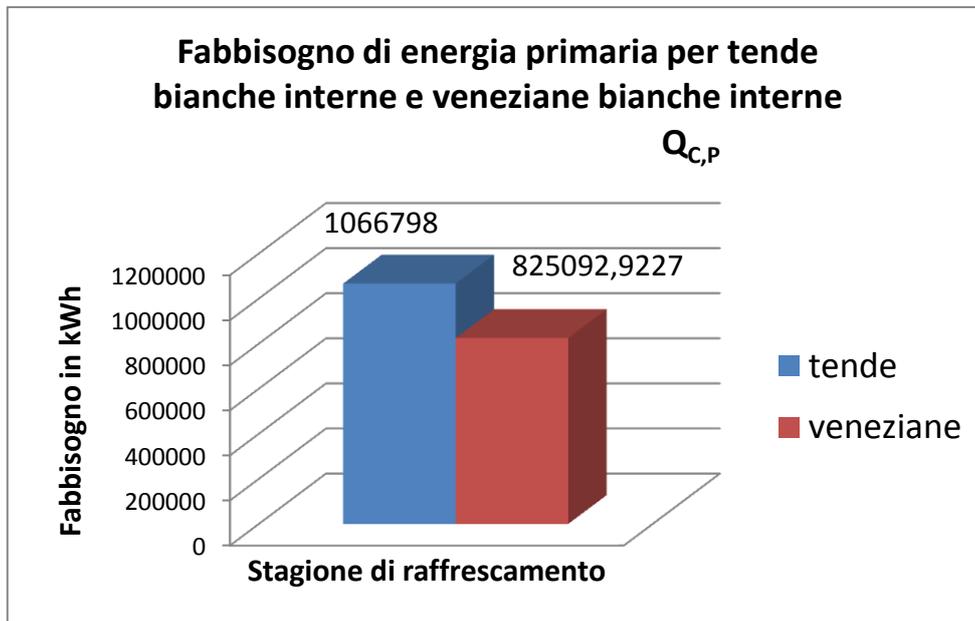


Grafico 7.9 – Confronto fabbisogno di energia primaria tra tende bianche interne e veneziane bianche interne per l'intera stagione di raffrescamento

Dalle tabelle e dai grafici sopra si può dedurre che dotando l'edificio di veneziane bianche interne è possibile ottenere un risparmio di energia primaria del 22,5% rispetto alle schermature mobili di tipo tende bianche interne, che si traduce in un risparmio di 241000 kWh.

BIBLIOGRAFIA

- [1] R. RODELLI GIAVARINI, D. MALOSTI, “Consumi energetici ed edilizia in Italia tra risanamento, ecologia e incentivi”, rivista Ambiente & Sicurezza – Il sole 24 ore n°20, 2 novembre 2004
- [2] M.MERLI, “I fabbisogni di energia primaria negli edifici:la UNI/TS 11300-3”, rivista U&C n°9, novembre 2009
- [3] WORLD COMMISSION ON ENVIRONMENT AND DEVELOPMENT (WCED), “*Il rapporto brundtland (our common future)*”, 1987
- [4] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (IEA), “*World Energy outlook*”, 2004
- [5] WWW.SOLARTEITALIA.IT, “Sviluppo sostenibile”
- [6] WWW.SOLARTEITALIA.IT, “ENERGETICA DELL’EDIFICIO”
- [7] ENEA, “*Bilancio di sintesi ENEA*”, 2005
- [8] M. FILIPPI, G. RIZZO, “*Certificazione energetica e verifica ambientale degli edifici*”, Dario Flaccovio Editore, 2007
- [9] F. STAZI, A. MANGANELLI, “*La casa del comfort sostenibile*”, rivista Costruire in laterizio n°121, Gennaio/Febbraio 2008
- [10] WWW:ECOEDILITY.IT, DOMENICO D’OLIMPO, “*Efficienza energetica dell’edificio in regime estivo*”
- [11] Direttiva 2002/91/Ce del Parlamento europeo e del consiglio
- [12] G. DALL’O’, M. GAMBARELLE, G. SILVESTRINI, “*Manuale della certificazione energetica degli edifici*”, Edizione Ambiente, 2008

- [13] F. SOMA, “Evoluzione normativa e calcolo del fabbisogno energetico”, Rivista Progetto 2000 n°27, Dicembre 2004
- [14] Legge n.10 del 9 Gennaio 1991
- [15] WWW.QUALENERGIA.IT, F. BUTTERA, “Sognando la California”, Dicembre 2006
- [16] DPR 26 Gennaio 1993 n.412
- [17] G. ROCHE, “Prontuario operativo per la certificazione energetica. L’edificio nuovo”, Maggiori Editore, 2009
- [18] D.Lgs 19 Agosto 2005, n.192
- [19] DPR e Aprile 2009, n.59
- [20] WWW.EDILIO.IT, “I contenuti del DPR 59/2009 e i requisiti nazionali”,
- [21] Linee guida nazionali in materia di certificazione energetica, 26 Luglio 2009
- [22] S. LAURENT, “Le specifiche tecniche”, rivista Progetto 2000 n.37, Dicembre 2009
- [23] UNI/TS 11300-PARTE 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell’edificio per la climatizzazione estiva ed invernale
- [24] UNI/TS 11300-PARTE 2: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale e per la produzione di acqua calda sanitaria
- [25] UNI/TS 11300-PARTE 3: Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione estiva
- [26] G. ALFANO, M. FILIPPI, E. SACCHI, “Impianti di climatizzazione per l’edilizia”, Masson, 1997

- [27] M. VIO, D. DANIELI, *“Le centrali frigorifere: Progettazione dei circuiti idraulici, installazione e gestione dei gruppi frigoriferi”*, Editoriale Delfino, 2006
- [28] A. CAVALLINI, L. MATTAROLO, *“Termodinamica applicata”* Cleup padova, 1997
- [29] WWW.VOLTINUM.IT, *“Il climatizzatore: il gas refrigerante”*
- [30] A. GALLO, A. GRANDI, *“Gruppi frigoriferi, compressori centrifughi a vite”*, PEG, Milano 1990
- [31] E. BACIGALUPO, C.VECCHIO, M. VIO, M. VIZZOTTO , *“L’efficienza media ponderata dei gruppi frigoriferi a compressione: la proposta AICAR per un metodo di calcolo”*, AICARR, Milano 2000
- [32] M. VIO, *“La frontiera dell’efficienza energetica: il comportamento dei gruppi frigoriferi condensati ad aria ai carichi parziali”*, AICARR, 2006
- [33] M. VIO, *“Macchine frigorifere per la climatizzazione – elementi di base”*, rivista L’installatore italiano, n.03/00
- [34] WWW.COSTER.EU , *“Classificazione degli impianti di condizionamento”*
- [35] WWW.ARCH.UNIGE.IT, *“Tipologie di impianti di condizionamento”*
- [36] G. CURCULACOS, O. STURARO, *“Climatizzazione a radiazione e induzione”* rivista CDA n.6, Giugno 2004

Ringraziamenti

Vorrei prima di tutto ringraziare il Professor Giovanni Semprini che con la sua costante disponibilità e professionalità mi ha permesso di portare a termine questo lavoro. Grazie anche ad Andrea Gamberini per avermi messo a disposizione tutto il materiale necessario per lo svolgimento della tesi, ma soprattutto per avermi dedicato il suo tempo e la sua esperienza.

Visto che siamo in tema di ringraziamenti, il pensiero vola a papà e mamma Cavallo....sarà perché hanno finanziato??? Naturalmente scherzo! E' incredibile come mi abbiano lasciato fare in tutto, senza pretendere né pressare, ma solo concedendo. Davvero due angeli.

I due "cavalli" più grandi Andrea e Luca, oltre ad essere una sicurezza, sono stati una guida, da sempre!

Vorrei ringraziare inoltre tutti gli amici che in questi anni sono stati la mia famiglia, hanno condiviso con me momenti unici, ma soprattutto si sono dimostrate persone sulle quali ho sempre potuto contare.