

1. PREMESSA

Trattasi della ristrutturazione dell'impianto di climatizzazione del Teatro "Tito Marrone" presso l'Università di Erice.

Prima di iniziare la trattazione dell'argomento in termini di calcolo dell'impianto diamo qualche definizione che in seguito ci tornerà utile:

IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE

Si definisce impianto di condizionamento o di climatizzazione quell'impianto in grado di raggiungere, mantenere e controllare, negli ambienti da esso serviti, prefissate condizioni di temperatura, umidità, qualità e movimento dell'aria. Questi, infatti, sono i quattro parametri più importanti che devono essere considerati nello studio e nella realizzazione degli impianti. Quando, anche, uno solo di questi parametri non è controllato, non si può parlare di impianto di condizionamento.

SISTEMA AD ESPANSIONE DIRETTA A FLUSSO DI REFRIGERANTE VARIABILE

Trattasi di un impianto avente come produzione di caldo o freddo mediante unità esterne condensate ad aria, a espansione diretta a flusso di refrigerante variabile. Il refrigerante adottato è il nuovo R32 il cui indice GWP (Global Warming Potential) che misura il potenziale riscaldamento globale, causato da una eventuale fuoriuscita, si attesta a circa 675, molto inferiore ai circa 2100 del refrigerante ad oggi ancora in uso, R410A. Inoltre il quantitativo del nuovo gas richiesto per il funzionamento dell'impianto di climatizzazione è inferiore, quindi è più conveniente e vantaggioso, a parità di efficienza energetica. Il tutto rispondente alle nuove norme in vigore che regolano l'utilizzo di gas in materia di condizionamento, si ricorda che la data ultima per adeguarsi all'obbligo dell'uso di gas refrigerante R32 è il 2025.

Per la progettazione dell'impianto in oggetto si è tenuto conto dei seguenti parametri, così come si evince nell'allegato:

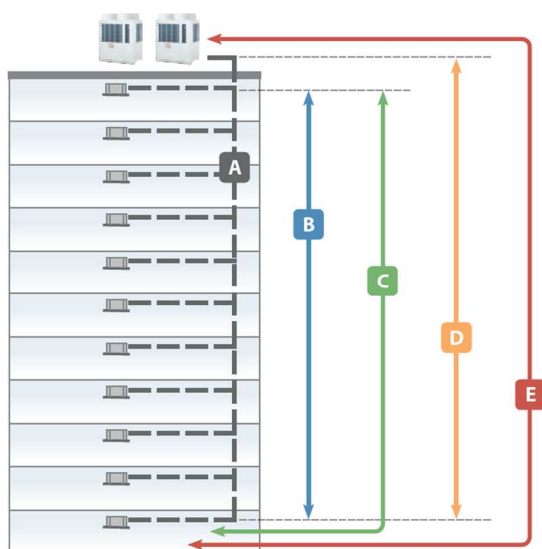
- Caratteristiche del sito;
- Condizioni climatiche esterne;
- Condizioni di funzionamento;
- Condizioni termometriche interne;

2. CALCOLO E DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO

La scelta di realizzare la ristrutturazione dell'impianto esistente (sistema aria acqua), oramai non funzionante, con un sistema VRF nasce dal fatto che un impianto di tal genere è molto flessibile in termini di interconnessione con possibilità di incrementi di progetto futuri, oltre che dal notevole risparmio energetico raggiungibile con una simile tecnologia.

Le nuove tecniche di distribuzione del refrigerante e di interconnessione del sistema proposto permettono di raggiungere i 1.000 metri di lunghezza totale del circuito e 235 metri di distanza tra le unità esterne e l'unità interna più lontana. Inoltre la distanza massima tra il primo giunto e l'unità interna più lontana è di 90 metri. Il dislivello verticale tra le unità interne di uno stesso impianto arriva fino a 40 metri. L'insieme di queste caratteristiche offre una maggiore libertà di configurazione, consentendo loro di installare le unità interne in edifici con altezze fino ad 11 piani. Anche nel caso di ristrutturazioni, questa flessibilità permette di spostare più agevolmente le unità interne senza necessità di installare nuove unità esterne o di variare la posizione di quelle esistenti. Il dislivello può essere aumentato fino a 70 metri se l'unità esterna è posizionata più alta rispetto alle unità interne.

Considerando l'altezza di un piano uguale a 3,5 metri si può raggiungere l'altezza complessiva di un edificio di 20 piani.



A	Estensione totale	1.000 m*
B	Dislivello tra le unità interne	40 m
C	Distanza massima dal 1° giunto	90 m*
D	Dislivello tra le unità interne ed esterne: - unità esterne sopra - unità esterne sotto	70 m* 40 m**
E	Distanza massima dall'unità esterna	235 m

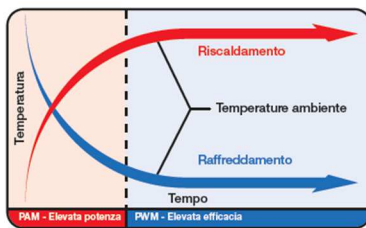
A*: gruppo esterno con potenzialità superiore a 34 HP.
C*: 65 m se il dislivello tra unità interne ed esterne è superiore a 3 m.
D*: Diventa 50 m se la tubazione di collegamento tra le unità interne è superiore a 3 m.
D**: Diventa 30 m se la tubazione di collegamento tra le unità interne è superiore a 3 m.

La scelta di utilizzare tale tecnologia sarà accompagnata dall'uso di compressori Twin Rotary in grado di effettuare una regolazione precisa durante la fase di modulazione attraverso la tecnologia PWM. Inoltre l'uso di apparecchiature aventi ventilatori in grado di eliminare le turbolenze e di conseguenza consumare meno oltre a rendere la macchina parecchio silenziosa.

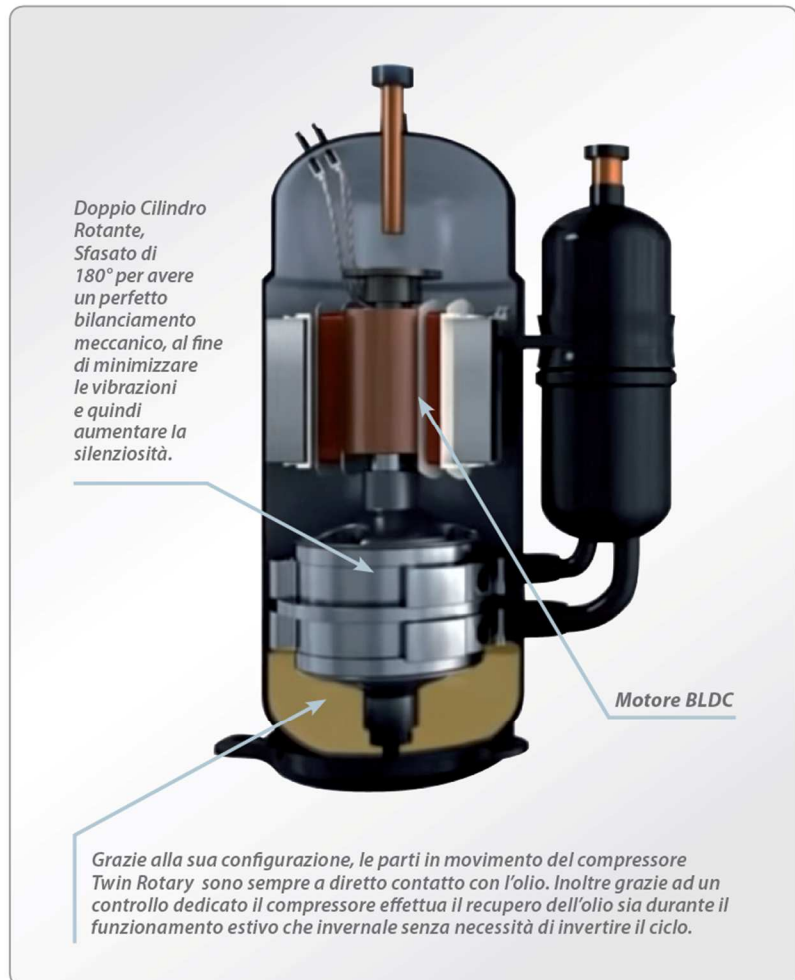
Compressore Twin Rotary

L'elemento imprescindibile di ogni sistema ad espansione diretta è il compressore, inoltre essendo il principale organo in movimento è fondamentale che sia efficiente ed affidabile.

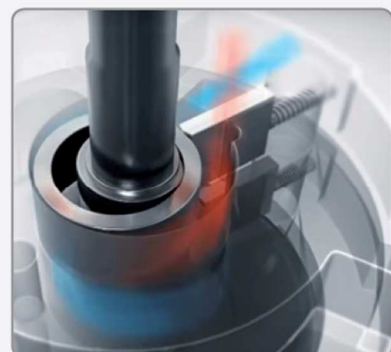
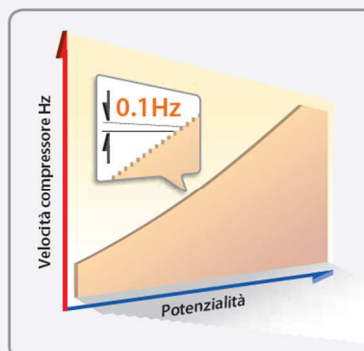
Nel 1986 Toshiba realizza inverter dedicati alla climatizzazione sviluppando la Tecnologia PAM (Modulazione in ampiezza) e PWM (Modulazione in frequenza).

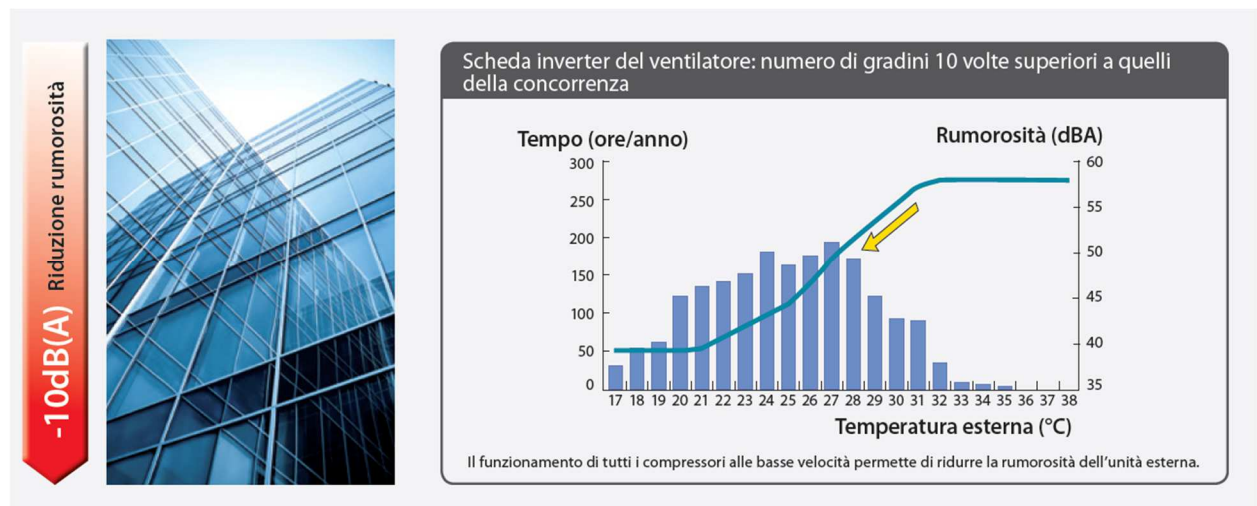
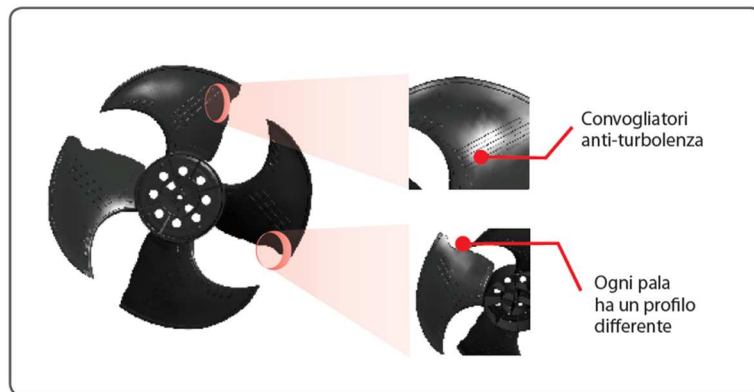
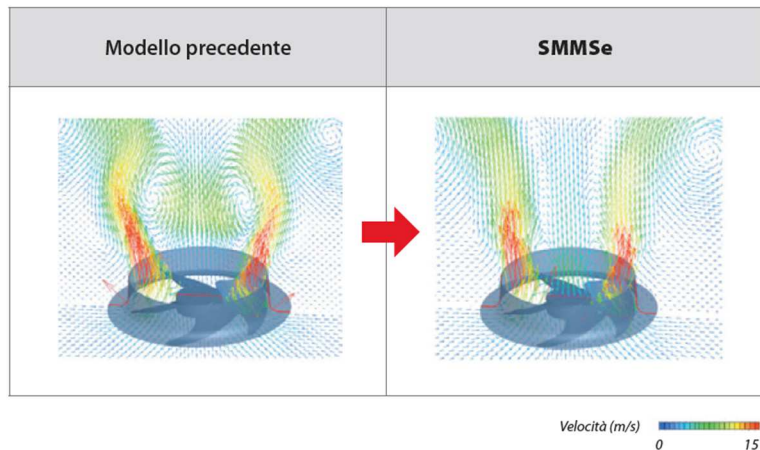


Al contrario degli inverter standard che di solito utilizzano solo una delle tecnologie, gli inverter Toshiba sono in grado di utilizzare la tecnologia PAM per portare subito a regime il Compressore ed effettuare una regolazione precisa durante la fase di Modulazione attraverso la tecnologia PWM.

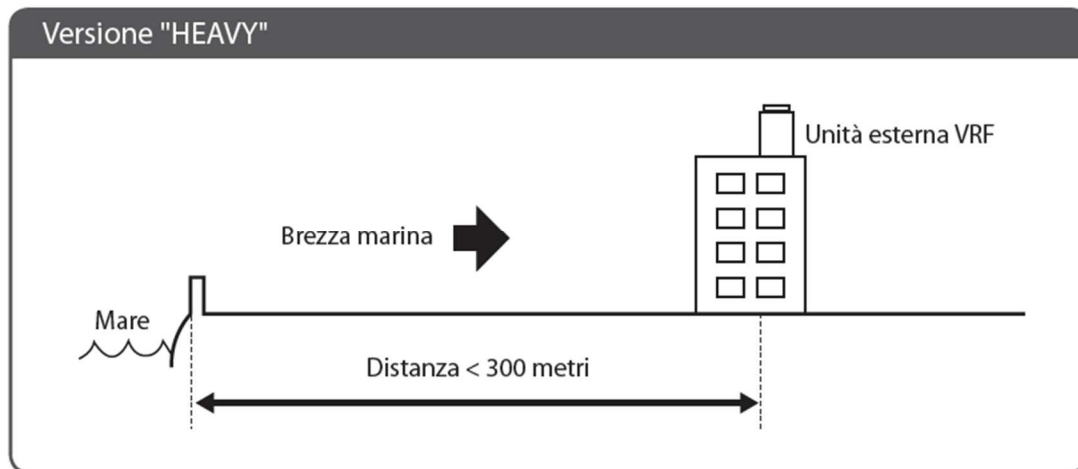


Grazie alla regolazione con precisione di 0,1 Hz si riesce ad avere una regolazione precisa e continua della velocità di rotazione del compressore, in questo modo si riesce ad aumentare efficienza e comfort diminuendo consumi e rumore. Nel compressore Twin Rotary il vano di compressione è sempre in comunicazione con la valvola di espulsione, grazie a questo accorgimento il rapporto di compressione è sempre ottimale al carico di lavoro.

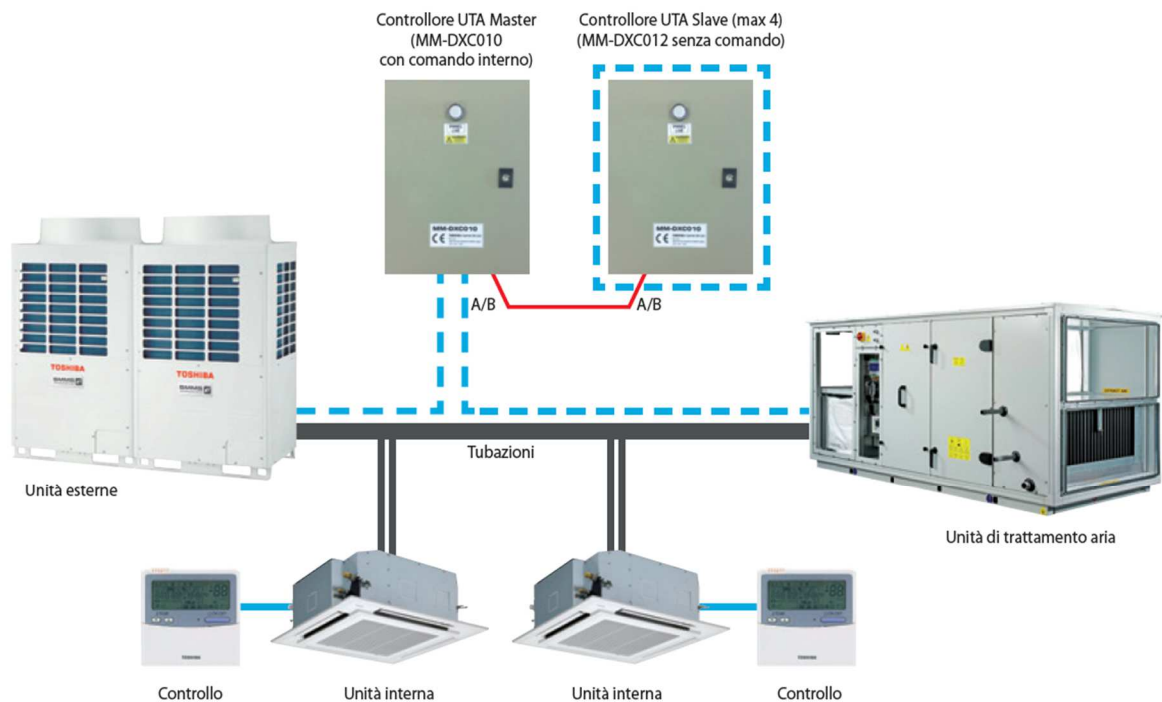


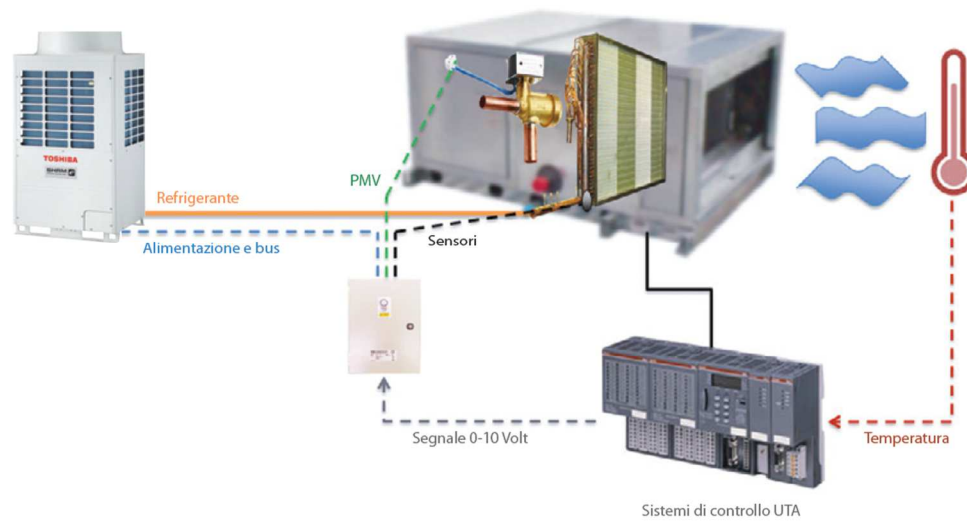


Al fine di evitare quanto accaduto con le apparecchiature esistenti (trovate arrugginite) la scelta progettuale è di utilizzare le unità esterne in versione Heavy Protection idonea ad essere utilizzata in luoghi posti ad una distanza dal mare inferiore a 300 m.



Dato che l'Unità di trattamento aria esistente risulta essere, ancora, in buone condizioni e la cui rifunzionalizzazione è di semplice attuazione con un'adeguata manutenzione, la scelta progettuale è di interfacciare l'attuale UTA con il nuovo sistema VRF mediante l'applicazione di apposite batterie di refrigerazione/riscaldamento e dei controllori Master e Slave idonei, senza ulteriori stravolgimenti dell'impianto esistente.





Tenuto conto:

- dei flussi termici per trasmissione attraverso l'involucro edilizio;
- dalle portate d'aria di ventilazione necessarie a garantire il benessere termoigrometrico dei presenti, secondo quanto riportato al prospetto III della norma UNI 10339 (circa 5.5 mc/s per persona). Necessità immettere nell'ambiente una quantità di aria di rinnovo di circa 22.000 mc/h;
- della quantità di calore prodotto dalle persone presenti, circa 50 W/persona (per valori medi del corpo umano avente superficie di 1,8 mq/persona)

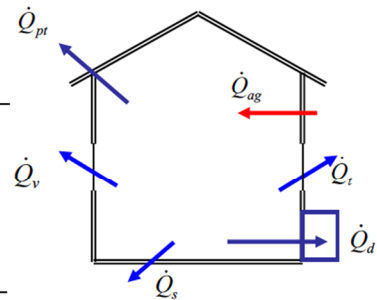
IL CARICO TERMICO INVERNALE

Sebbene il carico termico invernale debba necessariamente essere calcolato al fine di dimensionare l'impianto termico, generalmente la taglia dell'impianto dovrà essere comunque adeguata a bilanciare, **oltre al carico termico dell'edificio, anche tutte le altre dispersioni e inefficienze connesse ai vari sottosistemi impiantistici. Pertanto, la potenza della caldaia sarà comunque più alta del valore del carico termico invernale totale.**

Il carico termico invernale **sensibile** di un edificio viene determinato valutando la somma delle seguenti potenze termiche:

$$\dot{Q}_{Tot} = \dot{Q}_t + \dot{Q}_{pt} + \dot{Q}_v + \dot{Q}_d + \dot{Q}_s \quad [W]$$

Talora, è presente un termine **che si può sottrarre, connesso agli apporti gratuiti** che in inverno sono dati dalle dissipazioni termiche interne all'edificio (**persone, apparecchiature elettriche, energia radiativa esterna, ...**).



Gli apporti gratuiti, solari ed endogeni, sono importanti nella stima della richiesta energetica stagionale di un edificio, mentre, in fase di dimensionamento degli impianti di condizionamento/riscaldamento e quindi di calcolo del carico termico, è opportuno trascurarli in un'ottica precauzionale.

Con riferimento ai singoli contributi in precedenza mostrati, segue loro dettaglio.

\dot{Q}_t è la potenza termica in uscita attraverso le superfici dell'involucro (**opache e trasparenti**)

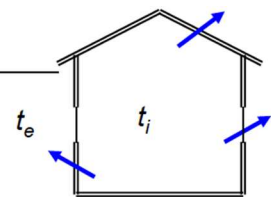
$$\dot{Q}_t = \sum_{i=1}^n \dot{Q}_i$$

Per ogni superficie i , la potenza termica in uscita può essere calcolata, in condizioni di regime stazionario, attraverso la relazione:

$$\dot{Q}_i = \gamma_i \cdot U_i \cdot A_i \cdot (t_i - t_e) = \gamma_i \cdot \frac{A_i (t_i - t_e)}{R_i}$$

I vari parametri rappresentano:

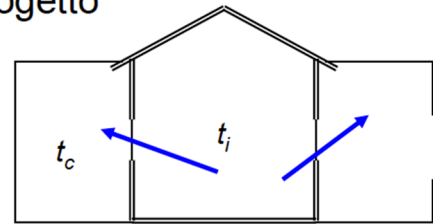
$A_i [m^2]$	area della superficie di scambio
$\gamma_i [-]$	maggiorazione per esposizione
$U_i [W/m^2K]$	coefficiente globale di scambio o trasmittanza
$t_i, t_e [^\circ C]$	temperatura dell'aria interna ed esterna



In definitiva avremo:

\dot{Q}_d potenza termica dispersa verso locali non condizionati o a temperatura fissa diversa da quella di progetto

$$\dot{Q}_d = U \cdot A \cdot (t_i - t_c)$$



dove:

A [m^2] area di una generica superficie di scambio

U [W/m^2K] coefficiente globale di scambio o *trasmittanza*

t_i, t_c [$^{\circ}C$] temperatura interna e dell'ambiente non condizionato

Carico termico estivo

Partiamo dal calcolo del carico termico sensibile, Q_s . Quello latente sarà descritto contestualmente alla presentazione dei contributi da cui deriva.

Nella stagione estiva, il fabbisogno di energia per il raffreddamento è influenzato dalla radiazione solare che, variando nel tempo e a seconda delle esposizioni, determina condizioni di carico anche molto diverse.

E' necessario, pertanto, calcolare il fabbisogno termico in più ore del giorno ed individuare sia le condizioni di picco per ogni singolo ambiente sia il massimo contemporaneo a tutti gli ambienti.

Questi due valori servono per determinare rispettivamente il fabbisogno massimo dei **singoli ambienti** e la **potenzialità del gruppo frigorifero**. Si intuisce bene che solo in casi particolari (*cioè quando tutti gli ambienti hanno la stessa esposizione e omogeneità nella variazione del carico termico*) la potenzialità **del gruppo frigorifero** coincide con la somma dei massimi richiesti nei singoli ambienti.

1. in genere, la **radiazione solare** incide sul carico termico estivo più della differenza tra la temperatura esterna e quella interna. Infatti, invece del livello termico dell'aria esterna si è soliti **considerare la temperatura sole-aria**;
2. per locali **senza una massiccia presenza di persone** e con buona percentuale di superfici trasparenti, il carico è quasi totalmente **imputabile alla radiazione solare**;
3. per locali con limitata superficie trasparente ma con una significativa presenza di persone e potenze installate (lampade, macchinari), il carico termico è imputabile quasi totalmente alle **fonti endogene**.

In particolare, il carico termico può essere così rappresentato:

$$\dot{Q}_S = \dot{Q}_{st} + \dot{Q}_{so} + \dot{Q}_d + \dot{Q}_{el} + \dot{Q}_{me} + \dot{Q}_p + \dot{Q}_v + \dot{Q}_s$$

dove

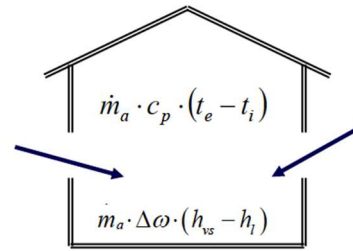
- \dot{Q}_{st} potenza termica in ingresso attraverso le superfici trasparenti
- \dot{Q}_{so} potenza termica in ingresso attraverso le superfici opache
- \dot{Q}_d potenza termica entrante attraverso le superfici confinanti con locali non condizionati
- \dot{Q}_{el} potenza termica entrante dovuta a dispositivi di illuminazione
- \dot{Q}_{me} potenza termica entrante dovuta a dispositivi elettrici
- \dot{Q}_p potenza termica rilasciata dalle persone (**influenzerà anche il carico latente**)
- \dot{Q}_v potenza termica dovuta all'infiltrazione di aria esterna (**influenzerà anche il carico latente**)
- \dot{Q}_s potenza termica "in uscita" (i.e., dispersione favorevole) verso il suolo

Dato che abbiamo l'obbligo di rinnovare l'aria risulta importante calcolare Q_v

\dot{Q}_v potenza termica dovuta **all'aria esterna di infiltrazione**

Carico sensibile: $\dot{Q}_s = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot (t_e - t_i)$

Carico latente: $\dot{Q}_l = \dot{m}_a \cdot \Delta\omega \cdot (h_{vs} - h_l)$



dove:

\dot{m}_a [kg/s] portata massica di aria esterna (come mostrato per l'esempio invernale, si calcola conoscendo la portata volumetrica di infiltrazione e quindi volume e tasso di rinnovo).

c_p [J/kgK] calore specifico dell'aria a pressione costante

$\Delta\omega$ [g/g] differenza di umidità specifica

$h_{vs} - h_l$ [J/kg] calore latente di evaporazione dell'acqua (2500 kJ/kg)

In definitiva, come vedremo nell'esempio applicativo, risulta:

REGIME INVERNALE. Si valuta solo Q_s . Risulta, solitamente, un carico termico **negativo, uscente. Pertanto, cautelativamente, $Q_s = Q_T$**

- Q_s è dato dalla somma di carico disperso attraverso l'involucro, attraverso il terreno, attraverso i ponti termici, attraverso l'apertura saltuaria di porte e finestre.

REGIME ESTIVO. Calcolo sia di Q_s che di Q_L . Entrambi sono "entranti", quindi positivi. **Pertanto, $Q_T = Q_s + Q_L$**

- Q_s è dato dalla somma di carico in ingresso attraverso l'involucro, attraverso i ponti termici, attraverso l'apertura saltuaria di porte e finestre, in ingresso a causa di presenze endogene di energia, quali persone, luci, macchinari. **A questo, eventualmente, si sottrae la potenza dispersa verso il terreno.**
- Q_L è dato dalla somma di carico latente immesso dagli occupanti ed associato all'umidità trasportata in ambiente a causa dell'apertura saltuaria di porte e finestre.

Pertanto, dai calcoli effettuati, abbiamo l'esigenza di avere una pompa di calore con una potenzialità data dalla somma tra:

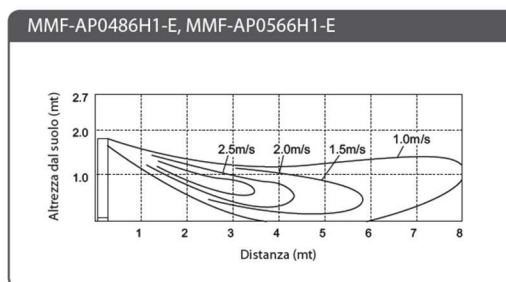
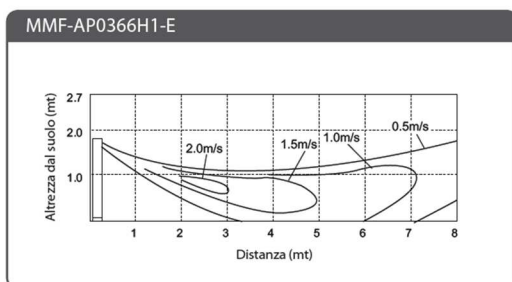
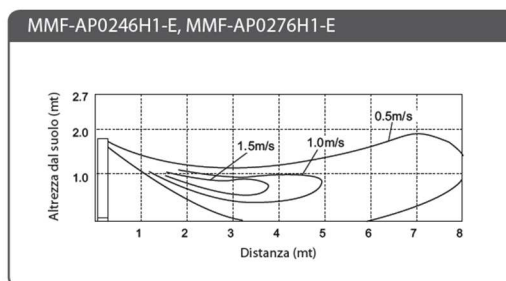
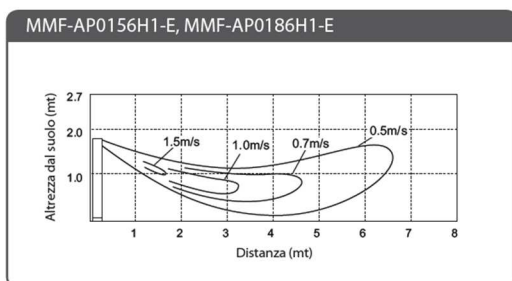
- la potenza termica della batteria di post riscaldamento, necessaria a riscaldare l'aria di rinnovo, pari a circa 50 kW;
- la potenza termica che fuoriesce dall'immobile per trasmissione attraverso le pareti opache e finestrate, pari a circa 130 kW.

In definitiva una pompa di calore con potenza termica pari a circa 180 kW.

In sostituzione dei fan coils posizionati all'interno della sala teatro, sicuramente non idonei alla destinazione d'uso dei locali, la scelta progettuale ricade su unità a colonna in grado di avere lunghe gittate e ampio angolo di diffusione dell'aria.



Caratteristiche del ventilatore



In questo caso avremo delle unità esterne dedicate da circa 42 HP con COP pari a circa 4, molto performante.

Per la parte di climatizzazione dei locali spogliatoi ed i locali annessi ed a servizio del teatro anziché utilizzare le attuali Unità esterne del sistema VRV PANASONIC (ad oggi in condizioni che non

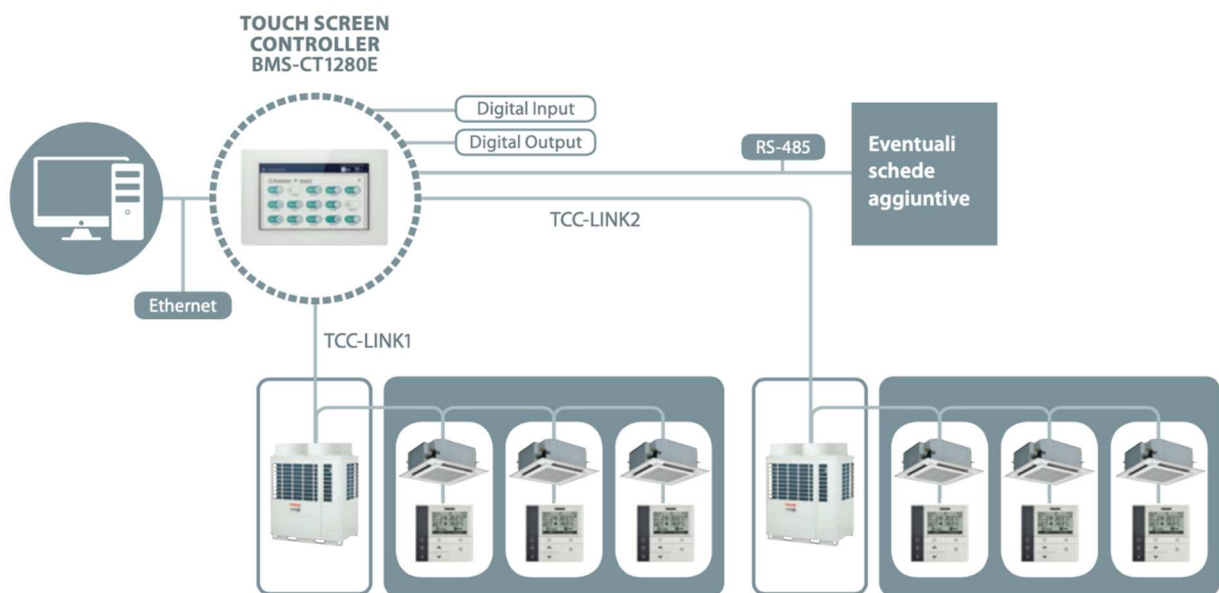
consentono la rifunionalizzazione con interventi di basso impatto economico), la scelta progettuale l'installazione di un sistema dedicato da 12 HP con COP di circa 4 (molto performante).

Riepilogando:

- l'intero impianto di climatizzazione sarà costituito da tre sistemi distinti gestiti centralmente mediante un sistema touch di gestione

Sistema 1:	IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE SALA TEATRO
Sistema 2:	IMPIANTO DI TRATTAMENTO ARIA E CLIMATIZZAZIONE SALA TEATRO
Sistema 3:	IMPIANTO DI CLIMATIZZAZIONE CAMERINI

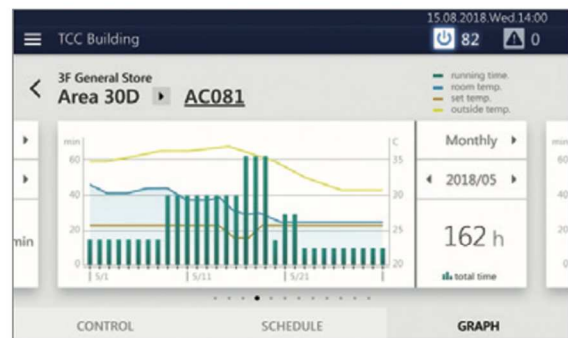
Schema di collegamento:



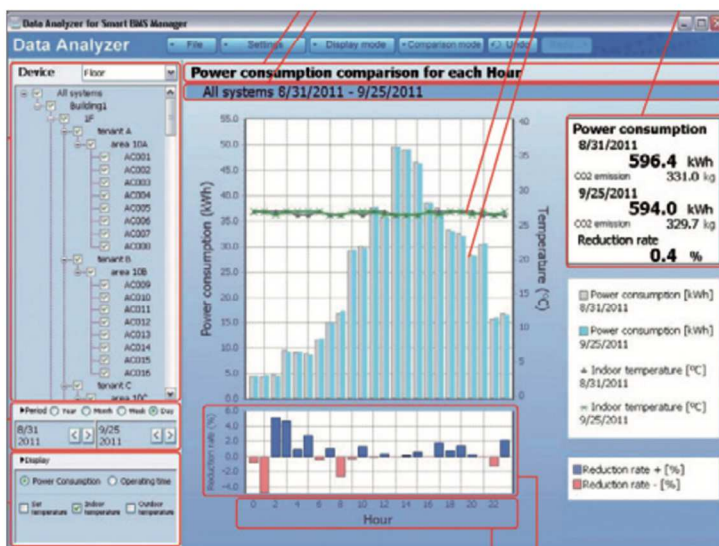
con le seguenti funzionalità:

- Gestione totale di tutte le unità interne compresi moduli idronici, canalizzate a tutt'aria esterna e scambiatori di calore A2A con e senza batteria ad espansione.
- Impostazioni dei blocchi sui comandi locali.
- Impostazione Timer settimanale.
- Impostazione Soft cooling.
- Attivare la funzione Return Back.
- Monitorare il controllo della domanda dell'unità esterna (Power peak cut).
- Passare alla temperatura di risparmio energetico (Eco Temperature Shift).
- Limitare il range di setpoint impostabile per ogni modalità operativa.
- Possibilità di gestire 3 livelli di utenza (Amministratore, Utente, Ospite) con privilegi differenti.

Questo sistema consentirà anche il monitoraggio dei consumi, anche delle singole unità interne, tramite la scheda di ripartizione dei consumi integrata.



O tramite PC previa installazione del software gratuito Data Analyzer.



Per quanto non riportato nella presente relazione si rimanda alla relazione di calcolo ed agli schemi unifilari degli impianti.