



# UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA  
ENERGETICA

TESI DI LAUREA

**Progetto customizzato e simulazione funzionale di una unità  
polivalente da 320kW a R410A condensata ad aria/acqua**

**Relatore:** ing. Michele De Carli

**Correlatore:** ing. Roberta Angelini

**Laureando:** Rodolfo Cavicchioli

ANNO ACCADEMICO 2012-2013

Progetto realizzato durante uno stage di sei mesi presso ACM Kaelte Klima

# Indice

<b>1. PRESENTAZIONE AZIENDA</b>	<b>- 1 -</b>
• 1.1 PRESENTAZIONE DELLA SOCIETÀ	- 1 -
• 1.2 POLITICA PER LA QUALITÀ	- 1 -
• 1.3 PROCEDURA DI PROGETTAZIONE	- 2 -
- 1.3.1 <i>Scopo</i>	- 2 -
- 1.3.2 <i>Flusso di processo per la progettazione</i>	- 2 -
- 1.3.3 <i>Specifiche del prodotto</i>	- 3 -
- 1.3.4 <i>Riesame iniziale</i>	- 3 -
- 1.3.5 <i>Pianificazione del progetto</i>	- 3 -
- 1.3.6 <i>Sviluppo della progettazione</i>	- 4 -
- 1.3.7 <i>Riesame finale</i>	- 4 -
- 1.3.8 <i>Cartella di produzione</i>	- 4 -
- 1.3.9 <i>Validazione del progetto</i>	- 4 -
• 1.4 IL BUSINESS COMMERCIALE	- 5 -
- 1.4.1 <i>Denominazione commerciale unità prodotte (logica di denominazione)</i>	- 5 -
<b>2. STUDIO GENERALE DEI COMPONENTI PRINCIPALI DELLE UNITÀ PRODOTTE</b>	<b>- 7 -</b>
• 2.1 FLUIDI FRIGORIGENI	- 7 -
- 2.1.1 <i>Introduzione</i>	- 7 -
- 2.1.2 <i>Principali caratteristiche chimico-fisiche.</i>	- 7 -
- 2.1.3 <i>L'impatto ambientale.</i>	- 8 -
- 2.1.4 <i>Tossicità ed infiammabilità.</i>	- 9 -
- 2.1.5 <i>Stabilità alle condizioni d'impiego.</i>	- 9 -
- 2.1.6 <i>I clorofluorocarburi (CFC)</i>	- 11 -
- 2.1.7 <i>Gli idro-cloro-fluoro carburi (HCFC)</i>	- 12 -
- 2.1.8 <i>Gli idro-fluorocarburi (HFC)</i>	- 13 -
- 2.1.9 <i>I fluidi frigorigeni naturali</i>	- 13 -
- 2.1.10 <i>Gli idrocarburi (HC)</i>	- 14 -
• 2.2 COMPRESSORI	- 15 -
- 2.2.1 <i>Compressori scroll</i>	- 15 -
- 2.2.2 <i>Compressori a vite</i>	- 16 -
- 2.2.3 <i>Compressori alternativi</i>	- 17 -
• 2.3 BATTERIE ALETTATE	- 18 -
- 2.3.1 <i>Introduzione</i>	- 18 -
- 2.3.2 <i>Caratteristiche</i>	- 18 -
- 2.3.3 <i>Proprietà di scambio termico</i>	- 18 -
- 2.3.4 <i>Le alette</i>	- 20 -
- 2.3.5 <i>Evoluzione delle alette</i>	- 21 -
• 2.4 SCAMBIATORI A PIASTRE	- 22 -
- 2.4.1 <i>Introduzione</i>	- 22 -
- 2.4.2 <i>Scambiatori a piastre saldobrasati</i>	- 23 -
- 2.4.3 <i>Scambiatori a piastre ispezionabili</i>	- 24 -
• 2.5 SCAMBIATORI A FASCIO TUBIERO	- 25 -
- 2.5.1 <i>Introduzione</i>	- 25 -
- 2.5.2 <i>Caratteristiche</i>	- 25 -
- 2.5.3 <i>Tubi</i>	- 26 -
- 2.5.4 <i>Diaframmi</i>	- 27 -
- 2.5.5 <i>Disposizione dei tubi del fascio</i>	- 28 -
- 2.5.6 <i>Numero di passaggi</i>	- 28 -

-	2.5.7 Testate e piastre Tubiere	- 29 -
•	2.6 VALVOLE DI ESPANSIONE TERMOSTATICHE E AUTOMATICHE	- 29 -
-	2.6.1 Generalità	- 29 -
-	2.6.2 Valvole d'espansione automatiche e termostatiche	- 30 -
-	2.6.3 Costruzione	- 31 -
-	2.6.4 Funzionamento delle valvole d'espansione termostatiche	- 32 -
-	2.6.5 Surriscaldamento	- 32 -
<b>3.</b>	<b>SOFTWARE DI PROGETTAZIONE AZIENDALE</b>	<b>- 34 -</b>
•	3.1 PRESENTAZIONE DEL SOFTWARE UNILAB SHARK	- 34 -
•	3.2 ALTRE CARATTERISTICHE	- 35 -
•	3.3 GESTIONE DELLE LIBRERIE	- 37 -
-	3.3.1 inserimento compressori nella libreria costumer	- 37 -
-	3.3.2 Inserimento ventilatori nella libreria costumer	- 38 -
-	3.3.3 Inserimento scambiatori nella libreria costumer	- 39 -
<b>4.</b>	<b>DIRETTIVA PED N.° 97/23/CE IN MATERIA DI ATTREZZATURE A PRESSIONE / PED PRESSURE EQUIPMENT DIRECTIVE</b>	<b>- 40 -</b>
•	4.1 DEFINIZIONE	- 40 -
•	4.2 COMPONENTI DELLE MACCHINE CHE RIENTRANO NELLA DIRETTIVA	- 40 -
-	4.2.1 Classificazione delle attrezzature a pressione	- 40 -
-	4.2.2 Componenti esclusi dalla PED	- 42 -
•	4.3 CLASSE PED DI UN INSIEME	- 43 -
•	4.4 CALCOLO DELLE TUBAZIONI A PRESSIONE	- 44 -
•	4.5 PROGETTAZIONE	- 44 -
-	4.5.1 Fascicolo tecnico	- 45 -
•	4.6 CLASSIFICAZIONE PED DELLE UNITÀ PRODOTTE DA ACM	- 47 -
•	4.7 CLASSIFICAZIONE PED DELLE GIUNZIONI	- 47 -
•	4.8 ALTRE DIRETTIVE	- 47 -
<b>5.</b>	<b>VALUTAZIONE ENERGETICA</b>	<b>- 49 -</b>
•	5.1. INTRODUZIONE	- 49 -
•	5.2. COEFFICIENT OF PERFORMANCE, COP	- 49 -
•	5.3 ENERGY EFFICIENCY RATIO, EER	- 49 -
•	5.4 IL PARAMETRO IPLV E IL PARAMETRO ESEER	- 49 -
•	5.5 UNI EN 14825. INDICI SEER E SCOP	- 52 -
-	5.5.1 Valutazione delle prestazioni stagionali delle macchine frigorifere	- 52 -
-	5.5.2 Valutazione delle prestazioni stagionali delle pompe di calore	- 56 -
-	5.5.3 Etichettatura energetica (per unità fino a 12kW)	- 62 -
<b>6.</b>	<b>PROGETTO UNITÀ POLIVALENTE</b>	<b>- 63 -</b>
•	6.1 IL CONCETTO DI UNITÀ POLIVALENTE	- 63 -
-	6.1.1 Introduzione	- 63 -
-	6.1.2 Caratteristiche	- 63 -
-	6.1.3 Funzionamento	- 64 -
-	6.1.4 Criticità	- 64 -
-	6.1.5 Vantaggi	- 65 -
-	6.1.6 Evoluzioni	- 65 -
•	6.2 GRUPPI POLIVALENTI: SCELTE PROGETTUALI E COSTRUTTIVE	- 66 -
-	6.2.1 Componenti principali	- 66 -
-	6.2.2 La ragione delle scelte	- 67 -
•	6.3 PROGETTAZIONE PRELIMINARE	- 72 -
-	6.3.1 Fase preliminare	- 72 -
-	6.3.2 Specifiche del prodotto	- 78 -

-	6.3.3 <i>Riesame iniziale</i>	- 78 -
-	6.3.4 <i>Pianificazione del progetto</i>	- 78 -
•	6.4 PROGETTAZIONE	- 78 -
-	6.4.1 <i>Introduzione</i>	- 79 -
-	6.4.2 <i>Scelta compressori</i>	- 79 -
-	6.4.3 <i>Scelta batteria alettata</i>	- 82 -
-	6.4.4 <i>Scelta ventilatori</i>	- 84 -
-	6.4.5 <i>Scelta degli scambiatori acqua/acqua a piastre</i>	- 87 -
-	6.4.6 <i>Riassunto selezioni</i>	- 107 -
-	6.4.7 <i>Riassunto prestazioni</i>	- 107 -
-	6.4.8 <i>Confronto tra prestazioni</i>	- 108 -
•	6.5 PROGETTAZIONE CIRCUITO FRIGORIFERO	- 110 -
-	6.5.1 <i>Diametro dei tubi in rame e verifica dello spessore</i>	- 110 -
-	6.5.2 <i>Verifica relativa al trascinamento dell'olio</i>	- 113 -
-	6.5.3 <i>Dimensionamento della valvola termostatica</i>	- 116 -
-	6.5.4 <i>Dimensionamento valvole di sicurezza</i>	- 117 -
-	6.5.5 <i>Filtri per fluidi refrigeranti</i>	- 118 -
-	6.5.6 <i>Indicatori di umidità</i>	- 121 -
-	6.5.7 <i>Separatori di liquido in aspirazione compressore</i>	- 122 -
-	6.5.8 <i>Ricevitori di liquido</i>	- 123 -
•	6.6 SCHEMA FRIGORIFERO	- 124 -
-	6.6.1 <i>Funzionamento come refrigeratore:</i>	- 127 -
-	6.6.2 <i>Funzionamento come refrigeratore + riscaldamento:</i>	- 128 -
-	6.6.3 <i>Funzionamento in riscaldamento:</i>	- 129 -
-	6.6.4 <i>Ciclo di sbrinamento:</i>	- 130 -
•	6.7 PROGETTAZIONE IDRAULICA	- 132 -
-	6.7.1 <i>Dimensionamento tubazioni idrauliche:</i>	- 132 -
-	6.7.2 <i>Dimensionamento vaso di espansione</i>	- 133 -
•	6.8 SCHEMA IDRAULICO	- 135 -
•	6.9 PROGETTAZIONE MECCANICA	- 136 -
	<b>7. SIMULAZIONE CON IL SOFTWARE UNILAB SHARK</b>	<b>- 139 -</b>
•	7.1 CONFIGURAZIONE CHILLER	- 139 -
-	7.1.5 <i>Calcolo ESEER e IPLV</i>	- 155 -
-	7.1.6 <i>Simulazioni al variare della temperatura esterna</i>	- 156 -
•	7.2 CONFIGURAZIONE HEAT PUMP	- 159 -
-	7.2.5 <i>Simulazioni al variare della temperatura esterna</i>	- 173 -
•	7.3 CONFIGURAZIONE RECUPERO TOTALE	- 176 -
•	7.4 CONFRONTO PRESTAZIONI	- 186 -
•	7.5 CONCLUSIONI	- 188 -
	<b>8. APPLICAZIONI</b>	<b>- 189 -</b>
•	8.1 PRODUZIONE DI ACS	- 189 -
-	8.1.1 <i>Funzionamento in pompa i calore con produzione di ACS</i>	- 189 -
-	8.1.2 <i>Funzionamento in recupero totale con produzione di ACS</i>	- 193 -
-	8.1.3 <i>Risultati</i>	- 196 -
•	8.2 UNITÀ DI TRATTAMENTO ARIA	- 198 -
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	<b>- 200 -</b>
	<b>RINGRAZIAMENTI</b>	<b>- 202 -</b>



# 1. Presentazione azienda

- **1.1 Presentazione della società**



*Figura 1-1: Logo aziendale.*

La società A.C.M. KÄLTE KLIMA è operativa dal 1987, rilevata dall'attuale Direzione all'inizio del 2004.

Opera nel settore della climatizzazione civile e industriale, proponendo soluzioni per contenere l'impatto ambientale del sistema, con la selezione delle unità in funzione per esempio dell'efficienza e/o del livello sonoro.

Propone macchine ad architettura flessibile in soluzioni innovative per la qualità dell'aria trattata; ed unità integrate aria/acqua per il trattamento di entrambi i fluidi.

- **1.2 Politica per la qualità**

La missione di A.C.M. KÄLTE KLIMA è quella di essere un punto di riferimento nel settore del condizionamento dell'aria.

La politica per la qualità è attuata mediante l'impostazione, l'attuazione, il mantenimento ed il miglioramento continuativo di un sistema di gestione per la qualità in accordo alla UNI EN ISO 9001. In particolare la direzione, con il suo coinvolgimento personale, garantisce che la politica per la qualità adottata

- a) sia appropriata agli scopi dell'azienda;
- b) sia dedicata al miglioramento continuo dell'efficacia del sistema di gestione;
- c) preveda un quadro strutturale per definire e riesaminare gli obiettivi per la qualità;
- d) sia comunicata e compresa all'interno dell'azienda;
- e) sia riesaminata per accertarne la continua idoneità.

## • 1.3 Procedura di progettazione

### - 1.3.1 Scopo

La procedura definisce i criteri e le modalità utilizzati dall'azienda nello sviluppo e nel controllo della progettazione dei propri prodotti. Questa si applica a tutte le fasi di realizzazione del progetto di ciascun prodotto.

La progettazione di A.C.M. KÄLTE KLIMA può prendere avvio a seguito della necessità di personalizzare limitatamente un prodotto standard per rispondere alle specifiche esigenze del cliente, oppure a seguito della necessità di creare un prodotto fuori standard su specifiche richieste di un cliente oppure anche a seguito della volontà dell'azienda di studiare e introdurre nuovi prodotti nella propria gamma.

A seconda del grado di personalizzazione richiesto dal cliente rispetto allo standard dell'azienda, l'Ufficio Tecnico (UT) interviene in ogni commessa, a volte limitandosi a rimettere elaborati tecnici di progettazioni simili sviluppati in precedenza adattandoli alle nuove esigenze, altre volte realizzando ex novo la documentazione tecnica.

### - 1.3.2 Flusso di processo per la progettazione

Il flusso della progettazione è illustrato in forma sintetica nel diagramma seguente.

Alcune attività sono svolte dalle funzioni che compongono la struttura organizzativa di UT, progettisti meccanici (UTM), progettisti elettrici (UTE), progettisti impianti frigoriferi e idraulici (UTF), in forma autonoma, altre sono invece riferite in generale ad UT nella sua collegialità o indifferentemente in uno dei suoi enti

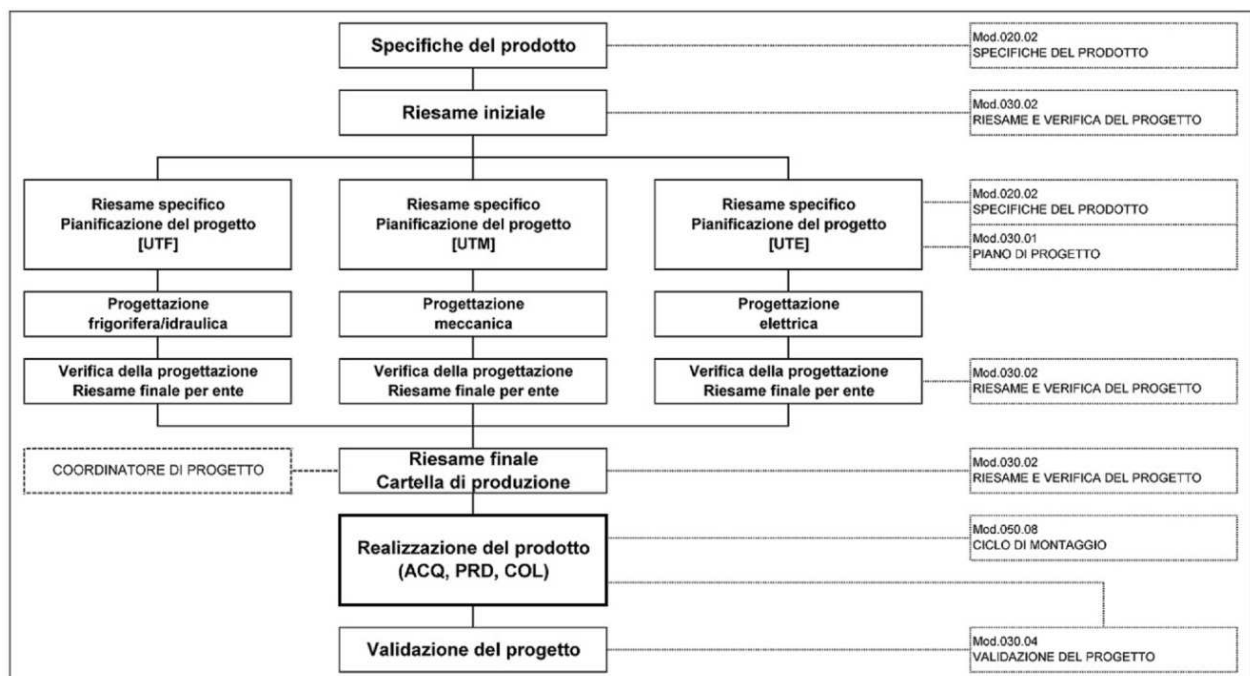


Figura 1-2: schema flusso di progettazione



### - **1.3.3 Specifiche del prodotto**

L'attività di progettazione prende avvio a seguito della trasmissione a UT delle specifiche del prodotto da progettare e realizzare, e di eventuali ulteriori documenti tecnici che definiscano i dati in ingresso alla progettazione.

Le specifiche del prodotto precisano i requisiti funzionali e prestazionali del prodotto da progettare.

Ulteriori dati in ingresso alla progettazione sono rappresentati da:

- I requisiti cogenti applicabili (normative);
- Le informazioni derivanti da precedenti progettazioni similari e le personalizzazioni da applicare nel caso specifico;
- Tutti gli altri requisiti considerati essenziali per lo sviluppo della progettazione in oggetto, con particolare riferimento alle condizioni inderogabili più complesse e alle criticità.

UT tiene conto di tutti riferimenti normativi fondamentali durante tutta la fase di progettazione, integrandoli ove necessario o opportuno, con ulteriori norme.

### - **1.3.4 Riesame iniziale**

Ricevute le specifiche del prodotto, UT provvede a valutare una serie di aspetti per i quali, a seconda della tipologia di progettazione richiesta, si definisce un riscontro positivo o negativo se il processo di progettazione è standard oppure no.

Viene definita come progettazione di tipo standard quel processo che richiede modifiche minimali a progetti ed elaborati già esistenti e in uso; la progettazione viene invece definita come di tipo non standard se richiede interventi di progettazione specifica, che coinvolgono più funzioni di progettazione e/o che prevedono aggiornamenti/revisioni di specifiche tecniche e istruzioni di lavoro in uso, sia a carattere generale che limitatamente alla commessa di produzione.

L'ente di progettazione preposto a questo ruolo è scelto a seconda della specificità di progettazione prevalente per la commessa in esame (elettrico/controlistico=UTE; meccanico/strutturale=UTM; impiantistico frigo/idraulico=UTF), oppure nel caso di progettazioni standard in base al carico di lavoro dei diversi enti.

### - **1.3.5 Pianificazione del progetto**

Le persone coinvolte in ciascuna funzione di UT (frigorifera/idraulica, meccanica, elettrica) prendono autonomamente in carico la documentazione trasmessa: dopo che gli elementi in ingresso sono stati valutati ed attribuiti per competenza, ciascuna funzione pianifica le fasi per lo sviluppo dell'iter progettuale fino a conclusione (da intendersi come data di consegna prevista per l'ultimo elaborato di propria competenza); il progetto così elaborato viene poi trasmesso all'ente seguente, che procede ad elaborarne le fasi successive. La pianificazione verrà tenuta aggiornata con il progredire della progettazione e dello sviluppo e terrà in considerazione le osservazioni emerse dalle riunioni di produzione

### - **1.3.6 Sviluppo della progettazione**

La fase successiva di sviluppo del progetto è impostata sulla suddivisione dei compiti tra i gruppi di progettazione che compongono la struttura organizzativa di UT. I gruppi si occuperanno delle attività di progettazione di propria competenza, della verifica e dell'elaborazione e rilascio della relativa documentazione.

### - **1.3.7 Riesame finale**

A conclusione della fase di sviluppo della progettazione viene avviato il riesame finale della progettazione, con il quale UT, preso atto di quali elementi sono stati fatti precedentemente ricadere in una progettazione di tipo standard e di quali invece sono il risultato di una vera procedura di progettazione, procede alla verifica dei risultati prodotti.

In questa fase ciascun ente/gruppo di progettazione lavora autonomamente, e confronta i propri elaborati con quelli già eventualmente preparati da altri enti/gruppi.

Al momento del riesame finale si dovrà accertare che gli elaborati prodotti soddisfino i requisiti in ingresso analizzati in fase di riesame iniziale, forniscano sufficienti ed adeguate informazioni per l'approvvigionamento dei componenti e la produzione dell'apparecchiatura, richiama i requisiti di accettazione del macchinario, precisino le caratteristiche dei prodotti che sono essenziali per una loro sicura ed adeguata utilizzazione.

### - **1.3.8 Cartella di produzione**

Tutti gli elaborati in uscita dalla progettazione vengono raccolti a questo punto nella cartella di produzione.

Nella cartella di produzione è inserita anche la distinta componenti per il prelievo del materiale impegnato dal magazzino, visibile ad ACQ perché provveda alle pratiche per il loro approvvigionamento

### - **1.3.9 Validazione del progetto**

La fase di validazione del progetto, ossia l'evidenza che il prodotto risultante sia in grado di soddisfare i requisiti richiesti per l'applicazione prevista, è strutturata per essere implementata in tempi distinti da UT e dagli altri enti aziendali che intervengono nella realizzazione del prodotto/prototipo. Una prima fase di validazione inizia non appena il progetto, formalizzato nella cartella di produzione, passa alla produzione per la realizzazione del prodotto/prototipo. Un'ulteriore fase di validazione è quella eseguita a posteriori per ricondurre i temi sviluppati per progetti/commesse specifiche alle famiglie di prodotti standard e alle serie tecniche di riferimento. La validazione richiede, in questa fase, una logica di intervento mirata, intesa a distinguere e a trattare nella maniera più consona le rilevazioni che potranno essere:

**Problemi da risolvere.** Sono tutti quegli aspetti che se non risolti comporterebbero quasi sicuramente non conformità o reclami nelle successive commesse che venissero lanciate facendo riferimento a schemi, distinte o specifiche in essere.

**Opportunità di miglioramento.** Sono tutti quegli aspetti che consentono di migliorare il progetto di quel tipo di macchina o della famiglia o di pezzi di macchina comuni a più

commesse. Il fatto di non attivarle velocemente non comporta in generale problemi (intesi come non conformità o reclami) alle macchine future.

## • 1.4 Il business commerciale

### - 1.4.1 Denominazione commerciale unità prodotte (logica di denominazione)

La denominazione commerciale delle unità (e quindi l'identificazione del modello) segue la logica espressa negli schemi di seguito riportati.

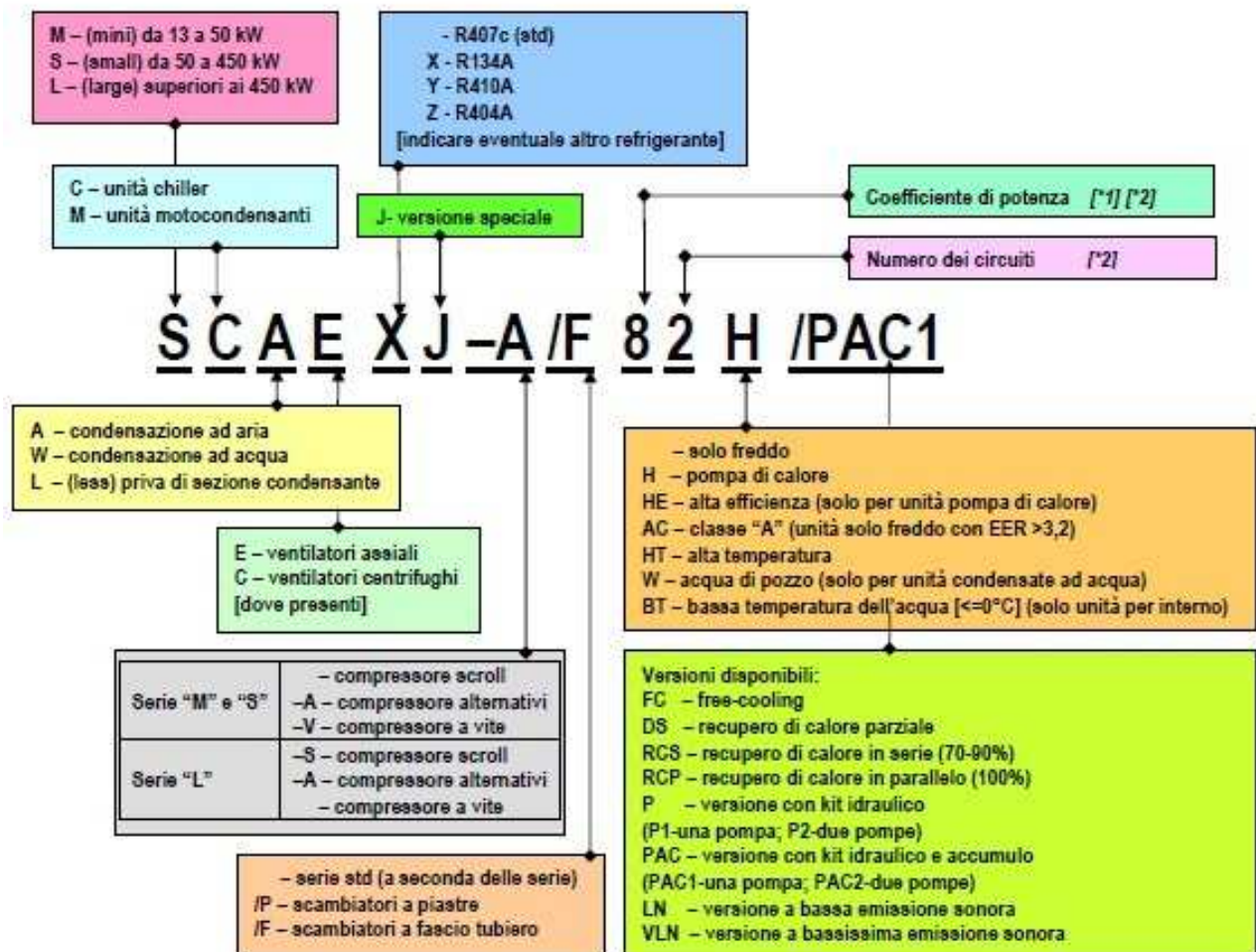


Figura 1-3: logica di denominazione chiller e motocondensanti

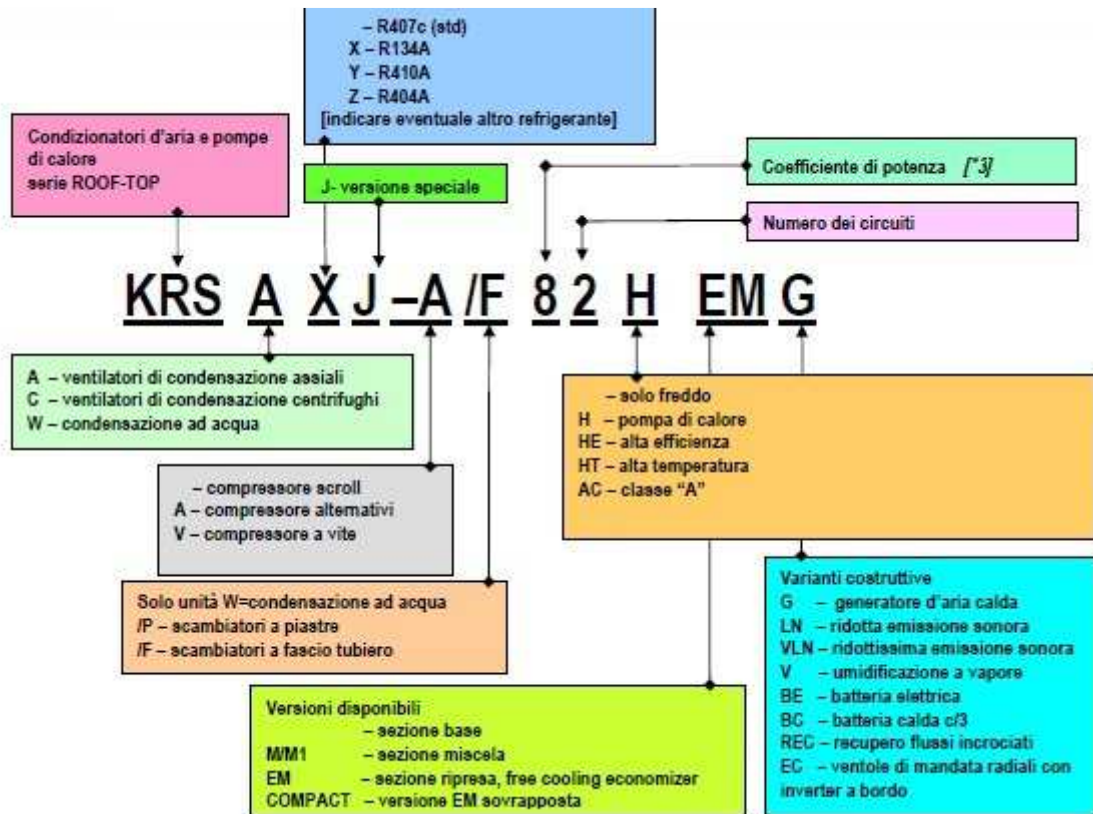


Figura 1-4: logica di denominazione pompe di calore ROOF-TOP

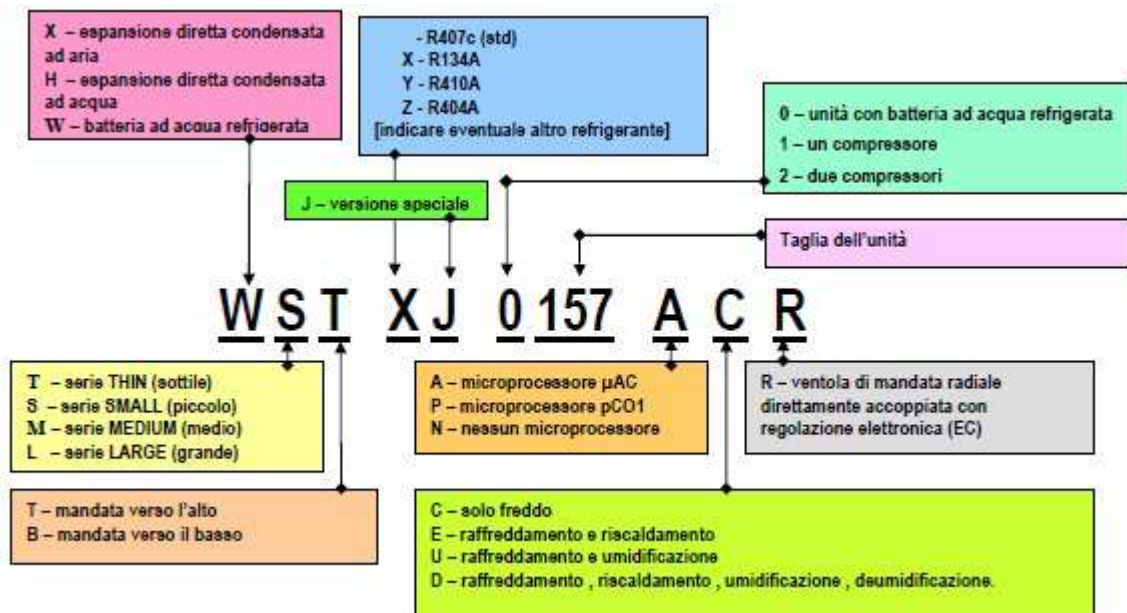


Figura 1-5: logica di denominazione CCU

## 2. Studio generale dei componenti principali delle unità prodotte

### • 2.1 Fluidi frigoriferi

#### - 2.1.1 Introduzione

I composti utilizzati inizialmente per le loro proprietà frigorifere (ad esempio, ammoniaca, anidride solforosa e anidride carbonica, oppure idrocarburi quali l'etano o fluidi come il cloruro di etile o di metile) presentavano forti criticità: erano spesso direttamente o potenzialmente tossici e a volte erano infiammabili. Fin dall'inizio degli anni '30, perciò, fu chiaramente sentita l'esigenza di sostituire queste sostanze o composti con altri che fossero caratterizzati da un più vantaggioso rapporto utilità/rischio di impiego industriale. Vennero così introdotti i cosiddetti fluidi alogenati o cloro-fluoro-carburi (CFC), che sostituirono completamente le sostanze precedentemente impiegate (ad eccezione dell'ammoniaca, che viene ancora impiegata in campo industriale) e che da allora furono utilizzati nella maggior parte degli impianti di climatizzazione di tipo civile e industriale.

I rischi, fino ad allora individuati, di tossicità e/o di infiammabilità, vennero adeguatamente tenuti sotto controllo con i CFC; non era ancora stato individuato quello che sarebbe rivelato un fattore critico molto grave: il cosiddetto "impatto ambientale" di tali sostanze. In particolare, già a metà degli anni '80 e più incisivamente negli anni '90 venne dimostrata una forte aggressività dei CFC nei confronti dell'ozono presente nell'atmosfera: la cosiddetta ozonosfera si stava assottigliando, con la comparsa dei cosiddetti "buchi dell'ozono" in corrispondenza dei poli. Una volta dimostrato il nesso di causalità tra l'introduzione dell'uso industriale dei CFC e la deplezione dell'ozono atmosferico (il che comportava rischi prima non contemplati, quali l'aumento dei tumori cutanei causato dalla mancanza dell'azione-filtro esercitata dall'ozono sui raggi solari ultravioletti, oltre a un impatto sul riscaldamento globale atmosferico, genericamente definito "effetto serra"), furono promulgate leggi e normative internazionali che portarono al progressivo abbandono dei tradizionali CFC.

Con l'obiettivo di associare i vantaggi fino ad allora conseguiti, con una migliore compatibilità di tipo ecologico-ambientale, fu poi necessario individuare nuovi composti e sviluppare una diversa metodologia di progettazione degli impianti frigoriferi [1-9].

#### - 2.1.2 Principali caratteristiche chimico-fisiche.

Dal punto di vista chimico, i fluidi sintetici appartengono alla famiglia dei composti alogenoderivati: sono derivati dagli idrocarburi più semplici quali metano ( $\text{CH}_4$ ) ed etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ) mediante sostituzione parziale o totale degli atomi di idrogeno con atomi di alogeni come fluoro e cloro.

Con l'introduzione dei nuovi fluidi frigoriferi, per i refrigeranti sintetici furono introdotti nella nomenclatura i simboli CFC, HCFC e HFC, il che permette di distinguere il fluido completamente alogenato (CFC) da quelli parzialmente alogenati (HCFC) o completamente privi di atomo di cloro (HFC).

La composizione chimica della molecola dei fluidi sintetici puri è inoltre individuata dal seguente sistema di numerazione:

- prima cifra da destra = numero degli atomi di fluoro;
- seconda cifra da destra - 1 = numero degli atomi di idrogeno;
- terza cifra da destra + 1 = numero degli atomi di carbonio.

Il numero di valenze di carbonio (4) che restano da saturare indica il numero di atomi di cloro.

I fluidi diversi dai refrigeranti sintetici puri sono così identificati [1-9]:

- serie 200 per i propani;
- serie 400 per le miscele zeotropiche;
- serie 500 per le miscele azeotropiche;
- serie 600 per i composti organici;
- serie 700 per i composti inorganici.

### - 2.1.3 L'impatto ambientale.

I clorofluorocarburi (CFC) totalmente alogenati, e gli idroclorofluorocarburi (HCFC) parzialmente alogenati sono state le due famiglie di refrigeranti di più vasto impiego, per quasi mezzo secolo fino al volgere dello scorso millennio. Come sopra accennato, la possibile correlazione tra l'utilizzo di queste sostanze e l'assottigliamento dell'ozonosfera divenne una certezza, ed i CFC ne furono ritenuti particolarmente responsabili (in misura minore lo furono anche gli HCFC).

Questi due fluidi frigoriferi sono stati da allora gradualmente eliminati da ogni applicazione, ed uno dei requisiti fondamentali che questi fluidi devono possedere, secondo quanto previsto dalle normative internazionali, è quello di essere compatibili con l'ambiente.

Fluido	ODP (R11=1)	Vita media atmosferica (anni)	GWP CO2=1 (100 anni)	Gruppo di sicurezza ASHRAE
R 11	1	45	3800	A1
R 12	1	100	8500	A1
R 22	0,034	11,8	1500	A1
R 502	0,3	11,8 / 1700	5490	A1
R 123	0,012	1,4	90	B1
R 134a	0	13,6	1300	A1
R 407C	0	6 / 33 / 13,6	1500	A1
R 410A	0	6 / 33	1700	A1
R 717	0	1	< 1	B2
R 290	0	3	20	A3

Tabella 2-1: Caratteristiche d'impatto ambientale e di sicurezza dei principali fluidi.

Specifici indici di compatibilità ambientale sono stati adottati: tra questi, l'ODP (ozone depletion potential), che indica il potenziale distruttivo di un gas nei confronti dell'ozono atmosferico, è compreso tra 0 (per le sostanze inerti rispetto all'ozono), ed 1 (riferito al R 12, uno dei componenti con maggiore impatto sull'ozonosfera).

Il GWP (global warming potential) indica la quantità di energia radiante -nella fascia dell'infrarosso- che un gas può assorbire in un tempo di 100 anni, in rapporto al valore 1 dell'anidride carbonica che è il principale gas ad effetto serra. Il GWP è quindi un indice di quanto l'emissione nell'atmosfera di un refrigerante possa direttamente contribuire all'effetto di riscaldamento globale [1-9].

#### - **2.1.4 Tossicità ed infiammabilità.**

I parametri di tossicità ed infiammabilità costituiscono la base per valutare le caratteristiche di sicurezza d'impiego di un fluido. In relazione alla sicurezza dei fluidi, la classificazione viene effettuata secondo lo standard ASHRAE, che utilizza una sigla composta da una lettera seguita da un numero. La lettera indica la tossicità del fluido ad una concentrazione < 400 ppm in volume: la classe A indica una bassa tossicità, mentre la classe B indica un'alta tossicità. Il numero indica la predisposizione all'infiammabilità del fluido, secondo tre classi:

**classe 1**, non infiammabile ovvero senza alcuna propagazione di fiamma in aria a 18 °C e 101 kPa;

**classe 2**, a bassa infiammabilità, ovvero con limite inferiore di infiammabilità (LFL) superiore a 0,10 Kg/m<sup>3</sup> a 21 °C e 101 kPa e calore di combustione inferiore a 19.000 kJ/kg;

**classe 3**, ad alta infiammabilità, ovvero con LFL inferiore o uguale a 0,10 Kg/m<sup>3</sup> a 21 °C e 101 kPa, oppure

con calore di combustione superiore o uguale a 19.000 kJ/kg [1-9].

#### - **2.1.5 Stabilità alle condizioni d'impiego.**

I fluidi devono inoltre possedere caratteristiche di stabilità, cioè devono conservare nel tempo le loro proprietà chimico-fisiche nell'ambito delle temperature e delle pressioni previste nel funzionamento dell'impianto, sia in condizioni di normale esercizio sia in condizioni eccezionali. In particolare, un fluido non deve degradarsi -liberando qualche suo sub-componente- e non deve essere suscettibile a fenomeni di polimerizzazione, assumendo organizzazione sopra-molecolare complessa, con caratteristiche diverse da quelle del fluido iniziale.

I fluidi non devono reagire con i materiali e le sostanze presenti nel circuito frigorifero (ad es. olio, rame e acciaio).

Per assicurare la perfetta circolazione dell'olio nel circuito, ed il suo ritorno al compressore, è anche necessario che un fluido frigorifero abbia una completa solubilità nel lubrificante impiegato per il compressore

Alcuni fluidi, tra cui l'R 12, sono miscibili in qualsiasi proporzione ed a qualsiasi temperatura con gli oli minerali. Altri, come l'R 22, a basse temperature presentano limiti di miscibilità a causa dell'aumento di viscosità. In casi come questi, sarà necessario progettare con particolare attenzione le tubazioni del circuito frigorifero.

Poiché è possibile che i parametri di un fluido abbiano valori correlati con performance non lineari, la scelta da un punto di vista termodinamico comporta talvolta la ricerca di una soluzione di compromesso. Nel caso del calore specifico, ad esempio, bisogna evitare valori troppo bassi o troppo alti: nel primo caso ci sarebbe il rischio di surriscaldamento eccessivo durante la compressione, nel secondo caso potrebbe verificarsi separazione di liquido in fase di compressione o perdite di liquido in fase di laminazione.

In altri casi, come la trasmissione di calore all'interno degli scambiatori, la scelta è piuttosto univoca: è sempre necessario avere bassi valori di viscosità e alti valori del coefficiente di conduttività termica del fluido [1-9].

<b>Fluido</b>	<b>Pressione a -15°C [kPa]</b>	<b>Pressione a 30°C [kPa]</b>
R 11	20,0	126
R 12	183	745
R 22	296.2	1192
R 502	349	1319
R 123	16	110
R 134a	169.9	770
R 407C	340,7	1364
R 410A	485,7	1897
R 717	236.2	1167
R 290	291	1077

*Tabella 2-2: Valori di pressione dei principali fluidi frigorigeni*

Un ciclo ha efficienza maggiore quando, a pressioni di evaporazione elevate, corrispondono –per il fluido impiegato- pressioni di condensazione il più basse possibili. Elevate pressioni di evaporazione comportano maggiori densità del gas aspirato, con maggiori rese volumetriche dei compressori; per evitare introduzione di aria nell'impianto e per facilitare la rilevazione di eventuali fughe di gas, tale evaporazione dovrebbe avvenire ad una pressione superiore a quella atmosferica. Questi due parametri (pressione di evaporazione e di condensazione) costituiscono i limiti entro i quali il compressore dovrà operare: sarà quindi essenziale che tutti i componenti dell'impianto ed il suo sistema costruttivo abbiano una resistenza alla pressione coerente con il fluido utilizzato.

<b>Fluido</b>	<b>Punto di ebollizione normale (glide)</b>	<b>Temperatura critica</b>
R 11	+ 23,8	198,0
R 12	- 29,8	112,0
R 22	- 40,8	96,0
R 502	- 45,6	82,2
R 123	+ 27,8	184,0



R 134a	- 26,1	101,0
R 407C	- 43,6 (5,4)	86,7
R 410A	- 51,4 (<0,1)	72,5
R 717 (ammoniaca)	- 33,4	133,0
R 290 (propano)	- 42,1	96,8

*Tabella 2-3: Punto d'ebollizione normale, glide e temperatura critica dei fluidi frigorigeni.*

Il campo d'impiego di un fluido è anche condizionato dalla sua temperatura critica che circonda il valore delle pressioni del ciclo operativo. Anche in questo caso, il fluido con il valore ottimale sarà quello che consentirà il migliore compromesso tra l'aumentato rendimento a temperature critiche elevate ed il contenimento (ottenuto con temperature più vicine a quelle operative) della portata volumetrica in fase vapore.

Per evitare che l'acqua (eventualmente presente nel circuito) possa congelare in punti particolarmente delicati dell'impianto quali l'apertura della valvola di espansione, con conseguenti anomalie nelle modalità di funzionamento, sarà necessario che il fluido utilizzato possieda un elevato grado di idrosolubilità.

Il calore latente di evaporazione -e l'effetto frigorifero- di un determinato fluido sono determinati in funzione del delta tra il valore di entalpia del refrigerante saturo quando si trova in fase liquida e il valore in cui viene a trovarsi quando, alla temperatura di evaporazione, assume lo stato di vapore.

Per un dato fluido, l'effetto frigorifero è in relazione sia con l'esponente della compressione adiabatica, che migliora quanto più si avvicina all'unità, sia con il suo calore specifico, che deve essere tale da consentire la minima entità di evaporazione quando si espande passando dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione.

Infine, per consentire l'effettiva applicabilità industriale di un fluido, risulteranno anche fondamentali parametri di tipo logistico ed economico quali: rapida ed abbondante disponibilità e costo contenuto.

Purtroppo nessuno dei fluidi frigorigeni attualmente in uso negli impianti refrigeranti possiede tutte le ideali caratteristiche sopra descritte; come si è detto, bisognerà pertanto, di volta in volta, scegliere quello che più vi si avvicina, in relazione a ogni specifico set di condizione operative. Nelle sezioni seguenti vengono descritti in maggiore dettaglio le caratteristiche delle classi principali dei fluidi frigorigeni [1-9].

#### - 2.1.6 I clorofluorocarburi (CFC)

I CFC sono considerati i fluidi frigorigeni "del passato", anche se in realtà hanno avuto larghissimo impiego fino a pochi anni fa. Come dice il nome, questi fluidi sono composti dai 3 elementi: carbonio-fluoro-cloro; vennero introdotti da Thomas Midgley Jr., un ingegnere meccanico e chimico statunitense che, negli anni in cui stava diffondendosi l'uso del condizionamento ambientale (gli anni '20), si riproponeva di sostituire i composti allora impiegati

(ammoniaca, metilcloruro, anidride solforosa e altri molecole tossiche, infiammabili e/o esplosive) con altri meno rischiosi.

A partire da idrocarburi semplici quali metano ( $\text{CH}_4$ ) ed etano ( $\text{C}_2\text{H}_6$ ), per completa sostituzione degli atomi di idrogeno con atomi di fluoro e cloro, Midgley sintetizzò una serie di CFC, una categoria di composti che venne successivamente brevettata con il nome “Freon” e che aveva queste caratteristiche: gas o liquidi incolori, estremamente stabili e inerti, inodori, non infiammabili, non corrosivi ed a bassa tossicità per l’uomo. Particolarmente idonei come refrigeranti per il loro basso punto di ebollizione, la bassa tensione superficiale, la bassa viscosità e, cosa non trascurabile, un costo di produzione relativamente modesto. Fin dall’inizio degli anni’30, questi composti di sintesi, ritenuti “fluidi frigorigeni miracolosi” vennero pertanto impiegati su larga scala e sostituirono tutti gli altri composti naturali fino ad allora impiegati. Nei decenni successivi vennero sintetizzate molecole di CFC con caratteristiche via via migliorative (oltre che per estendere la copertura brevettuale). Fu solo a metà degli anni’70 che la cosiddetta “dissociazione fotochimica” dei CFC (in presenza di radiazioni UV, i CFC si degradano dando origine a radicali cloro, altamente reattivi) venne messa in relazione con l’assottigliamento dello strato di ozono presente nella stratosfera. Una volta liberati nell’atmosfera, i CFC raggiungevano l’ozonosfera e lì, dove sono forti le radiazioni UV, venivano liberati i radicali cloro. A loro volta, i radicali cloro reagivano molto aggressivamente con le molecole di ozono ( $\text{O}_3$ ), ritrasformandole in molecole di ossigeno ( $\text{O}_2$ ). Con il passare degli anni e con l’uso su larga scala dei CFC, lo strato di ozono si andava assottigliando, fino a formare veri e propri “buchi” in prossimità dei poli terrestri. Poiché l’ozono assorbe grosse quantità di radiazioni UV, per l’uomo esso risulta protettivo nei confronti di rischi quali: tumori cutanei e altre malattie favorite da tali radiazioni. L’accumularsi delle evidenze di una correlazione tra deplezione dell’ozonosfera e uso dei CFC portò al bando del loro impiego, nella maggior parte delle nazioni industrializzate, a partire dal 1995-1996.

Per la loro abbondanza e stabilità, i CFC sono anche elencati tra i cosiddetti “gas ad effetto serra”: essi si accumulano nella stratosfera e, come altri gas ad effetto serra ( $\text{CO}_2$  in primis), sono trasparenti alla radiazione solare verso la terra ma trattengono la radiazione infrarossa emessa dalla terra. Si ha così un progressivo riscaldamento terrestre, le cui conseguenze sul clima sono oggetto di viva preoccupazione [1-9].

#### - 2.1.7 Gli idro-cloro-fluoro carburi (HCFC)

Questi composti sono sempre derivati sintetici degli idrocarburi, ma senza una completa sostituzione degli atomi di idrogeno: gli HCFC sono perciò anche detti fluidi parzialmente alogenati. La permanenza di atomi di idrogeno rende la molecola meno stabile rispetto ai CFC (hanno una vita media circa 10 volte inferiore a quella dei CFC): una volta liberati nell’atmosfera, gli HCFC vengono più facilmente degradati e quindi è molto minore la probabilità che essi possano arrivare a strati alti quali l’ozonosfera: si riduce così sia il rischio di degradazione dell’ozono, sia il possibile contributo all’effetto serra. Il protocollo di Montréal, che dopo essere entrato in vigore nel 1989 aveva comportato la messa al bando del CFC fin dal 1995-96, consentì l’utilizzo degli HCFC fino al 2004, quando fu possibile la sostituzione con una nuova classe di fluidi frigorigeni [1-9].

### - 2.1.8 Gli idro-fluorocarburi (HFC)

Gli HFC divennero subito noti come i refrigeranti “che non danneggiano l’ozono”; l’assenza degli atomi di cloro eliminava di fatto il rischio che, per degradazione fotochimica, si potessero formare radicali cloro: avevano pertanto un ODP nullo. Il GWP, tuttavia, non era nullo: la liberazione nell’atmosfera avrebbe comunque contribuito, anche se in misura ridotta, all’effetto serra. Anche gli HFC, pertanto, sono compresi tra i composti elencati nel protocollo di Kyoto (1997), che individua le sostanze, naturali o sintetiche, che contribuiscono al riscaldamento climatico per il loro effetto serra.

Sono però le prestazioni intrinseche degli HFC, di fatto non paragonabili a quelle dei CFC o neanche degli HCFC a porre qualche problema: la sostituzione –per esempio in vecchi impianti- di CFC o HCFC con il nuovo tipo di fluido non era a volte tecnicamente possibile.

Gli HFC si suddividono in fluidi puri a singolo componente e miscele a più componenti. Uno degli HFC più utilizzati è il tetrafluoroetano ( $C_2H_2F_4$ ), un fluido puro che viene comunemente utilizzato in impianti nuovi e, se possibile, quale sostituto in impianti preesistenti [1-9].

### - 2.1.9 I fluidi frigoriferi naturali

Anche se non pare verosimile che le regolamentazioni suggerite dal protocollo di Kyoto vengano applicate a livello mondiale, è però possibile che misure via via restrittive vengano imposte nell’Unione Europea. Questo è il motivo che ha risvegliato l’interesse scientifico e tecnologico verso una moderna rivalutazione di fluidi naturali quali l’ammoniaca, alcuni idrocarburi e l’anidride carbonica, sostanze con ODP nullo e GWP e TEWI molto contenuti.

L’**acqua** sarebbe uno dei più semplici candidati, tra le molecole presenti in natura, per un impiego come fluido frigorifero negli impianti a compressione di vapore, come ad esempio i frigoriferi per uso domestico. Tuttavia la sua temperatura di fusione a soli 0°C impone un limite inferiore massimo di 1°C, al di sotto del quale si avrebbe il congelamento del fluido. Già questo sarebbe un fattore eccessivamente limitante per la grande maggioranza dei possibili impieghi; inoltre, anche restando a temperature superiori, la pressione di saturazione è troppo bassa (es. 0.05 bar alla temperatura di 35°C), il che comporterebbe un rischio di infiltrazioni di aria in circuiti operanti sotto vuoto con pressione negativa elevata. Il volume specifico del vapore acqueo saturo, molto alto, è l’ulteriore grave fattore che rende antieconomico l’uso di acqua: le macchine di compressione, infatti, verrebbero ad avere dimensioni eccessive.

L’**ammoniaca** ( $NH_3$ ) fu il primo fluido impiegato come frigorifero negli impianti a compressione di vapore. Pur essendo molto tossica, l’ammoniaca ha tuttavia un forte odore caratteristico che, in caso di perdite, ne rivela rapidamente la presenza nell’ambiente anche in piccole concentrazioni, non ancora pericolose per la salute. La sua infiammabilità è moderata e una miscela aria/ammoniaca è esplosiva solo quando raggiunge una concentrazione del 13%, rimanendo esplosiva fino alla concentrazione del 27%.

Per il suo elevato calore latente di evaporazione ha eccellenti proprietà di trasporto termico; inoltre ha un basso volume specifico e un costo di produzione contenuto, che giustificano l’ampio utilizzo dell’ammoniaca in impianti industriali di dimensioni medio-grandi, che però devono

escludere l'uso di rame nei circuiti: questo metallo viene infatti rapidamente ossidato e degradato in presenza di ammoniaca.

Il valore  $k$  del suo esponente di compressione adiabatica è piuttosto elevato (1.32 nel ciclo tra  $-15^{\circ}\text{C}$  e  $+30^{\circ}\text{C}$ ), il che limita il rapporto di compressione possibile: bisogna infatti evitare che le temperature di fine compressione siano tanto alte da alterare le proprietà dell'olio lubrificante.

Il più frequente utilizzo dell'ammoniaca si riscontra in impianti di surgelazione/congelazione o semplice raffreddamento e conservazione di alimenti in grosse quantità; si tratta di impianti costruiti secondo le moderne normative che garantiscono la sicurezza e la rilevazione anche minima di fughe di gas. Nel settore della climatizzazione, l'impiego dell'ammoniaca è stato invece finora molto limitato per i costi elevati dei sistemi di sicurezza che dovrebbero essere applicati per le caratteristiche di tossicità ed infiammabilità di cui si è detto. Solo in tempi recenti, grazie ad innovazioni tecnologiche che hanno portato all'introduzione di gruppi refrigeratori monoblocco compatti e di media potenzialità e costo contenuto, l'impiego di ammoniaca risulta in aumento.

L'**anidride carbonica** è una molecola caratterizzata da interessanti potenzialità come fluido frigorifero.

Infatti, quando si espande nell'atmosfera, una porzione del fluido allo stato liquido diventa gas, mentre il conseguente raffreddamento, dovuto all'assorbimento del calore latente di vaporizzazione, trasforma allo stato solido (neve carbonica) un'ulteriore porzione del fluido liquido. Questo stato solido esiste, in condizioni di normale pressione atmosferica, a  $-78^{\circ}\text{C}$ : sopra questa temperatura sublima direttamente in gas, con assorbimento dall'ambiente di calore latente. Si comprende pertanto che un pieno utilizzo di queste proprietà consentirebbe una massiccia rimozione di calore dall'ambiente. Ha una temperatura critica molto bassa (circa  $31^{\circ}\text{C}$ ) e pertanto il suo ciclo frigorifero è di tipo transcritico, con una temperatura di fine compressione superiore a quella critica; il condensatore di tipo tradizionale viene quindi sostituito da un gas cooler. I più interessanti campi di impiego sono quelli dei condizionatori per autoveicoli, degli impianti industriali di refrigerazione e delle pompe di calore per il riscaldamento domestico dell'acqua. Molti altri possibili impieghi della  $\text{CO}_2$  come fluido frigorifero sono tuttora in fase sperimentale[1-9].

#### - **2.1.10 Gli idrocarburi (HC)**

Sono molecole organiche naturali che non contengono né cloro né fluoro, sono utilizzati come fluidi frigoriferi negli impianti frigoriferi. Hanno buone proprietà di trasporto termico (il che consente l'uso di cariche ridotte di refrigerante) e sono compatibili con l'uso di oli minerali. In alcuni casi si sono rivelati idonei anche per il "retrofit" di vecchi impianti che utilizzavano CFC. Naturalmente, la loro infiammabilità ha creato resistenze al loro impiego su larga scala, particolarmente negli Stati Uniti; in Europa, Italia compresa, si producono invece da tempo frigoriferi per uso domestico che utilizzano isobutano. Il propano viene pure utilizzato in piccoli impianti frigoriferi domestici quali condizionatori e pompe di calore: in questi casi la ridotta potenza e le stesse piccole dimensioni –e quindi le piccole quantità di fluido refrigerante impiegato- riducono fortemente i rischi di infiammabilità [1-9].

## • 2.2 Compressori

### - 2.2.1 Compressori scroll

Il principio di compressore scroll è semplice e venne brevettato già nel 1905, tuttavia le tecnologie dell'epoca non ne permisero la immediata realizzazione: esso poté essere realizzato solo molto dopo (intorno alla seconda metà del XX secolo). Infatti per poter essere realizzati in modo da funzionare con la necessaria efficienza i compressori scroll richiedono tolleranze di lavorazione molto piccole. Le macchine utensili necessarie per consentire questo tipo di precisione si sono rese disponibili solo nel secondo dopoguerra e ciò spiega perché solo a partire da quel periodo storico si sono potuti costruire questi compressori.

Con il compressore scroll è stato realizzato un balzo tecnologico radicale che ha innescato un profondo rinnovamento nel modo di costruire le macchine, in relazione alle loro prestazioni ed alla loro prevedibile vita operativa. Esso sta di fatto trasformando l'impiantistica della climatizzazione e della refrigerazione.



Figura 2-1: spaccato di un compressore scroll Copeland

#### **Principio di funzionamento.**

Il compressore scroll è costituito da due spirali ad evolvente o spirali di Archimede. Le due spirali sono posizionate l'una all'interno dell'altra e, nel loro accoppiamento, determinano una serie di tasche. Nel corso della compressione una delle spirali, quella superiore, rimane fissa, mentre la spirale inferiore, essendo montata sulla parte eccentrica dell'albero motore, compie un movimento orbitante. Durante questo moto tra le due spirali i gas vengono aspirati all'interno delle due grandi tasche diametralmente opposte. Esse in un primo momento si chiudono progressivamente e poi scorrono verso il centro delle spirali riducendo il loro volume ed effettuando in questo modo la compressione del gas. Quando le tasche raggiungono il centro della spirale, il gas ha raggiunto la pressione di mandata e viene scaricato all'esterno attraverso una luce centrale ricavata nella spirale fissa.

Durante il processo di compressione, ad ogni rivoluzione della spirale diverse tasche vengono compresse in modo simultaneo e in modo simmetrico dando luogo ad un processo molto uniforme, privo quindi di pulsazioni. Sia la fase di aspirazione, sia quella di mandata sono pressoché continue.

Nel processo descritto risultano evidenti alcune caratteristiche proprie dei compressori scroll, di cui è opportuno sottolineare l'importanza.

**Assenza di valvole di aspirazione e mandata.** L'assenza delle valvole produce due importanti vantaggi rispetto ai compressori alternativi:

- annullamento delle perdite di carico introdotte dalle stesse valvole e, di conseguenza, aumento dell'efficienza energetica del ciclo.
- eliminazione del rumore dovuto allo sbattimento delle valvole stesse sulle rispettive piastre e, perciò, funzionamento silenzioso

**Assenza del volume nocivo:** si lavora pertanto con rendimento volumetrico del compressore prossimo al 100%.

**Ridotto numero di parti mobili,** con la conseguenza di minore probabilità di guasti.

I compressori scroll non nascono tutti uguali. In realtà, sebbene funzionanti sul medesimo principio, i compressori scroll si differenziano, anche sensibilmente, gli uni dagli altri sotto il profilo tecnologico e meccanico. I vantaggi di cui sopra possono quindi essere più o meno evidente, più o meno accentuati a seconda delle caratteristiche costruttive. Inoltre la stessa costruzione può esaltare o meno alcune caratteristiche quali: silenziosità, durata, robustezza, capacità di trattare liquido o altre impurità etc [10, 18-19].

### - 2.2.2 Compressori a vite

Il compressore a vite è un compressore volumetrico rotativo. La compressione del gas refrigerante avviene mediante una riduzione progressiva del volume all'interno del quale è alloggiato il refrigerante stesso. Questo tipo di compressore è generalmente costituito da un involucro nel quale ruotano due rotori le cui superfici sono lavorate secondo viti a più principi aventi un determinato profilo.

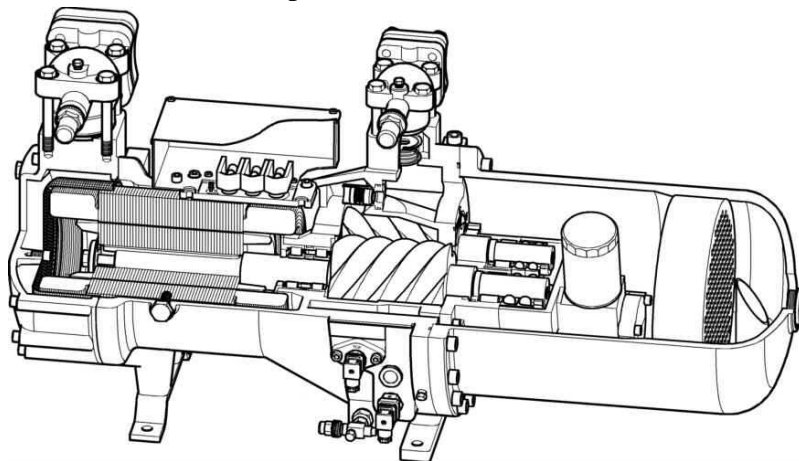


Figura 2-2: spaccato di un compressore Bitzer a vite

Il compressore a vite nasce come compressore a secco per poter comprimere gas senza contaminarli con l'olio. Diversa comunque è la natura dei compressori a vite utilizzati nel campo della refrigerazione. Per ridurre i costi dovuti alla precisione di lavorazione dei due profili, ai sistemi di sincronizzazione e soprattutto per eliminare i problemi dovuti ai carichi assiali sui profili

stessi, essenzialmente dovuti al maggior differenziale di pressione del campo di lavoro dei fluidi frigorigeni, le superfici delle viti vengono messe a contatto tra di loro. Così, delle due viti, la vite maschio è direttamente collegata al motore, mentre l'altra, la vite femmina, viene trainata dal moto della prima. un'abbondante lubrificazione permette il corretto funzionamento del sistema, fungendo, nel contempo, anche da tenuta.

Le caratteristiche peculiari di questo tipo di compressore che lo differenziano, in modo positivo, dal compressore alternativo a pistoni sono [10, 18-19]:

- struttura estremamente semplice
- assenza di valvole, né di aspirazione, né di scarico
- ogni punto dei profili delle viti lavora a pressione e temperatura costante
- olio e refrigerante sono sempre alla stessa temperatura
- portata di refrigerante continua
- assenza di parti in moto alternato

### **Vantaggi del compressore a vite.**

Rispetto ad un compressore alternativo, il numero di parti costruttive, e di quelle in movimento in particolare, è decisamente minore. Abbiamo, nel caso del vite, sostanzialmente solo due rotori contro l'albero motore, le bielle, i pistoni con fasce elastiche di tenuta, le valvole, solo per citare i componenti principali del compressore alternativo. E' ovvio che la probabilità di guasto e l'usura sono decisamente inferiori nel primo caso rispetto al secondo e si riflettono positivamente sia sulla durata complessiva della vita del compressore, sia sul costo della manutenzione ordinaria durante la vita stessa.

Le peculiarità dei compressori a vite non si limitano ad una maggiore affidabilità, ma spaziano anche nel campo dell'efficienza termodinamica in senso lato [10].

### **- 2.2.3 Compressori alternativi**

In questo tipo di compressori i pistoni sono progettati similmente a quelli di un'automobile: corrono all'interno di un cilindro effettuando l'aspirazione e la compressione del gas refrigerante. Ogni cilindro è dotato di una valvola di aspirazione del gas refrigerante e di una valvola di mandata attraverso la quale il gas refrigerante viene incanalato verso il condensatore dopo essere stato compresso.



*Figura 2-3: compressore alternativo Bitzer*

I compressori alternativi vengono definiti aperti quando un'estremità dell'albero a gomiti sporge all'esterno del carter (involucro che contiene i pistoni e il meccanismo interno del compressore). Mentre vengono detti semiermetici quando sia il compressore vero e proprio, sia il motore di trascinamento sono contenuti nello stesso involucro progettato in modo da essere apribile per l'ispezione e la manutenzione. In questo caso l'albero motore e l'albero a gomiti costituiscono un unico pezzo.

I compressori semiermetici sono costruiti in modo da evitare che aria o polveri entrino all'interno dei meccanismi. I compressori alternativi sono detti ermetici quando l'involucro viene saldato e sigillato e le testate dei cilindri non sono accessibili per ispezioni o manutenzioni. Vengono utilizzati nei frigoriferi e congelatori domestici e unità di media potenzialità [10].

## • 2.3 Batterie alettate

### - 2.3.1 Introduzione

Questo tipo di scambiatori di calore trova un vastissimo impiego non solo nella climatizzazione e nella refrigerazione, ma anche in molte industrie operanti nei più svariati settori.



Figura 2-4: batterie alettate di diverse dimensioni

Tali scambiatori sono infatti richiesti in tutti i casi in cui sia previsto un passaggio di calore tra due fluidi, uno dei quali è un gas, quasi sempre aria (non sono rare, tuttavia, le applicazioni in cui il gas sia differente) e l'altro fluido un liquido. Questi tipi di scambiatori sono costituiti da banchi di tubi opportunamente collegati fra loro e, per questo motivo, questo genere di scambiatori sono comunemente chiamati "batterie".

I tubi sono generalmente muniti di alette trasversali attraverso le quali fluisce il gas mentre all'interno di essi scorre un fluido liquido o bifase (in condensazione o evaporazione).

### - 2.3.2 Caratteristiche

Per quanto riguarda l'uso che si fa di questi componenti nel campo della climatizzazione è necessario focalizzare l'attenzione sull'aria che è di gran lunga il gas più comunemente impiegato negli scambiatori gas/liquido. In molte applicazioni si utilizza l'acqua come fluido secondario, ma questa non sempre risulta economicamente accessibile e l'aria è sempre più spesso utilizzata al suo posto; inoltre l'atmosfera è l'ultima sorgente per la maggior parte dei processi di raffreddamento; risulta quindi logico usare direttamente l'aria ambiente ogni qual volta sia possibile. Il fluido aria rispetto all'acqua ha numerosi vantaggi: è disponibile in quantità illimitate, non produce depositi calcarei, di sali, né agevola la formazione di alghe, comporta bassissimi problemi di corrosione, di pulizia, non necessita di alcun tipo di trattamenti chimici, non presenta nessun costo di approvvigionamento, né tantomeno presenta restrizioni per lo scarico; ha, in generale, bassissimo impatto ambientale. D'altro canto i più grandi svantaggi di questo fluido rispetto all'acqua sono legati alla sua bassa densità e al basso calore specifico a pressione costante. Queste caratteristiche impongono grandi volumi di fluido circolante negli scambiatori alettati per poter trasferire il calore [12-14].

### - 2.3.3 Proprietà di scambio termico

Un ulteriore svantaggio dell'aria rispetto all'acqua è legato alla sua bassa conduttività termica che ne limita la capacità di trasferire calore, fornendo bassi coefficienti di scambio termico.

Il coefficiente di scambio termico  $\alpha$  è definito, secondo la nota relazione di Newton, come

$$[q = \alpha \cdot A \cdot \Delta T]$$



Come è risaputo il coefficiente di scambio termico  $\alpha$  dipende dalla configurazione geometrica del deflusso, dalla velocità e dalle proprietà termofisiche del fluido.

Negli scambiatori gas/liquido, l'aria fluisce attraverso il banco di tubi che possono essere allineati o sfalsati.

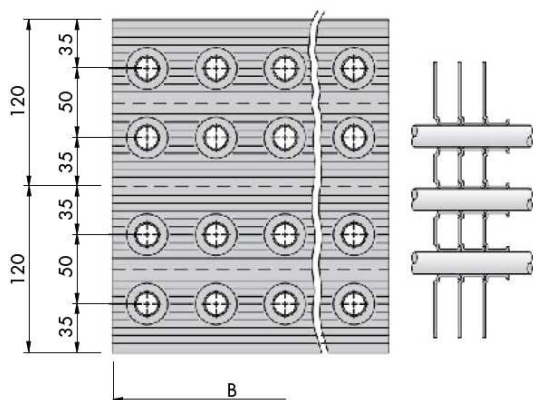


Figura 2-5: Disposizione tubi in linea

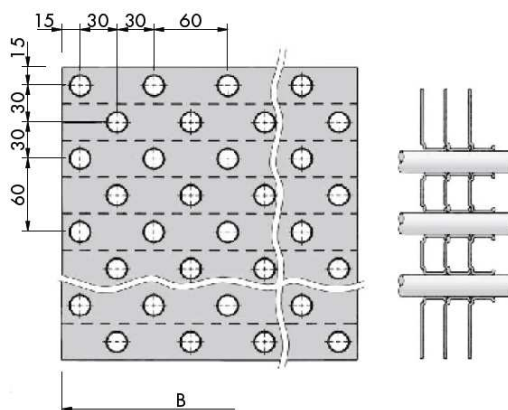


Figura 2-6: Disposizione a tubi sfalsati

Per caratterizzare il banco di tubi si usano, oltre al diametro esterno degli stessi  $D_e$ , altre due grandezze geometriche: il passo tra i tubi  $P_t$  e il passo tra i ranghi  $P_r$ .

Per analizzare la sostanziale differenza tra le caratteristiche di scambio termico dei gas e dei liquidi è necessario porre l'attenzione al valore dei coefficienti di scambio termico lato aria e lato liquido. Si nota subito come i coefficienti di scambio termico per l'aria siano ordini di grandezza inferiori rispetto a quelli del liquido, il che dimostra ancora una volta le basse attitudini allo scambio termico dell'aria.

Richiamando l'analogia tra fenomeni elettrici e termici si capisce come la resistenza dominante sia quella esterna [12-14].

Dalla

$$R_{tot} = \frac{1}{KA}$$

Si può notare come minimizzare la resistenza termica globale significhi massimizzare il prodotto  $KA$ . Questo processo comporta non solo la minimizzazione delle resistenze termiche, ma anche la loro armonizzazione in modo che nessuna sia dominante rispetto alle altre. A valle di queste considerazioni, risulta evidente come, nel caso di deflusso di gas attraverso un banco di tubi, la resistenza su cui concentrare gli sforzi sia quella esterna.

Dalla definizione di resistenza termica convettiva

$$R_{cv} = \frac{1}{\alpha A \Omega^*}$$

(con  $\Omega^*$  efficienza della superficie di scambio) si può notare che un modo per minimizzarla è quello di incrementare l'area di scambio massimizzando il prodotto  $\alpha A \Omega^*$ .

### - 2.3.4 Le alette

L'estensione dell'area di scambio rispetto al tubo liscio può essere eseguita attraverso l'impiego di alette circolari per ogni tubo oppure mediante l'impiego di un'aletta continua comune a tutti i tubi. Quest'ultimo tipo di alette è costituito da piastre, generalmente in alluminio, di spessore sottile e opportunamente forate per consentire l'inserimento dei tubi. Le alette consentono quindi di estendere l'area di scambio termico a partire dal tubo: risulta però illusorio pensare che l'incremento di area sia proporzionale alla loro estensione e che quindi il coefficiente di scambio termico debba essere semplicemente moltiplicato per il loro valore. A titolo di riferimento è importante notare come, con le geometrie più diffuse, i rapporti tra le superfici esterne e superfici interne varino tra 10 e 30.

La relazione scritta sopra, oltre al coefficiente e all'area di scambio termico, contiene anche l'efficienza della superficie estesa  $\Omega^*$  che consente di pesare il contributo dell'area di scambio aggiunta mediante l'impiego di alette. Per esempio, considerando una aletta circolare che, partendo dal tubo, si estende verso l'esterno è dimostrabile che questa comporterebbe un incremento proporzionale alla sua area solamente nel caso in cui la sua temperatura fosse uniforme e pari a quella della base. Tuttavia la temperatura dell'aletta varia lungo la stessa, degradando, via via che ci si allontana dalla base, la sua capacità di trasferire calore. Alla luce di queste considerazioni si definisce quindi l'efficienza dell'aletta  $\Omega$  come il rapporto tra il flusso termico scambiato dall'aletta rispetto a quello che potrebbe essere trasferito se tutta la sua superficie fosse alla temperatura della base dell'aletta. Il valore dell'efficienza è ottenibile mediante diagrammi.

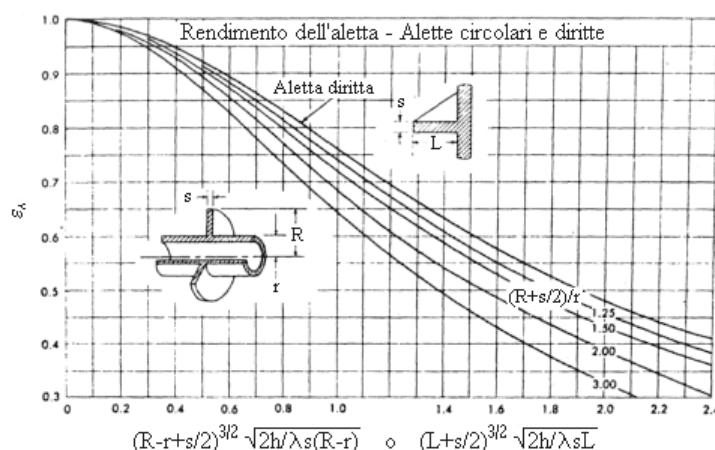


Figura 2-7: Andamento dell'efficienza dell'aletta (shah e Sekulic, 2003)

Una volta definita l'efficienza dell'aletta  $\Omega$  si deve passare alla definizione e al calcolo dell'efficienza della superficie estesa che è costituita dall'area che è esposta al flusso del fluido che la lambisce. Le alette non occupano tutta la superficie del tubo: in particolare, lo spazio tra le alette continue è usualmente tra 1,5 e 2,4 mm. Una parte non trascurabile di tubo con efficienza unitaria scambia calore direttamente con aria: si avrà quindi che l'efficienza della superficie estesa  $\Omega^*$  sarà data da:

$$\Omega^* = 1 - \left( \frac{A_{al}}{A_{tot}} \right) (1 - \Omega)$$

Dove  $A_{al}$  è l'area dell'aletta mentre  $A_{tot}$  è l'area totale, aletta e tubo [12-14].

### - 2.3.5 Evoluzione delle alette

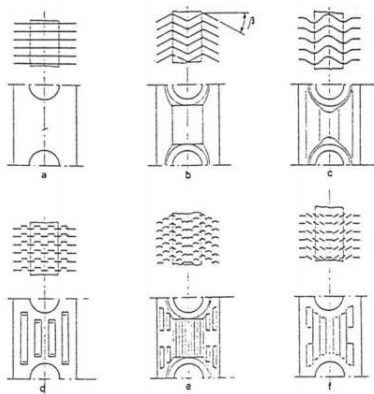


Figura 2-8: Tipi di aletta continua

Le alette continue hanno subito negli anni una costante evoluzione permettendo di incrementare non solo l'area di scambio, ma anche i coefficienti di scambio termico dell'aria. Analizzando cronologicamente i miglioramenti apportati alle alette, ai fini dell'intensificazione dello scambio termico, il primo è stato quello ottenuto con il passaggio dalle alette piane a quelle ondulate e corrugate, ma il successivo e definitivo miglioramento è legato all'introduzione delle alette intagliate.

Queste alette sfruttando il continuo rinnovamento dello strato limite, hanno consentito di raddoppiare il coefficiente di scambio in convezione rispetto alle alette piane di partenza riuscendo tuttavia a contenere l'incremento delle perdite di carico.

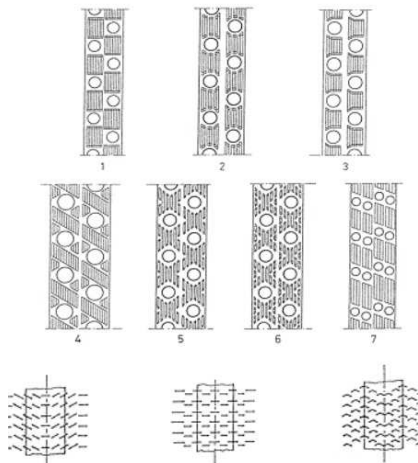


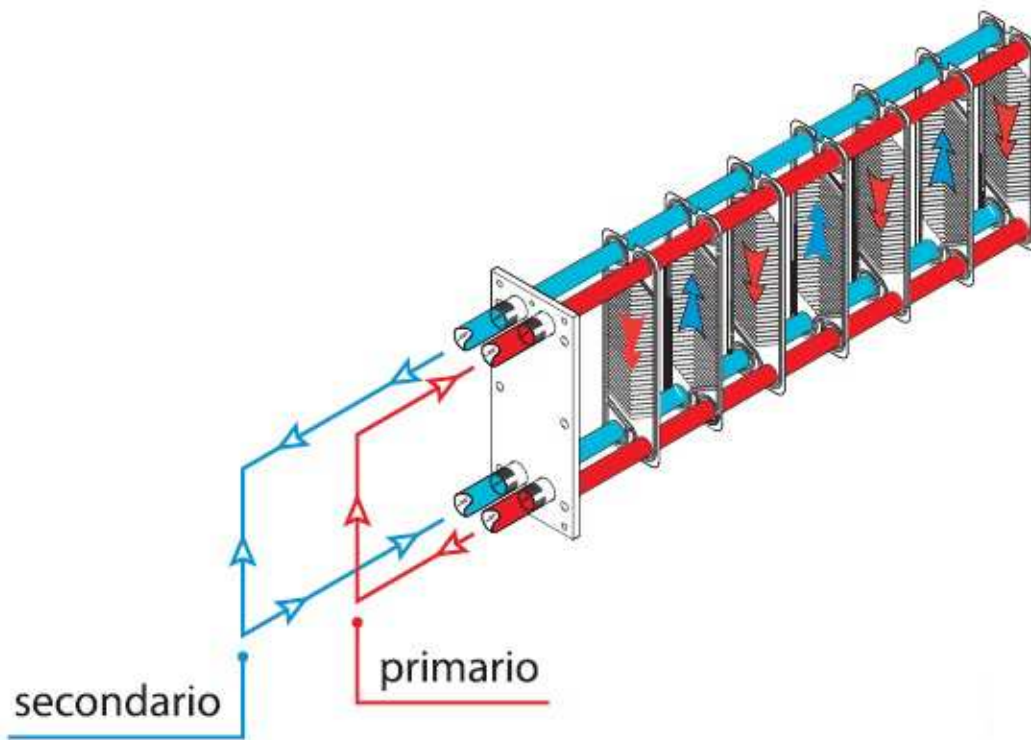
Figura 2-9: Tipo di aletta continua

Il coefficiente di scambio per questo tipo di alette non dipende soltanto dalle loro caratteristiche geometriche, ma anche dal tipo di configurazione in cui vengono inserite. Per le alette continue, in particolare per alette in rame e alluminio lo spessore varia tra 0,1 e 0,3 mm mentre per alette in acciaio lo spessore è generalmente superiore. I valori più elevati del passo tra le alette sono usati nel caso di batterie alettate sulle quali può avvenire la formazione di brina e acqua cioè quelle dedicate al raffreddamento con deumidificazione d'aria [12-14].

## • 2.4 Scambiatori a piastre

### - 2.4.1 Introduzione

Lo scambiatore a piastre consiste essenzialmente in una serie di piastre parallele. Le piastre sono, in genere corrugate per aumentare la turbolenza, la superficie di scambio e per aumentare la rigidità meccanica. Normalmente queste piastre hanno passaggi per la portata di fluido in tutti e quattro gli angoli. Sul pacco di piastre alle estremità sono appoggiati due piastroni, uno fisso e uno mobile. Le piastre sono pressate contro la testata fissa. Sulle piastre sono disposte guarnizioni in modo da prevenire perdite di fluido verso l'esterno e per controllare i flussi dei fluidi attraverso lo scambiatore. I fluidi fluiscono nei passaggi tra le piastre; tali passaggi nella tecnica sono chiamati canali.



*Figura 2-10 : Spaccato di uno scambiatore a piastre SWEP bicircuito*

Le piastre vengono stampate in metalli diversi (acciaio INOX, titanio, leghe varie). Le guarnizioni sono disponibili in varie tipologie di mescole butiliche e siliconiche. Le piastre sono prodotte in serie in spessori variabili mediante specifiche presse di tipo idraulico. Ogni tipo di piastra ha bisogno di uno stampo appositamente progettato.

## - 2.4.2 Scambiatori a piastre saldobrasati



Figura 2-11: Scambiatori a piastre saldobrasati

Esiste un'ampia gamma di COMPACT HEAT EXCHANGERS ossia scambiatori di calore saldobrasati compatti che si distinguono in virtù delle combinazioni di materiali, della pressione nominale e delle funzioni. Il materiale standard è costituito dall'acciaio inox che viene brasato sottovuoto con un metallo di apporto a base di nichel o di rame puro.

I materiali di costruzione di base impongono scelte riguardo il tipo di fluidi con i quali è possibile usare lo scambiatore.

### **Costruzione**

In linea di principio lo scambiatore a piastre saldobrasato è costituito da un pacco di piastre di canali ondulate collocato tra pacchi di piastre di protezione anteriori e posteriori. I pacchi di piastre di protezione sono costituiti da piastre di chiusura, anelli ciechi e piastre di protezione. Durante il processo di brasatura sottovuoto si forma una saldatura su ogni punto di contatto tra le piastre. Si ottiene così uno scambiatore di calore composto da due circuiti separati. Le piastre di chiusura sono utilizzate per sigillare lo spazio tra la piastra di protezione e la prima o l'ultima piastra di scambio. Il numero delle piastre di protezione varia a seconda del tipo e delle dimensioni dello scambiatore e della pressione nominale. Alcune configurazioni prevedono un anello cieco allo scopo di chiudere lo spazio tra la piastra dei canali e la piastra di protezione. In alcune gli anelli ciechi sono integrati nella piastra di protezione e nella prima e ultima piastra dei canali [12-14].

### **Combinazioni di materiali**

Esistono diverse categorie di scambiatori a piastre saldobrasati che si differenziano per le combinazioni dei materiali e le pressioni di progetto. Si parla di scambiatori a piastre completamente in acciaio inox, in acciaio molibdeno, ad alte pressioni.

### **Attacchi.**

Tutti gli attacchi sono brasati allo scambiatore di calore durante il ciclo generale di brasatura sottovuoto, un processo che consente di realizzare un'adesione molto resistente tra l'attacco e la piastra di protezione. In fase di montaggio è importante fare attenzione a non unire la controparte con una forza tale da danneggiare l'attacco.

### **Punti di forza dei saldobrasati**

Rappresentano la migliore tecnologia degli scambiatori di calore e la più efficace ed efficiente soluzione per il trasferimento di calore attualmente sul mercato.

Sono scambiatori estremamente compatti; scambiatori di questo tipo permettono una riduzione del 85-90% nel volume e nel peso se confrontato con scambiatori a fascio tubiero della stessa capacità. Questo significa una grande flessibilità nella progettazione e costi di installazione

ridotti. Non c'è, in questi scambiatori, nessuna "zona morta" in quanto la tecnologia produttiva permette di non utilizzare alcun tipo di guarnizione. Questo permette fino al 25% di maggior capacità di scambio termico in confronto a scambiatori a piastra ispezionabili e fino al 10% se confrontati con scambiatori a fascio tubiero. Lo scambiatore a piastre saldobrasato utilizza una quantità minore di fluidi di scambio necessario ad uno scambiatore a fascio tubiero della stessa capacità. Questo significa minori costi di messa in servizio e maggior rispetto per l'ambiente. Un migliore coefficiente di scambio termico implica una minore differenza di temperatura. Come conseguenza si può ridurre la quantità di fluido di scambio, si possono utilizzare pompe più piccole e, in definitiva, si ottiene una riduzione dei costi energetici. Lo scambiatore lavora efficientemente anche se le differenze di temperatura sono molto basse inoltre è possibile l'utilizzo anche con alte pressioni di esercizio. Altra importante caratteristica sta nel fatto che grazie all'elevata turbolenza all'interno dello scambiatore è garantita una costante pulizia delle superfici di scambio. Questa caratteristica si traduce, dal punto di vista operativo, in un aumento di operatività e in una riduzione dei costi di manutenzione.

Le piastre dello stesso tipo sono realizzate generalmente dallo stesso stampo, brasare con una procedura altamente automatizzata supportata da standard rigorosi di qualità e di controllo. In questo modo la manutenzione e le riparazioni sono drasticamente minimizzate [12-14].

#### - 2.4.3 Scambiatori a piastre ispezionabili



Figura 2-12: Scambiatore a piastre ispezionabile

Tale configurazione garantisce -come si evince dalla denominazione- la possibilità di apertura dello scambiatore per le operazioni di pulizia in caso di utilizzo con fluidi aventi tendenza a lasciare depositi. La modularità permette di modificare (entro certi limiti) la configurazione dello scambiatore anche dopo un periodo di utilizzo. Tuttavia, le piastre ispezionabili non sono particolarmente adatte ai fluidi frigorigeni a causa della scarsa compatibilità delle guarnizioni con i refrigeranti e i loro olii (che ne causano il rapido deterioramento) e delle pressioni di esercizio; trovano invece larga applicazione nello scambio acqua-acqua (senza passaggio di fase).

## • 2.5 Scambiatori a fascio tubiero

### - 2.5.1 Introduzione

Gli scambiatori a fascio tubiero, con le loro varie modifiche costruttive, sono indubbiamente gli scambiatori di calore più largamente diffusi e comunemente utilizzati nei sistemi industriali.



*Figura 2-13: Scambiatori a fascio tubiero*

Oltre ad essere impiegati in applicazioni del condizionamento e della refrigerazione trovano ampio utilizzo nell'industria petrolifera, chimica come generatori di vapore e condensatori e come raffreddatori di olio negli impianti per la produzione di energia elettrica.

A seconda delle applicazioni uno scambiatore a fascio tubiero può realizzare il riscaldamento o il raffreddamento monofase di un liquido o di un gas, la vaporizzazione e la condensazione di fluidi differenti.

### - 2.5.2 Caratteristiche

Le ragioni di questa quasi universale applicabilità sono molteplici. Sebbene non sia molto compatto, è molto robusto e la sua forma lo rende adatto ad applicazioni in pressione. Le sue caratteristiche permettono di avere superfici di scambio variabili tra  $0,1 \text{ m}^2$  a  $100000 \text{ m}^2$  e può lavorare sia in condizioni di vuoto spinto sia oltre i 1000bar con temperature che possono variare dalla criogenia fino ad arrivare ai 1400K. Gli scambiatori a fascio tubiero possono essere, in linea di massima, facilmente puliti e i componenti maggiormente esposti a rottura (tubi e guarnizioni) possono essere facilmente sostituiti.

Dal punto di vista costruttivo uno scambiatore a fascio tubiero è composto da un fascio di tubi a sezione circolare montati in un mantello con l'asse dei tubi parallelo a quello del mantello stesso. Un fluido fluisce all'interno dei tubi mentre l'altro scorre attraverso e lungo il banco di tubi; i principali componenti di questo tipo di scambiatore sono: i tubi (fascio di tubi), il mantello, la testata anteriore e quella posteriore, le piastre tubiere e i diaframmi [12-15].

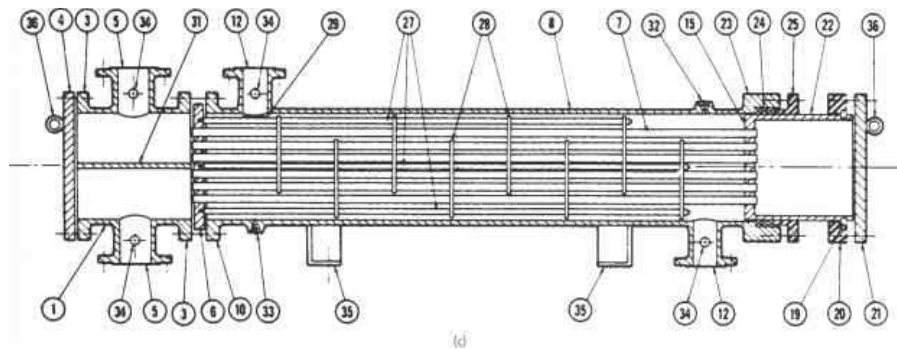


Figura 2-14: Tipiche parti e componenti dello scambiatore a fascio tubiero

- |                                                  |                                           |
|--------------------------------------------------|-------------------------------------------|
| 1. Testata fissa—"Channel"                       | 21. Coperchio della testate mobile        |
| 2. Testata fissa—"Bonnet"                        | 22. Mantello della piastra tubiera mobile |
| 3. Flangia della testate fissa—Channel or Bonnet | 23. Flangia con premistoppa               |
| 4. Coperchio della testate tipo Channel          | 24. Riempimento con tenuta                |
| 5. Attacco della testate fissa                   | 25. Anello premistoppa                    |
| 6. Piastra tubiera fissa                         | 26. Anello a lanterna                     |
| 7. Tubi                                          | 27. Tiranti e distanziatori               |
| 8. Mantello o fasciame                           | 28. Diaframmi                             |
| 9. Fondo del mantello                            | 29. Diaframma d'urto                      |
| 10. Flangia del mantello, lato testate fissa     | 30. Diaframma longitudinale               |
| 11. Flangia del mantello, lato testate mobile    | 31. Setto di divisione                    |
| 12. Attacco del mantello                         | 32. Attacco sfiato                        |
| 13. Flangia del coperchio del mantello           | 33. Attacco spurgo                        |
| 14. Giunto di dilatazione                        | 34. Attacco strumenti                     |
| 15. Piastra tubiera mobile                       | 35. Sella di supporto                     |
| 16. Coperchio della testate mobile               | 36. Orecchia                              |
| 17. Flangia della testate mobile                 | 37. Mensola di supporto                   |
| 18. Collare della testate mobile                 | 38. Stramazzo                             |
| 19. Anello di fissaggio della controflangia      | 39. Attacchi di livello                   |
| 20. Controflangia                                |                                           |

La normativa TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) prevede diverse denominazioni per gli scambiatori a fascio tubiero a seconda del tipo di testata anteriore, del tipo di fasciame e del tipo di testata posteriore. Le varie denominazioni sono caratterizzate dall'uso di tre lettere: la prima lettera si riferisce al tipo di testata anteriore, la seconda riguarda il tipo di mantello mentre la terza riguarda il tipo di testata posteriore.

### - 2.5.3 Tubi

I tubi generalmente utilizzati per costruire il fascio sono generalmente circolari con diametri differenti a seconda delle applicazioni. I tubi piccoli presentano problemi legati alla pulizia interna. In generale, si utilizzano tubi con diametro esterno compreso tra 6 e 50mm anche se nelle applicazioni più comuni il diametro esterno è compreso tra 9 e 26mm.

I tubi possono essere lisci o possono presentare delle superfici intensificate all'esterno: questi ultimi sono usati quando le caratteristiche di scambio termico del fluido esterno sono sostanzialmente peggiori rispetto a quelle del fluido che scorre all'interno dei tubi, in modo da riequilibrare le resistenze termiche.



La lunghezza dei tubi influenza i costi dello scambiatore; più lunghi sono i tubi, per una data superficie di scambio, minore è il numero di tubi che devono essere impiegati, di fuori che devono essere fatti, più piccolo il diametro del mantello e quindi minori saranno i costi . Ci sono, tuttavia, molte limitazioni a questa regola generale; possiamo affermare che il rapporto tra il diametro del mantello e la lunghezza dei tubi dovrà variare tra 1/5 e 1/15 . La lunghezza massima dei tubi è spesso legata al luogo nel quale verrà inserito lo scambiatore e alla lunghezza massima trasportabile (30m circa) [15].

I tubi costituenti il fascio vengono fissati sulle piastre tubiere per mandrinatura o per saldatura e tali piastre sono chiuse da opportune testate, di solito collegate al fasciame mediante delle flange. Tali testate guidano il fluido all'interno del tubo e possono essere dotate di setti in modo da generare diversi passaggi lato interno.

#### - 2.5.4 Diaframmi

I diaframmi hanno due scopi fondamentali: sostengono il fascio di tubi limitandone le vibrazioni e guidano il fluido esterno attraverso il banco di tubi. La distanza tra i diaframmi è fondamentale nel corretto dimensionamento di uno scambiatore a fascio tubiero, avvicinando i diaframmi si aumenta la velocità tra i tubi, migliorando le prestazioni termiche a discapito delle perdite di carico. Nella pratica comune la distanza tra i diaframmi è fissata tra 0.2 e 0.1 volte il diametro del fasciame.

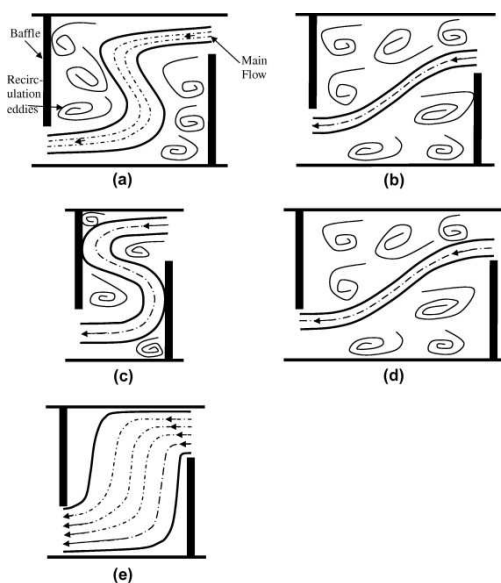


Figura 2-15: Effeto della configurazione dei diaframmi sul deflusso del fluidi.

La figura mostra l'effetto della scelta della distanza tra i diaframmi e del taglio degli stessi. In particolare quest'ultimo è determinato in modo da garantire per quanto possibile che l'area di deflusso normale ai tubi tra due diaframmi adiacenti sia uguale a quella di deflusso in finestra. Un taglio troppo piccolo o troppo grande rispetto alla distanza tra i diaframmi non permette un'ottimale distribuzione del campo di velocità del fluido tra i tubi generando molte zone di ristagno. Le zone di ristagno, soggette a basse velocità, sono caratterizzate da una bassa efficienza di scambio termico e sono i luoghi dove si accumulano i detriti trasportati dal fluido. D'altra parte la distanza tra i diaframmi è soggetta ad un limite minimo e ad un limite massimo in relazione alla prestazione termoidraulica e al sostegno che deve essere fornito ai tubi [15].

La figura mostra alcuni tipi di diaframmi scelti tra i vari proposti in letteratura. Il tipo più comune è quello a segmento (il primo in alto) con un taglio che varia tra il 15% e il 30%. Il diaframma a disco e ad anello (ultimo in basso) permette di ridurre le perdite di carico del 60% ed è consigliato in quelle applicazioni nelle quali è necessario mantenere contenute le perdite di carico. L'efficienza dello scambio termico e delle perdite di carico del lato esterno non dipendono solo dalla configurazione dei diaframmi, dalla loro forma e distanza, ma anche dalla disposizione dei tubi costituenti il fascio [15].

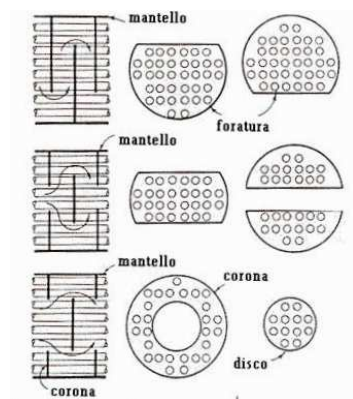


Figura 2-16: differenti tipi di diaframmi

### - 2.5.5 Disposizione dei tubi del fascio

Come evidenziato dalla figura i tubi del fascio possono essere disposti in quattro diverse configurazioni che formano delle maglie quadrate ( $90^\circ$  o  $45^\circ$ ) o triangolari ( $30^\circ$  o  $60^\circ$ ).

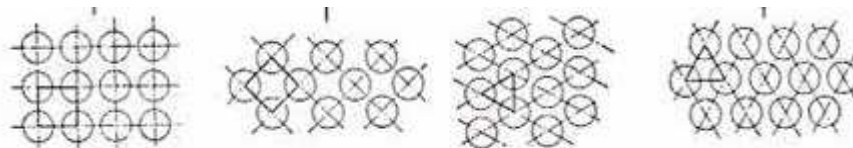


Figura 2-17: Diversi tipi di reticolo

Dal punto di vista dello scambio termico la migliore disposizione è quella a maglia triangolare con un angolo di  $30^\circ$ ; questa consente di ottenere fasci più compatti presentando, per un dato mantello, la più elevata superficie di scambio associata ai più elevati coefficienti di scambio e alle più alte perdite di carico.

Una configurazione che, a parità di passo, dà luogo a buoni coefficienti di scambio limitando le perdite di carico (rispetto alla configurazione a  $30^\circ$ ) è quella che prevede la maglia quadrata ruotata di  $45^\circ$ . Fissato il mantello, con questa disposizione si possono inserire solo l'85% dei tubi rispetto alla disposizione triangolare a  $30^\circ$ . La disposizione a maglia quadrata a  $90^\circ$  (tubi allineati) non incrementa la turbolenza ed è consigliata quando si vogliono limitare le perdite di carico mentre è sconsigliabile in regime laminare. Il reticolo triangolare ruotato a  $60^\circ$  risulta essere meno efficiente rispetto alla configurazione a  $30^\circ$  e per questo è poco utilizzato.

Il rapporto tra il passo e il diametro esterno dei tubi viene mantenuto compreso nell'intervallo tra 1.25 e 1.5. E' buona pratica non utilizzare dei rapporti inferiori a 1.25 per non incorrere in problemi di mandrinatura e/o di pulizia del fascio. Al diminuire del passo cresce il numero di tubi alloggiabili in uno stesso mantello e, al contempo, crescono le perdite di carico [15].

### - 2.5.6 Numero di passaggi

Come detto precedentemente è possibile ottenere differenti configurazioni in relazione al numero di passaggi lato fascio e lato fasciame. In entrambi i casi si utilizzano dei setti che permettono di convogliare il fluido nella zona desiderata e ottenere il numero di passaggi richiesti. Normalmente, quando si vuole realizzare più di un passaggio lato interno tubi (fascio) si

inseriranno uno o più setti nelle testate. Nel caso di due passaggi lato fascio è possibile utilizzare dei tubi a U che permettono di eliminare la testata posteriore e consentono di avere l'ingresso e l'uscita nello stesso lato. Allo stesso modo è possibile inserire all'interno del fascio, tra i tubi, dei setti longitudinali che consentono di guidare il fluido lungo più passaggi esterni.

### - 2.5.7 Testate e piastre Tubiere

Un'ultima annotazione tecnologica riguarda le testate e le piastre tubiere; in particolare, lo scambiatore può presentare le piastre tubiere fisse saldate sul fasciame che realizzano un sistema economico che rende però inaccessibile il lato esterno oppure delle testate flottanti con le quali il fascio di tubi risulta estraibile. Un fascio di tubi estraibile consente la pulizia e non è soggetto a dilatazioni termiche differenziali, tuttavia questa configurazione rende lo scambiatore più costoso e presenta una non trascurabile zona di by-pass tra il fascio di tubi e il mantello. Questa sezione anulare necessaria per consentire l'inserimento dei bulloni per garantire la tenuta fa decadere le prestazioni dello scambiatore stesso; per questo motivo, quando la distanza tra fascio di tubi e fasciame supera i 15mm si prevede l'impiego di particolari strisce metalliche (denominate "sealing strips") che hanno la funzione di bloccare la portata di bypass [15]

## • 2.6 Valvole di espansione termostatiche e automatiche

### - 2.6.1 Generalità

La valvola di espansione è un componente capace di portare il refrigerante dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione.

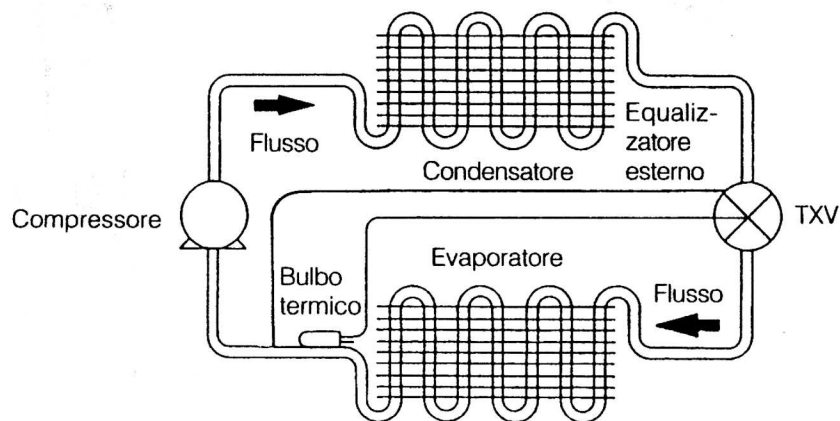


Figura 2-18: circuito frigo semplificato con valvola termostatica

Fig. 1

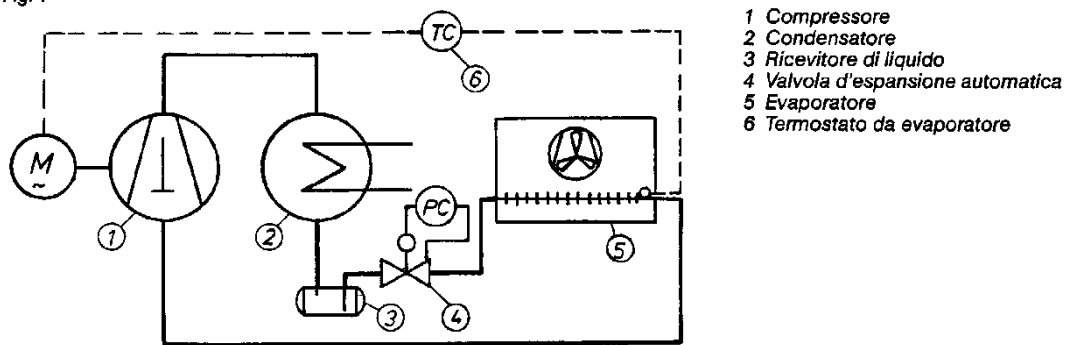


Figura 2-19: circuito frigo semplificato con valvola d'espansione automatica

Il refrigerante a monte della valvola si trova in uno stato di liquido. Una improvvisa riduzione di pressione lo porta in condizione di liquido saturo con un piccolo titolo di vapore. A questo punto inizia il processo di ebollizione del refrigerante all'interno dell'evaporatore.

### - 2.6.2 Valvole d'espansione automatiche e termostatiche

Sono dispositivi di controllo di tipo proporzionale e hanno il compito di regolare il flusso del refrigerante al variare delle condizioni di carico termico nell'evaporatore.

#### *Valvole d'espansione automatiche (valvole a pressione costante)*

Le valvole d'espansione automatiche mantengono costante il valore della pressione di evaporazione ad un valore prefissato durante tutto il ciclo di funzionamento del compressore. Queste valvole hanno come limite quello di non reagire alle variazioni del carico termico dall'evaporatore; tuttavia è possibile variare entro certi limiti il valore della pressione che si desidera mantenere costante nell'evaporatore ruotando la vite di regolazione in dotazione alle valvole.

Le valvole automatiche possono trovare impiego soltanto in impianti con un solo evaporatore.

Al termine del ciclo di refrigerazione, a compressore fermo, la pressione nell'evaporatore aumenta e provoca la chiusura della valvola [10].

#### *Valvole d'espansione termostatiche*

Le valvole d'espansione termostatiche regolano l'afflusso del refrigerante nell'evaporatore in base al surriscaldamento del refrigerante al termine dell'evaporatore stesso.



Figura 2-20: valvole d'espansione termostatiche CASTEL

La valvola termostatica lascia affluire all'evaporatore la quantità di refrigerante che, in base alle condizioni di esercizio stabilite, è in grado di evaporare; in questo modo la superficie di scambio termico dell'evaporatore è utilizzata nel modo migliore.

Le valvole termostatiche trovano impiego nei seguenti casi:

- impianti con uno o più evaporatori
- impianti con comando termostatico o pressostatico del compressore

### - 2.6.3 Costruzione

Il tipo di valvola di espansione termostatica generalmente usata per la refrigerazione è composta da due parti che devono lavorare insieme. La prima è il corpo valvola che lavora come attuatore del sistema di regolazione, la seconda è l'orificio che contiene l'elemento regolatore vero e proprio e realizza l'espansione del fluido refrigerante.

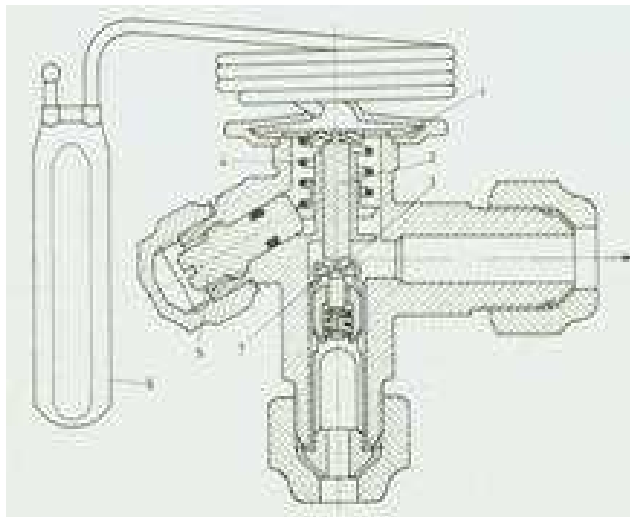


Figura 2-21: spaccato di una valvola termostatica

**Assieme corpo:** l'elemento è composto di due sotto elementi; l'elemento termostatico e il corpo con tutti i suoi componenti interni. L'elemento termostatico è il "motore" della valvola. Un bulbo sensibile è collegato al gruppo diaframma tramite un tubo capillare di una certa lunghezza che ha il compito di trasmettere la pressione all'interno del bulbo alla camera superiore del gruppo diaframma. La pressione all'interno del bulbo è direttamente correlata alla temperatura della carica termostatica cioè alla sostanza contenuta nel bulbo.

Un alberino scorre all'interno del corpo e trasferisce il movimento del diaframma all'otturatore posto all'interno del gruppo orificio.

Nel momento in cui la pressione di carica termostatica aumenta il diaframma deflette verso il basso trasferendo questo spostamento all'otturatore il quale si allontana dalla sua sede e libera un accesso al fluido. L'elemento di contrasto è generalmente costituito da una molla che agisce sotto il diaframma. Il carico dell'elemento di contrasto può essere generalmente variato con una vite di regolazione così da rendere la valvola adatta a condizioni di funzionamento diverse.

**Gruppo orificio:** il gruppo orificio intercambiabile garantisce un'ampia gamma di potenzialità. L'alloggio esterno contiene i seguenti elementi: corpo, otturatore, sede, molla, filtro. La solida costruzione del gruppo orificio e dei suoi componenti interni garantisce che otturatore e sede resistano a sollecitazioni di ogni tipo (cavitazione, colpi d'ariete, improvvise variazioni di temperatura e pressione, impurità). La molla tiene l'otturatore stabilmente a contatto con la sede in modo da minimizzare il trafilamento attraverso la valvola. Questa soluzione non è comunque tale da garantire una chiusura totale. Per garantire questo tipo di precisione è necessaria l'installazione di una valvola a solenoide a monte della valvola di espansione termostatica []

#### - 2.6.4 Funzionamento delle valvole d'espansione termostatiche

Il funzionamento è determinato dal gioco di tre pressioni che agiscono sull'elemento di misura (diaframma) situato generalmente nella parte superiore delle valvole.

La forza corrispondente alla pressione  $p_1$ , esistente nel bulbo o nel complesso bulbo/soffietto, dipende dalla temperatura assunta dal bulbo stesso a contatto con la parte finale dell'evaporatore e agisce in modo che l'elemento mobile, situato nella sede della valvola, tenda ad aprire la sede di passaggio del refrigerante verso l'evaporatore. Viceversa, le forze corrispondenti alla pressione  $p_0$  esistente nell'evaporatore e alla pressione  $p_3$  della molla di regolazione, agiscono in senso opposto, in modo che l'otturatore tenda a chiudere il passaggio del refrigerante. Finché i valori  $p_0$ ,  $p_1$  e  $p_3$  si bilanciano (ossia  $p_1 = p_0 + p_3$ ), permane la posizione di apertura e la valvola consente al refrigerante di passare nell'evaporatore. Se tuttavia l'evaporatore riceve una quantità di refrigerante inferiore alla sua momentanea necessità, il bulbo risente dell'aumento di temperatura che si verifica nell'evaporatore, aumenta  $p_1$  e determina una ulteriore apertura dell'orificio di passaggio del refrigerante. La valvola si comporta allo stesso modo in caso di abbassamento della pressione  $p_0$  nell'evaporatore, mentre la diminuzione della temperatura del bulbo o l'aumento della pressione  $p_0$  nell'evaporatore provocheranno la chiusura della valvola stessa.

Questa situazione permane finché la pressione  $p_1$  nel bulbo della termostatica, a causa dell'aumento di temperatura nel bulbo stesso, non supera le pressioni  $p_0$  e  $p_3$  (o la somma delle pressioni  $p_0$  e  $p_3$ ).

Se si ferma il compressore, viene a cessare l'azione di aspirazione del refrigerante dall'evaporatore, la pressione  $p_0$  aumenta rapidamente e la valvola termostatica chiude [10].

#### - 2.6.5 Surriscaldamento

Come già detto la valvola termostatica è un dispositivo di controllo proporzionale. L'elemento sensibile della valvola d'espansione termostatica, il bulbo, è applicato alla fine dell'evaporatore, in modo da poter rilevare il grado di surriscaldamento del refrigerante al termine dell'evaporatore.

La miscela di liquido e vapore entra nell'evaporatore e deve essere completamente evaporata. Tra il punto di fine evaporazione il punto dove è fissato il bulbo il vapore di refrigerante si surriscalda, ossia assume una temperatura superiore alla temperatura di saturazione che il refrigerante avrebbe alla stessa pressione.



## 3. Software di progettazione aziendale

### • 3.1 Presentazione del software UNILAB Shark

Il modulo Shark è un programma “general purpose” basato su software CAD per la progettazione e la simulazione di refrigeratori di liquido, pompe di calore, condizionatori, moto condensanti, moto evaporanti, condensatori remoti, ecc.



*Figura 3-1: Logo della software house Unilab.*

Basato su una logica semplice ed intuitiva, consente di progettare in un unico ambiente di lavoro una nuova unità collegando tra di loro gli elementi che costituiscono il circuito frigorifero:

- evaporatori e condensatori (ad aria, a piastre o a fascio tubiero)
- compressori
- ventilatori (assiali e centrifughi) e altre resistenze al flusso dell'aria

Il programma permette di inserire all'interno del suo archivio unità di tipologia differente e produrre progetti molto dettagliati.

È possibile calcolare:

- refrigeratori di liquido (ciclo diretto, con inversione lato refrigerante o idraulica) con o senza recupero di calore (parziale e totale) o freecooling;
- condizionatori;
- close control unit;
- moto condensanti;
- unità ventilate;
- unità multifunzione 2, 4 o 6 tubi;

tutte le unità possono essere calcolate sia con acqua che con varie percentuali di glicole etilenico/propilenico.

Shark trova il punto di convergenza del sistema e fornisce una tabella dettagliata dei risultati di calcolo che comprende:

- temperatura di evaporazione;
- temperatura di condensazione
- potenza frigorifera/totale/sensibile
- potenza e corrente assorbita del compressore e dei ventilatori
- EER e COP, ESEER

e, per quello che riguarda i singoli componenti



- temperatura uscita aria;
- umidità relativa;
- superficie di scambio;
- perdite di carico;
- portate;
- ecc.

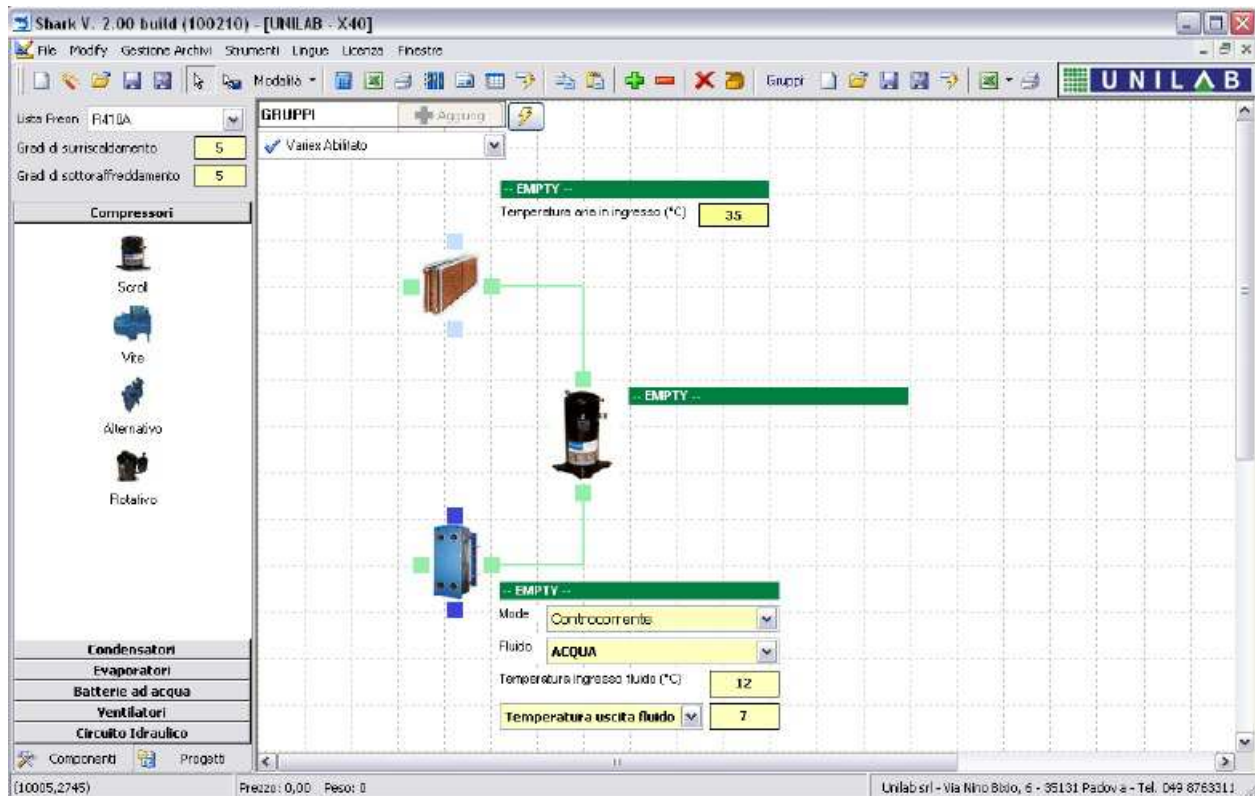


Figura 3-2: Ambiente di lavoro di Shark

Shark comprende un archivio di componenti standard, già caricati, dei maggiori operatori del settore, archivio che viene aggiornato costantemente man mano che vengono rilasciati aggiornamenti dei dati da parte dei vari costruttori.

In parallelo è possibile creare librerie completamente personalizzate: procedure guidate aiutano l'utente nell'inserimento dei dati e nella messa a punto del sistema in fase di calcolo.

## • 3.2 Altre caratteristiche

### - Sistema di taratura

E' previsto un sistema di taratura specifico per ogni tipologia di componente e generico (complessivo del sistema) per adattare i risultati con i dati di catalogo già pubblicati

- **Calcolo della parzializzazione della portata dei ventilatori** assiali al variare della temperatura di condensazione (Variex)

- **Possibilità di parzializzare le unità multi compressore scroll e multi circuito** con informazioni circa quali compressori sono accesi e quali sono spenti

- **Parzializzazione dei compressori a vite** da 0 a 100% di resa
- **Possibilità di parzializzare il gruppo ventilante: on/off dei ventilatori**
- **Gestione del n° di step di parzializzazione** (da 1 a 20) e calcolo automatico delle parzializzazioni
  - **Creazione di tabelle Excel** di resa o perdite di carico (solo per le unità di tipo fancoil o acqua/aria) di una singola unità o di una serie al variare delle temperature
  - **Creazione di stampe dettagliate riportanti tutti i dati tecnici delle unità**
  - **Archivio personalizzabile degli scambiatori e di tutti i componenti**
  - **Possibilità di condividere l'archivio del programma in rete** su un server di tipo Microsoft SQL Sever in modo che i componenti inseriti siano immediatamente disponibili per tutto l'ufficio tecnico.
  - **Calcolo automatizzato del ESEER (parametro di efficienza stagionale)**

Poiché il risparmio energetico assume sempre più un ruolo predominante nella progettazione degli impianti in ambito civile, sia a causa delle normative internazionali sia per l'aumento del costo dell'energia, la spinta del mercato verso soluzioni ad elevata efficienza è sempre più forte. Attraverso l'introduzione di un pannello di controllo molto avanzato Shark permette anche la simulazione dell'unità alle varie condizioni di parzializzazione, completamente personalizzabili dall'utente.

È possibile infatti specificare, per ogni gradino di parzializzazione, quali compressori (scroll) e ventilatori siano accesi o, nel caso di compressori a vite specificarne la parzializzazione in percentuale, simulando perciò l'apertura del cassetto del compressore.

Queste funzionalità, oltre al fatto che il calcolo viene fatto con componenti reali, effettivamente reperibili sul mercato, rendono lo strumento di simulazione sicuramente efficace. Tale strumento permette al progettista di analizzare con estrema precisione il funzionamento di qualunque tipologia di unità nel suo contesto reale.

- **Fogli Excel di generazione dei progetti**

Con il software Shark si hanno a disposizione strumenti basati su fogli di calcolo Excel che permettono la creazione e la taratura di molte unità in modo completamente automatico. Una volta creati i progetti, grazie al foglio Excel di taratura sarà possibile tarare ogni singola unità introducendo perdite di carico aggiuntive lato aria (resistenze interne al frame) per ottenere una simulazione più precisa dell'unità a qualunque condizione di lavoro.

- **Serie di unità**

Implementati i vari progetti è possibile legare insieme diverse unità della stessa tipologia in una serie, sulla quale è possibile eseguire operazioni globali, come la generazione delle tabelle di resa dell'intera serie [17].

## • 3.3 Gestione delle librerie

### - 3.3.1 inserimento compressori nella libreria costumer

I parametri necessari a Shark per poter gestire un compressore sono ricavati dagli output ottenuti dai programmi di selezione che le case produttrici dei compressori stessi utilizzano come strumento di vendita e progettazione.

È necessario quindi aprire il programma di selezione del componente che si desidera inserire e procedere con la selezione del compressore.

Dal programma di selezione, dopo aver eseguito il calcolo del compressore (nel punto caratterizzato da determinata temperatura di condensazione ed evaporazione con specifiche temperature di surriscaldamento e sottoraffreddamento), si possono estrarre i coefficienti delle curve polinomiali (descriventi la variazione delle grandezze fondamentali nel piano Temperatura di evaporazione/Temperatura di condensazione) da inserire all'interno di Shark.

Ogni casa produttrice ha un proprio software di selezione componenti.

The screenshot shows a software window titled 'Modello compressore' for a compressor model 'GSD8-0295VA'. It contains several input fields and tables:

- Dati caratteristici della curva:**
  - Surriscaldamento: 5
  - Sottoraffreddamento Rif.: 5
  - Coefficienti polinomiale: 10
- Area di validità della curva:**
  - Temperatura di cond. (min): 20,0
  - Temperatura di cond. (max): 65,6
  - Temperatura di evap. (min): -23,9
  - Temperatura di evap. (max): 15,0
- Table of Polynomial Coefficients:**

#	CAPACITA'	#	CORRENTE	#	POTENZA ASSORBITA
1	1,03E+05	1	0,88E+00	1	3,32E+03
2	2,43E+03	2	-1,78E-01	2	-1,18E+02
3	-1,21E+03	3	-6,04E-01	3	-4,00E+02
4	4,81E+01	4	-2,91E-03	4	-1,83E+00
5	-2,47E+01	5	8,97E-03	5	5,05E+00
6	1,29E+01	6	-1,02E-02	6	-5,22E+00
7	2,37E-01	7	-4,46E-06	7	-7,15E-04
8	-3,74E-01	8	7,54E-05	8	4,74E-02
9	-3,11E-02	9	-1,22E-04	9	-7,84E-02
10	-1,26E-01	10	1,60E-04	10	8,73E-02

Below the table are three 'Fattore' (Factor) input fields: 0,001000, 1,000000, and 0,001000. At the bottom, there are radio buttons for selecting the coefficient type: CAPACITA', CORRENTE, and POTENZA ASSORBITA.

Figura 3-3: inserimento coefficienti polinomiali del compressore

I dati estraibili dai vari programmi sono circa gli stessi, tuttavia la procedura di estrazione coefficienti della polinomiale nei software di selezione può essere molto diversa. I coefficienti delle polinomiali che vengono esportati dai vari programmi di selezione posso essere composti da 10 o da 12 valori; per il corretto inserimento dei valori è quindi necessario spuntare, nel menu a tendina che porta la dicitura "Coefficienti Polinomiale", il numero di coefficienti che il software di selezione ci fornisce.

N.B. (Shark richiede i coefficienti di: capacità [kW], corrente [A] e potenza assorbita [kW]); il programma di selezione della Bitzer, così come i programmi di selezione di altri costruttori, fornisce i coefficienti delle potenze in W. Risulterà quindi necessario applicare il fattore moltiplicativo ( $10^{-3}$ ) alle colonne relative ai coefficienti della polinomiale rappresentanti la capacità e la potenza assorbita.

Una volta inseriti tutti i parametri si può testare il compressore appena inserito. Nella schermata Test si possono impostare i valori delle temperature di condensazione ed evaporazione (ai quali vogliamo testare il compressore), quelli di surriscaldamento e sottoraffreddamento e il valore della potenza nominale.

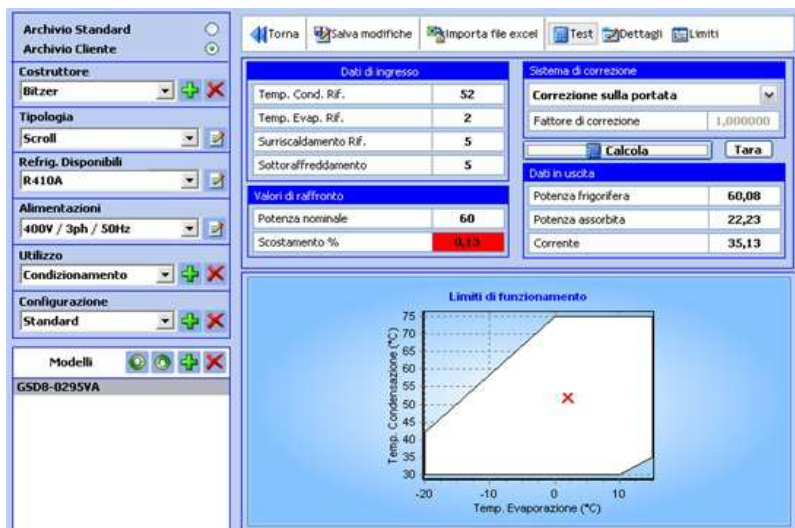


Figura 3-4: taratura del compressore inserito

Il valore della potenza nominale è ottenibile interrogando il software di selezione del compressore sul funzionamento nello stesso punto (temperatura di condensazione ed evaporazione di riferimento) che abbiamo scelto per il calcolo in Shark e con gli stessi valori di temperatura di surriscaldamento e sottoraffreddamento.

Cliccando sul tasto “Calcola” il programma andrà ad eseguire il calcolo e rilascerà i dati in uscita.

Attraverso il tasto “Tara” è possibile permettere al software di rendere il risultato ottenuto dal proprio calcolo della potenza coerente con il valore restituito dal software di selezione per i valori di temperatura selezionati. Per avere ulteriori feedback sul corretto inserimento del compressore è possibile testare il compressore in un punto di funzionamento diverso da quello di taratura (punto nel quale il valore di potenza coincide con quello del software di selezione). Il confronto tra i valori ottenuti da Shark e quelli restituiti dal software di selezione permette di verificare se si sono compiuti errori macroscopici nell’ inserimento del componente nella libreria

### - 3.3.2 Inserimento ventilatori nella libreria costumer

I parametri necessari a Shark per poter gestire un ventilatore sono ricavati dalle curve di funzionamento fornite dai costruttori.

**Strumento Digitizer** - acquisizione curve ventilatori da curve grafiche disponibili su file.

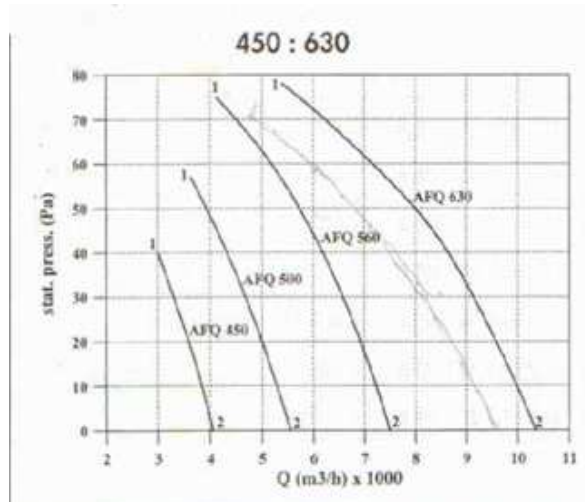


Figura 3-5: Curva caratteristica ventilatore

Questa modalità è applicabile anche con curve “cartacee” acquisite per scannerizzazione dei cataloghi e per qualsiasi tipologia di ventilatore. Operazioni preliminari per l’acquisizione del campo di lavoro: Selezionato il file con le curve di interesse e centrato il più possibile il campo di lavoro sulla schermata di Digitizer, si può procedere alla definizione dell’area del campo di lavoro.

Si inizia sempre dal punto di origine (punto 1 - definizione fisica in abbinamento all'impostazione delle coordinate) e poi si acquisiscono allo stesso modo i punti alle estremità degli assi (punti 2 e 3). Si selezionano poi undici punti sulla curva del ventilatore che serviranno all'applicativo per riconoscere prima e riprodurre poi la curva stessa.

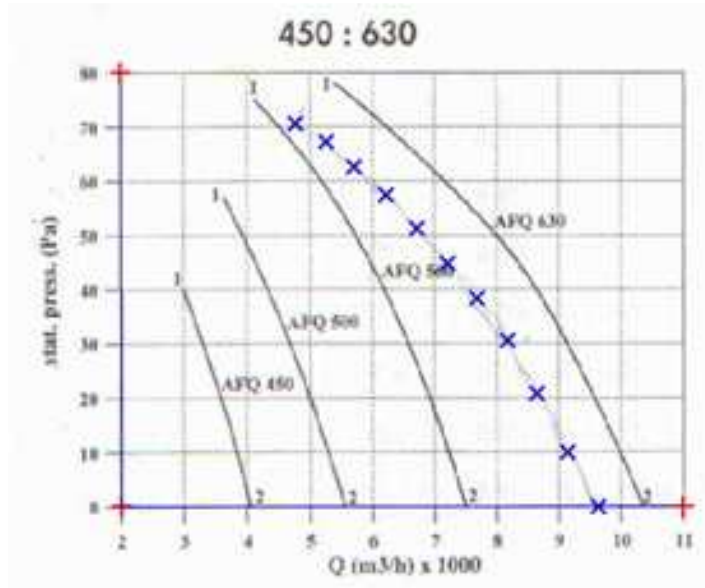


Figura 3-6: Acquisizione curva caratteristica con Digitizer

### - 3.3.3 Inserimento scambiatori nella libreria costumer

GEOMETRIA					
Costruttore	ACM	Descrizione	25x22 d.8 CS		
Geometria	25x22 d.8 CS	Aletta (Integrale/Spiroidale)	Integrale		
Modaltà	Riscaldamento	Passo (Sfalsato/Allineato)	Sfalsato		
Nuovo		Salva			
Elimina		Copia in altra modalità			
Modaltà Destinazione		Riscaldamento			
Fattore Corrugazione Aletta	1,150	Fattore Inclinazione Corrugazione Aletta	1,000		
Fattore Coeff. Lato Tubo	1,000	Fatt. Incl. Coeff. Lato Tubo	1,000		
Fattore Corr. Fattore Attrito	1,000	Fatt. Incl. Corr. Fattore Attrito	1,000		
Fattore Attrito Aria	1,250	Fattore Inclinazione Attrito Aria	1,000		
Fattore Rid./Aum. Superficie	1,000	Rapp. Superfici Interne Tubo	1		
Rid. Area Pass. Tubo	1,000	Fattore Attrito Aria Latente	1,000		
Geometria	Passo Ranghi (mm)	Passo Tubi (mm)	Diam. Esterno Tubo (mm)	Spessore Tubo (mm)	Spessore Aletta (mm)
25x22 d.8 CS	21,65	25,00	7,94	0,25	0,10
25x22 d.8 LS	21,65	25,00	7,94	0,25	0,10
25x22 d.10 CS	21,65	25,00	9,52	0,28	0,10
25x22 d.10 LS	21,65	25,00	9,52	0,28	0,10
30x26 d.10 CS	25,98	30,00	9,52	0,28	0,10
30x26 d.10 LS	25,98	30,00	9,52	0,28	0,10

Figura 3-7: Inserimento delle caratteristiche geometriche della batteria alettata

L'inserimento di batterie alettate prevede la definizione della geometria prima e delle dimensioni poi. La definizione della geometria consiste nella scelta del passo tra i tubi, del passo tra i ranghi, del diametro dei tubi, del passo tra le alette e dei materiali. La definizione delle dimensioni consiste nella scelta del numero di ranghi, del numero di tubi e del numero di alimentazioni

### Mappatura degli scambiatori

Poiché in molte circostanze non si dispone di tutti i dati geometrici di un determinato scambiatore in archivio, sia esso a piastre o a fascio tubiero, è stato introdotto un nuovo metodo di calcolo che si basa sull'estrazione dal software del costruttore di un determinato numero di punti, scelti in modo "strategico", che permette al software di simulare in maniera intelligente il funzionamento dello scambiatore [18-22].



## **4. DIRETTIVA PED N.° 97/23/CE IN MATERIA DI ATTREZZATURE A PRESSIONE / PED PRESSURE EQUIPMENT DIRECTIVE**

### **• 4.1 Definizione**

La direttiva è stata emanata dal Parlamento Europeo nel 1997 ed è stata recepita dallo Stato Italiano nel 2000. Dal 29 maggio 2002 è diventata obbligatoria .

Si applica alle attrezzature a pressione ed agli insiemi sottoposti ad una pressione massima ammissibile PS superiore a 0,5 barg .

La pressione massima ammissibile PS e la temperatura massima ammissibile TS sono rispettivamente la pressione e la temperatura massima alle quali l'attrezzatura è stata progettata.

La PED non impone specifiche tecniche, sistemi di calcolo o procedure di fabbricazione ma impone dei requisiti minimi di sicurezza che devono essere rispettati in fase di progettazione, fabbricazione e durante il collaudo.

Sono in fase di realizzazione alcune Norme Armonizzate alla Direttiva. Il recepimento ed il rispetto di tali norme dà la presunzione di conformità ai Requisiti Essenziali di Sicurezza [RES]. Peraltro l'uso delle Norme Armonizzate non è obbligatorio e la conformità ai requisiti essenziali di sicurezza può essere ottenuta adottando anche delle norme non armonizzate [26].

### **• 4.2 Componenti delle macchine che rientrano nella direttiva**

#### **- 4.2.1 Classificazione delle attrezzature a pressione**

Per ogni componente soggetto a PED deve essere valutata la categoria di rischio .

Le categorie di rischio sono quattro, in ordine crescente dalla I alla IV. La classificazione dipende:

- tipo di attrezzatura
- gruppo di appartenenza del fluido
- stato fisico del fluido
- volume del recipiente o diametro nominale per le tubazioni
- pressione massima ammissibile

I fluidi sono classificati in due gruppi :

#### **- 1° gruppo pericolosi.**

Per fluidi pericolosi si intendono le sostanze o i preparati definiti come "esplosivi", "estremamente infiammabili", "facilmente infiammabili", "infiammabili" (quando la temperatura massima ammissibile è superiore al punto di infiammabilità), "altamente tossici", "tossici", "comburenti"

#### **- 2° gruppo non pericolosi.**

questo insieme comprende tutti gli altri fluidi compreso il vapore. A questo secondo gruppo appartengono i fluidi frigoriferi R22 , R134a , R407C, R410A .

La classe PED di un insieme è determinata calcolando la classe PED di ogni singolo componente dell'insieme esclusi gli organi di sicurezza (generalmente di classe IV). La classe PED della macchina è pari a quella del componente con classe più alta. La normativa PED riguarda unicamente il circuito frigorifero ed i componenti ad esso connesso. E' escluso dalla normativa il circuito idraulico [26].

#### ***4.2.1.1 Determinazione della classe di ogni singolo componente***

##### **Compressori**

I compressori a vite ed i compressori semiermetici sono esclusi da tale normativa

I compressori scroll rientrano invece in tale normativa .

E' necessario far quindi riferimento alla dichiarazione del costruttore dei compressori.

##### **Evaporatori a piastre**

Per queste unità la classe è determinata generalmente mediante tabella fornita dalla casa costruttrice in funzione del modello dello scambiatore e del numero di piastre .

Le tabelle fornite dai costruttori sono in genere due: rispettivamente per i fluidi di gruppo 1 (pericolosi) e di gruppo 2 (non pericolosi).

##### **Evaporatori a fascio tubiero/Condensatori a fascio tubiero**

La classe PED di uno scambiatore a fascio è determinata dal prodotto della pressione (di progetto) e del volume lato refrigerante [ $\text{dm}^3$ ]. Questi scambiatori per la norma sono equiparati a recipienti in pressione e pertanto per la determinazione della classe di rischio si fa riferimento alla tabella 2 dell' allegato II della normativa.

Il volume del refrigerante si ottiene dal software di selezione dello scambiatore.

<b><math>(P) \times (V)</math></b>	<b>Classe</b>
50	Regola d' arte
200	I
1000	II
3000	III
> 3000	IV

##### **Tubazioni frigorifere**

La classe delle tubazioni frigorifere si determina mediante l' applicazione della tabella 7 dell' allegato II della normativa .

De [mm]	Classe
< = 32	Regola d' arte
>32 <=100	I
>100 <=250	II
> 250	III

#### **Batterie alettate (evaporanti/evaporanti condensanti – condensanti/condensanti evaporanti )**

La classe di rischio delle batterie alettate è determinata dal diametro dei collettori di aspirazione per i quali la determinazione della classe è esattamente quella delle tubazioni.

Il diametro dei collettori dipende dal carico in kW che la batteria deve smaltire .

Carico [kW]	Diametro collettore [mm]	Classe
12	22	Regola d' arte
26	28	Regola d' arte
50	35	Regola d' arte
66	42	I
140	54	I
370	76	I

Pertanto le batterie sono al massimo in classe I .

#### **Valvole – rubinetti – elettrovalvole – indicatori di umidità – valvole inversione ciclo – antivibranti – silenziatori**

La determinazione della classe per ognuno di questi componenti è fatta direttamente dal costruttore in funzione del diametro nominale e della pressione di progetto alla quale il componente è stato calcolato .

Vale comunque, per tutti questi componenti, la regola della determinazione della classe in funzione del diametro nominale e della pressione di progetto mediante la tabella 7 dell' allegato II della normativa .

#### **Ricevitori di liquido – separatori di liquido**

Questi componenti sono equiparati a recipienti in pressione e pertanto la classe viene ottenuta mediante la tabella 2 dell'allegato I della normativa in funzione del prodotto tra pressione e volume .

#### **- 4.2.2 Componenti esclusi dalla PED**

Le valvole termostatiche, i manometri, i pressostati di bassa pressione, sono componenti di fatto esenti dalla normativa in quanto rientrano nella classe SEP per la quale il prodotto pressione per volume è inferiore al valore minimo di rischio.



### • 4.3 Classe PED di un insieme

#### Definizione di insieme

Qualora il fabbricante di un insieme destini quest'ultimo a essere commercializzato e messo in servizio in quanto tale, sarà necessario che questo insieme sia conforme alla direttiva

Una volta individuata la classe di rischio di ogni singolo componente viene individuata la categoria di rischio della macchina che è pari alla più elevata classe di rischio di ogni componente, con esclusione degli organi di sicurezza.

La direttiva non comprende il montaggio di attrezzature a pressione effettuato in loco dall'utilizzatore, sotto la responsabilità di quest'ultimo, come gli impianti industriali [26].

Le categorie determinano le procedure di valutazione della conformità (moduli):

Categoria I	modulo A
Categoria II	moduli A1, D1, E1
Categoria III	moduli B1+D, B1+F, B+E, B+C1, H
Categoria IV	moduli B+D, B+F, G, H1

Una volta classificato l'insieme in base alla categoria, la direttiva attribuisce al fabbricante la possibilità di scegliere la procedura più consona alle proprie esigenze e strategie.

Il fabbricante può anche scegliere di applicare una delle procedure previste per una categoria superiore, se esistente.

Poiché ACM Kaelte Klima è dotata di SQ (sistema qualità), poiché dall'analisi delle varie famiglie di prodotto risulta che la classe massima di ogni famiglia è la III e poiché tutte le unità prodotte dalla ACM saranno macchine di serie o comunque deriveranno da una delle serie sopra riportate, il modulo richiesto sarà il modulo H.

L'applicazione di questo modulo prevede :

#### compiti del fabbricante

- incaricare un Ente Notificato per l'approvazione la sorveglianza del SQ
- incorporare nel SQ le risposte ai Requisiti Essenziali di Sicurezza relativi a progettazione, fabbricazione e controllo tramite dettagliate procedure
- preparare i fascicoli tecnici
- progettare, fabbricare e collaudare in conformità ai RES (Requisiti Essenziali di Sicurezza)
- tenere informato l'Ente Notificato sulla produzione
- apporre il marchio CE con il numero dell'Ente
- consegnare all'utilizzatore la Dichiarazione di Conformità ed il manuale d'uso e manutenzione

#### compiti dell'Ente Notificato

- effettuare l'audit iniziale sul SQ con almeno un esperto nella tecnologia produttiva dell'apparecchiatura
- approvare giunzioni permanenti (qualifica saldatori)
- emettere certificato di approvazione del sistema
- effettuare audit periodici
- effettuare visite senza preavviso

In altre parole la specifica del modulo H (garanzia di qualità totale) descrive la procedura mediante la quale l'E.N. valuta ed approva il SQ del fabbricante relativamente alla progettazione, fabbricazione, prove ed ispezione finale e collaudo. L'E.N. provvede alla sorveglianza relativamente all'utilizzo e mantenimento del SQ approvato. Il fabbricante deve presentare domanda di valutazione del proprio SQ ad un E.N. allegando idonea documentazione e l'E.N. valuta tale documentazione per determinare se SQ garantisce l'idoneità e la conformità della produzione e dell'attrezzatura ai RES e se la progettazione e costruzione avvenga nel rispetto dei RES. La valutazione avviene mediante visita allo stabilimento e la procedura di sorveglianza viene concordata con il fabbricante per quanto riguarda la periodicità delle visite ispettive .

Il fabbricante appone la marcatura CE e redige la dichiarazione di conformità .

#### • **4.4 Calcolo delle tubazioni a pressione**

La normativa prescrive inoltre che i componenti e le unità in genere intese come collegamento di una serie di componenti debbano rispettare i Requisiti Essenziali di Sicurezza (RES). Deve essere eseguita un'analisi dei rischi connessa all'attrezzatura a pressione. Tale analisi deve considerare tutti i rischi prevedibili in tutte le modalità d'uso prevedibili .

Tali rischi si dividono in tre tipi :

- eliminabili in sede di progettazione
- eliminabili mediante idonei dispositivi di protezione e sicurezza
- rischi residui dei quali l'utilizzatore deve essere avvertito .

#### • **4.5 Progettazione**

Devono essere presi in considerazione i carichi dovuti essenzialmente alla pressione ed alla temperatura.

Per le unità prodotte dalla ACM Kaelte Klima non sono generalmente rilevanti i rischi dovuti a carico idrostatico, sollecitazioni dovute a vento, terremoti, forze di reazione, corrosione, decomposizione dei fluidi, quando non diversamente specificato .

#### - **4.5.1 Fascicolo tecnico**

La normativa richiede di redigere il fascicolo tecnico che è costituito da:

- distinta base
- disegno complessivo
- schemi elettrici
- schemi idraulici
- schemi frigo
- elenco delle norme di riferimento
- analisi dei rischi
- verbali di collaudo
- manuale d'uso e manutenzione
- descrizione dei sistemi atti a garantire il conseguimento delle caratteristiche progettuali
- accessori di sicurezza e relativa taratura
- dimensionamento tubi in rame e verifica spessore
- dichiarazione di conformità
- targhetta identificativa

Il fascicolo tecnico è di esclusiva proprietà e consultazione dell'azienda. Dovrà essere esaminato e consultato al di fuori dell'ambito aziendale solo da un punto di vista legale, in presenza di eventuali cause giudiziarie e servirà a dimostrare che l'azienda ha progettato correttamente l'impianto tenendo conto di tutti gli aspetti connessi .

#### **Distinta base**

E' la lista di prelievo che deve essere aggiornata per ogni commessa

#### **Disegno complessivo**

Trattasi dei disegni costruttivi e dimensionali

#### **Schemi**

Esiste una normativa che indica la simbologia da adottare (UNI EN 1861) per redigere gli schemi frigo ed idraulici. Non è però obbligatorio attenersi a tale simbologia.

#### **Elenco delle norme di riferimento**

Deve essere riportato l' elenco delle norme di riferimento a cui fa riferimento in generale il fascicolo tecnico in tutte le sue parti (schemi, analisi dei rischi, manuali, dimensionamento dei tubi, etc.. ).

Tali norme devono poi essere necessariamente presenti all' interno dell' azienda in forma cartacea o informatica e devono essere facilmente reperibili all' occorrenza.

#### **Analisi dei rischi**

Il fabbricante è tenuto ad analizzare tutti i rischi connessi con l'attrezzatura a causa della pressione e confrontare i rischi in condizioni di utilizzo ragionevolmente prevedibili, compreso il possibile uso scorretto, con i Requisiti Essenziali di Sicurezza che sono vincolanti ed eliminare o ridurre i rischi. Deve informare sui rischi residui tramite le istruzioni operative contenute nel manuale. I provvedimenti di sicurezza adottati seguono, per quanto possibile, le indicazioni delle norme armonizzate.

### **Verbali delle verifiche di collaudo**

Devono essere allegati i verbali di collaudo redatti dal Responsabile ed attestanti la corretta esecuzione della macchina e la rispondenza ai dati di progetto (validazione del progetto). Sul / sui fogli di collaudo dovranno essere riportate tutte le tarature dell'unità che dovranno ovviamente essere le stesse di quelle riportate sul manuale.

L' Ente Certificatore richiede una prova in pressione di azoto dell' unità ad una pressione pari a 1,1 volte la pressione di progetto .

### **Manuale d' installazione / uso / manutenzione**

Per ogni macchina deve essere redatto un manuale d'uso e manutenzione che dovrà contenere tutte le informazioni necessarie all'utente finale per tutti gli aspetti inerenti la macchina (imballo, disimballo, montaggio, movimentazione, messa in servizio ed uso, ispezione, ricerca guasti, dismissione ed eventuale rottamazione).

Il manuale deve avvertire il cliente in maniera esplicita e chiara circa tutti i rischi connessi ad un eventuale non corretto utilizzo dell'unità, ed informare di conseguenza circa quali operazioni possono essere eseguite dall'utente stesso e quali devono essere invece demandate a personale esterno adeguatamente addestrato .

Il manuale ricopre notevole importanza poiché testimonia la corretta esecuzione di una parte dell'analisi dei rischi e di un conseguente avvertimento del cliente / manutentore, in relazione a tutti i rischi ragionevolmente prevedibili .

Il manuale è l'unico documento che deve obbligatoriamente accompagnare l'immissione sul mercato di una macchina marcata CE .

### **Dichiarazione di conformità**

Targhetta identificativa

Check list dei Requisiti Essenziali di Sicurezza

Deve essere compilata la check list di rispondenza ai Requisiti Essenziali di Sicurezza. Tale check list prevede 7 sezioni e rispettivamente:

- 1 Norme di carattere generale
- 2 Progettazione
- 3 Fabbricazione
- 4 Materiali
- 5 Attrezzature a pressione a focolare
- 6 Tubazioni
- 7 Requisiti particolari per attrezzature a pressione specifiche

Per ognuna delle altre sezioni bisogna indicare, per ogni punto, in quale maniera vengano soddisfatti i requisiti, indicando a quali normative si fa riferimento. In certi punti si fa riferimento al manuale d'uso e manutenzione per dimostrare che un utilizzo non corretto provoca dei pericoli di cui l'utilizzatore deve essere avvertito.

### **Rintracciabilità dei materiali**

La normativa prevede la rintracciabilità dei materiali.

### **Saldatori**

Il processo di saldatura ed i saldatori devono essere certificati. Solo i saldatori qualificati possono eseguire le saldature e questo dovrà essere congruo con il piano di produzione.

#### • **4.6 Classificazione PED delle unità prodotte da ACM**

Le unità rientrano al massimo in classe III , generalmente determinata dagli scambiatori a fascio tubiero. Tutte le unità prodotte dalla ACM KK dovranno essere riconducibili ad un modello di una di queste serie, altrimenti, in caso contrario dovrà essere richiesta l'approvazione del singolo modello speciale all'Ente Certificatore.

Nel caso di unità speciali di grossa potenza, le quali possono ricadere in classe IV a causa della taglia dell'evaporatore o del condensatore a fascio, sarà necessario richiedere la certificazione PED della singola unità con visita dell'Ente Certificatore. Sarà quindi preferibile, se possibile, dotare le macchine di due o più scambiatori, rientranti però in classe III e farle derivare di conseguenza da un modello di serie già in possesso di certificazione PED evitando quindi di richiedere la certificazione per la singola unità.

#### • **4.7 Classificazione PED delle giunzioni**

Preso atto che, nella corretta definizione di insiemi sottoposti a pressione, bisogna distinguere tra giunzioni permanenti (saldature, brasature etc.) e giunzioni non permanenti (attacchi rotalock o flangiati), la direttiva 97/23/CE (PED) le classifica come segue:

a) giunzioni permanenti.

è corretto pensare che queste giunzioni prendano la categoria più alta tra quelle degli elementi che sono preposte a collegare

b) giunzioni non permanenti

si ritiene che esse isolino i componenti e non hanno una propria classificazione.

#### • **4.8 Altre direttive**

##### **Direttiva RoHS 2002/95/CE**

La direttiva RoHS 2002/95/CE (Restriction of Hazardous Substances - restrizione dell'uso delle sostanze pericolose) è una direttiva europea entrata in vigore dal 1 luglio 2006.

Ha come scopo quello di limitare o di proibire l'utilizzazione di sostanze pericolose nelle apparecchiature elettriche ed elettroniche e il recupero e lo smaltimento ecologicamente corretto dei rifiuti delle apparecchiature suddette.

Le apparecchiature elettriche ed elettroniche vendute in Europa successivamente a questa data devono essere conformi alle severe disposizioni in essa contenute.

La direttiva richiede che le apparecchiature elettriche ed elettroniche vendute in Europa non contengano livelli di piombo, cadmio, mercurio, cromo esavalente, bifenili polibrominati (PBB), ed eteri di difenil polibrominato (PBDE) superiori alla soglia legalmente consentita. Ciò si applica su qualsiasi organizzazione impegnata nella produzione, vendita o distribuzione di

apparecchiature elettriche ed elettroniche destinate al mercato UE: produttori, rivenditori e retailers, importatori [27].

### **Regolamento 842/2006 sui refrigeranti ad effetto serra**

Per quanto concerne i gas refrigeranti a causa del loro valore di GWP, è necessario limitarne per quanto possibile il diffondersi nell'ambiente dovuto a fughe dalle apparecchiature.

Per regolamentare l'utilizzo di questi fluidi il 17 maggio 2006, il Parlamento Europeo adottò il Regolamento 842/2006 che entrò in forza il 4 luglio 2006 con data di applicazione il 4 luglio 2007 con lo scopo di ridurre emissioni di gas ad effetto serra negli stati membri della EU attraverso contenimento e recupero controllato, istruzione e certificazione del personale, registrazione della produzione, importazione ed esportazione, etichettatura di certi prodotti ed apparecchiature contenenti quei gas.

L'articolo 1 del Regolamento 842/2006 definisce l'obiettivo del regolamento: cioè contenere, prevenire e quindi ridurre le emissioni di gas fluorurati ad effetto serra contemplati dal protocollo di Kyoto.

L'articolo 3 del Regolamento dispone che gli operatori impegnati nella gestione di un impianto fisso di refrigerazione adottino tutte le misure fattibili sul piano tecnico e che non comportano costi sproporzionati per:

- prevenire le perdite di tali gas;
- riparare non appena possibile le perdite rilevate.

Gli impianti frigoriferi che utilizzano gas fluorurati devono essere controllati, per individuare le perdite, da personale certificato.

L'articolo 3 del Regolamento contempla il "Contenimento" del gas e stabilisce l'obbligo della ricerca delle perdite, la frequenza della quale dipende dalla capacità dell'installazione [3].

- per impianti con più di 3 kg di gas fluorurato ad effetto serra il controllo deve essere effettuato almeno una volta l'anno;
- per impianti contenenti 30 kg o più di gas fluorurato il controllo deve avvenire almeno due volte l'anno;
- per impianti con più di 300 kg il controllo deve avvenire una volta ogni tre mesi.

## 5. Valutazione Energetica

### • 5.1. Introduzione

Per quanto riguarda le prestazioni dei sistemi di condizionamento aria, comprese le pompe di calore e refrigeratori, si usano i coefficienti COP, EER, ESEER, SEER e SCOP. Questi descrivono l'efficienza dei sistemi in modo da poter stimare la quantità di energia che un sistema utilizza. Tali coefficienti si usano sia in sistemi residenziali sia commerciali sia industriali.

Quando si considerano le dimensioni di un impianto di climatizzazione si fa riferimento, in genere, alla capacità di raffreddamento (potenza) del sistema. La potenza elettrica utilizzata per azionare un tale sistema è minore.

### • 5.2. Coefficient of Performance, COP

L'acronimo inglese COP (coefficient of performance) è tradotto nella tecnica italiana con l'espressione coefficiente di prestazione. Tale coefficiente indica la quantità di lavoro prodotto rispetto all'energia utilizzata per produrlo.

Il COP di una pompa di calore è definito come il rapporto fra il calore somministrato alla sorgente a temperatura più alta e il lavoro speso per fare ciò.

Il COP è un coefficiente adimensionale dato che calore e lavoro hanno la stessa unità di misura [Watt].

Valori tipici del COP per il condizionamento dell'aria sono nell'ordine di 2-4, macchine con valori del coefficiente di prestazione più alti sono tuttavia largamente disponibili [11].

### • 5.3 Energy Efficiency Ratio, EER

L'indice di efficienza energetica, noto anche come EER (acronimo per Energy Efficiency Ratio), è un parametro che indica l'efficienza elettrica di un climatizzatore mentre funziona in raffreddamento. La sua formulazione è analoga al coefficiente di prestazione di una pompa di calore (quindi: calore movimentato diviso per l'energia spesa per la movimentazione del calore) con l'unica differenza che l'EER, riferendosi ai cicli frigoriferi, pone la sua attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda

### • 5.4 Il parametro IPLV e il parametro ESEER

L'attenzione verso i consumi elettrici delle macchine destinate al condizionamento dell'aria comincia a farsi sentire sempre di più anche in campo europeo. Negli Stati Uniti da moltissimi anni non si fa riferimento alla sola efficienza nelle condizioni di progetto, ma si utilizza anche un indice di valutazione che tenga conto del marginale funzionamento dell'unità nelle condizioni di

progetto e del maggior utilizzo in condizioni di carico parziale, con aria esterna diversa da quella di progetto e in condizione di parzializzazione dei compressori installati. L'indice di valutazione adottato negli Stati Uniti viene chiamato IPLV (integrated Part Load Value) ed è definito dalle norme emanate dall'ARI (American Refrigeration Institute)

$$IPLV = \frac{1 \times EER_{100\%} + 42 \times EER_{75\%} + 45 \times EER_{50\%} + 12 \times EER_{25\%}}{100}$$

Dove  $EER_{100\%}$ ,  $EER_{75\%}$ ,  $EER_{50\%}$ ,  $EER_{25\%}$  sono le efficienze del gruppo nelle varie condizioni di carico (rispettivamente 100%, 75%, 50%, 25%) calcolate nelle condizioni operative così definite. La temperatura dell'acqua in uscita dall'evaporatore è considerata costante a 6,7°C in tutte le condizioni di carico, con un delta di 5 °C nella condizione di pieno carico. I moltiplicatori 1, 42, 45, 12 sono rispettivamente i pesi delle efficienze frigorifere nelle varie condizioni di carico, dedotti in modo statistico dall'ARI sulla base di analisi svolte in diverse città americane, per diverse tipologie di edificio e in diverse condizioni di funzionamento.

Acqua uscita evaporatore	6,7°C costante			
Delta T a pieno carico	5°C			
Carico	100%	75%	50%	25%
Temperatura aria ingresso condensatore	35°C	26,7°C	18,3°C	12,8°C

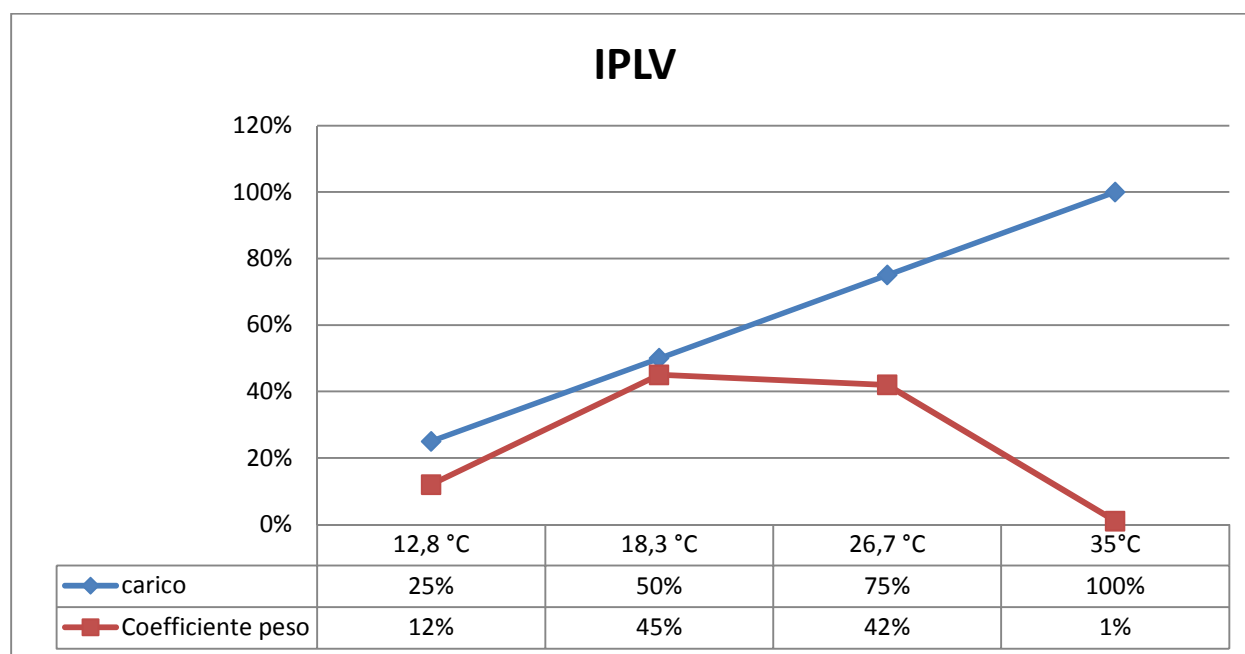


Figura 5-1: IPLV coefficiente peso in funzione della temperatura e del carico



Nelle normali applicazioni europee è difficile pensare al funzionamento di un chiller con temperature dell'aria esterna inferiori a 20°C (anche se per macchine come le polivalenti questa condizione può verificarsi). Nel condizionamento più diffuso in Europa un funzionamento così spinto si verifica di rado inoltre alcuni vincoli progettuali e legislativi tendono a ridurre i consumi di energia favorendo l'adozione di sistemi basati sull'utilizzo diretto o indiretto dell'aria esterna, quando le condizioni di quest'ultima lo consentano (free cooling).

In **Europa** esiste una proposta EECCAC (Energy Efficiency and Certification of Central Air Conditioner)

$$ESEER = \frac{3 \times EER_{100\%} + 33 \times EER_{75\%} + 41 \times EER_{50\%} + 23 \times EER_{25\%}}{100}$$

Con ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio)

Acqua uscita evaporatore	7°C costante			
Delta T a pieno carico	5°C			
<b>Carico</b>	<b>100%</b>	<b>75%</b>	<b>50%</b>	<b>25%</b>
Temperatura aria ingresso condensatore	35°C	30°C	25°C	20°C

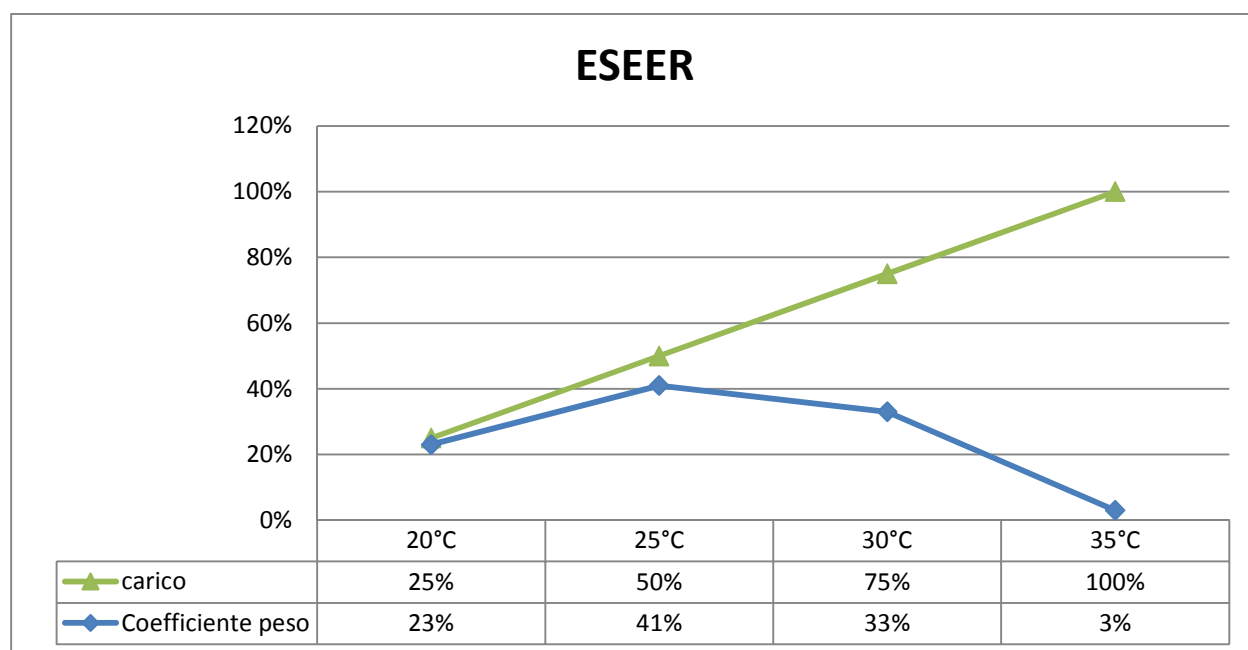


Figura 5-2: ESEER coefficiente peso in funzione della temperatura e del carico

- **5.5 UNI EN 14825. Indici SEER e SCOP**

- **5.5.1 Valutazione delle prestazioni stagionali delle macchine frigorifere**

L'evoluzione della normativa riguardo alla certificazione energetica degli edifici ha esteso la valutazione del fabbisogno energetico al sistema edificio-impianto per quanto concerne il riscaldamento invernale e il condizionamento estivo. Risulta quindi necessario scegliere una procedura di facile applicazione per una valutazione quanto più corretta possibile dell'efficienza stagionale delle macchine frigorifere presenti negli impianti.

### *Introduzione*

La valutazione della prestazione energetica di una macchina frigorifera consiste essenzialmente nel calcolo del suo rendimento. Per le macchine frigorifere tale rendimento è oggi universalmente indicato come detto con EER (Energy Efficiency Ratio) ed è definito (come detto) dal rapporto tra l'energia frigorifera fornita e la totale energia assorbita dalla macchina stessa. Per una macchina ad azionamento elettrico, l'energia assorbita è elettrica. Nel caso del rendimento stagionale, il rapporto considera le energie scambiate nell'intera stagione.

EER dipende non solo dai livelli termici operativi, ma anche dall'andamento del fabbisogno dell'edificio che comporta, di norma, frequenti parzializzazioni della potenza resa. Nell'ultimo periodo è cresciuta la consapevolezza dell'importanza del funzionamento a carico parziale e della sua influenza sull'efficienza stagionale della macchina. Infatti, le macchine sono normalmente dimensionate per il carico di picco e quindi durante la stagione esse funzionano quasi sempre a potenza ridotta. Occorre, quindi, conoscere sia come si comporta la macchina operante a potenza ridotta, sia come varia durante la stagione questa potenza ridotta fornita, cioè il fabbisogno dell'edificio soddisfatto da tale macchina. Quindi, anche a parità di condizioni climatiche, la stessa macchina posta a servizio di edifici diversi può avere efficienze stagionali molto differenziate. Di conseguenza, il calcolo del coefficiente di prestazione medio stagionale non può prescindere dall'edificio e in particolare da una corretta stima del suo fabbisogno termico. Occorre, quindi, procedere considerando il sistema edificio-impianto. Le specifiche tecniche UNI/TS 11300 sono state previste come riferimento per le procedure di calcolo semplificate, da utilizzare per la certificazione energetica degli edifici.

Le alternative individuate per la valutazione dell'efficienza stagionale sono essenzialmente due e precisamente il metodo delle medie mensili già implementato nella norma UNI 11135 e il metodo chiamato Bin [23-25].

### *La Norma UNI 11135*

Lo scopo del metodo normato è la determinazione dell'efficienza stagionale delle macchine a ciclo inverso a compressione di vapore, quali condizionatori, gruppi refrigeratori e pompe di calore ad azionamento elettrico o con motore a combustione interna. È prevista un'applicazione

del metodo nelle procedure di simulazione dinamica del sistema edificio-impianto, che, con ogni probabilità rappresentano il prossimo futuro anche nel campo della certificazione energetica. Il metodo proposto è però adattabile anche a procedure più semplificate basate sull'analisi in regime dinamico di un giorno medio mensile o ad approcci stazionari, quale appunto quello già previsto dalla normativa vigente per la certificazione energetica. Per evitare equivoci occorre tener ben presente che, attualmente, in questa norma si indica con COP (coefficient of performance) il coefficiente di prestazione, cioè il rapporto tra la potenza ottenuta e la potenza fornita (di solito elettrica). Quindi, nel caso delle macchine frigorifere il COP della UNI 11135 coincide con EER. L'impiego del simbolo COP in luogo di EER nasce dalla circostanza che il metodo normato si applica anche al funzionamento come pompa di calore della macchina a ciclo inverso.

SEER (Seasonal EER) è il termine, internazionalmente più usato, anche nella UNI-EN 14825, per indicare il rendimento medio stagionale della macchina frigorifera. Occorre ricordare che, a volte, in Italia e anche nell'attuale versione della UNI TS 11300-3, viene però confuso, perché ritenuto una sua stima attendibile, con ESEER (European SEER) che è invece un'altra cosa e cioè un indice normalizzato, introdotto dalla certificazione volontaria Eurovent, che caratterizza il comportamento della sola macchina nel funzionamento a carico parziale indipendentemente dall'edificio in cui è installata.

Nelle procedure di simulazione dinamica del sistema edificio-impianto al calcolo con metodo dinamico del carico termico dell'edificio si accompagna usualmente una valutazione della prestazione media del comportamento dell'impianto in regime stabilizzato in un intervallo di tempo pari al passo di calcolo della simulazione, di solito un'ora. Analogamente, però, si può procedere anche a livello mensile considerando appunto un passo temporale pari ad un mese come previsto nella valutazione stazionaria utilizzata per la certificazione energetica. In questo caso si procede allora calcolando:

1. la condizione operativa in base alle temperature medie mensili, di solito le temperature dei fluidi con cui essa scambia calore al condensatore e all'evaporatore. Utilizzando i dati prestazionali normalmente forniti dal costruttore e interpolando linearmente tra i due punti caratteristici più prossimi alla condizione operativa si valuta EER a pieno carico ( $EER_{DC}$ ) e la potenza termica massima che può essere fornita;

2. un fattore di carico  $X$  medio mensile viene calcolato come rapporto tra il fabbisogno frigorifero dell'edificio effettivamente coperto dalla macchina e l'energia massima che può essere fornita in un funzionamento permanentemente a piena potenza nello stesso intervallo di tempo. Quest'ultima è ottenuta moltiplicando la potenza massima media per il tempo di accensione previsto nel mese;

3. EER effettivo medio mensile: si ottiene moltiplicando  $EER_{DC}$  per un coefficiente correttivo  $Y$  calcolato in funzione del fattore  $X$  per tener conto dell'effetto del funzionamento parzializzato.

Il dato di partenza necessario è il fabbisogno frigorifero dell'edificio  $Q_c$  su base mensile. In effetti, utilizzando procedure semplificate in regime stazionario si può arrivare direttamente ad

una sua stima. È quanto avviene appunto applicando la norma UNI TS 11300-1 per valutare la domanda dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale. Tale domanda viene poi incrementata con le perdite di impianto relative ad emissione, regolazione e distribuzione secondo le efficienze dell'impianto previste nella UNI TS 11300-3 nel caso estivo. Per determinare, infine, il rendimento stagionale si calcola l'energia elettrica assorbita dalla macchina dividendo il fabbisogno frigorifero mensile dell'edificio fornito dalla macchina per EER. Sommando nell'ambito dell'intera stagione tutte le energie consumate così calcolate, si ottiene l'energia totale consumata nella stagione.

$$Q_{e,s} = \sum_{i=1}^n Q_{e,i} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_{c,i}}{EER_i}$$

dove n è il numero di mesi compresi nella stagione di condizionamento estivo. In modo analogo si ottiene il fabbisogno frigorifero totale dell'edificio fornito dalla macchina nella stagione

$$Q_{c,s} = \sum_{i=1}^n Q_{c,i}$$

SEER è pari al rapporto tra il fabbisogno frigorifero fornito e l'energia consumata entrambi relativi all'intera stagione.

$$SEER = \frac{Q_{c,s}}{Q_{e,s}}$$

SEER non risulta quindi pari alla semplice media aritmetica degli EER mensili, bensì è la media pesata in base ai corrispondenti consumi della macchina conseguenti ai fabbisogni dell'edificio effettivamente forniti nei relativi intervalli di tempo.

SEER può anche essere espresso come:

$$SEER = \frac{Q_{c,s}}{Q_{e,s}} = \frac{\sum_{i=1}^n Q_{c,i}}{\sum_{i=1}^n Q_{e,i}} = \frac{\sum_{i=1}^n (Q_{e,i} * EER_i)}{\sum_{i=1}^n Q_{e,i}}$$

Si sottolinea la necessità di una corretta stima del fabbisogno termico dello specifico edificio servito dalla macchina [23-25].

### ***Calcolo del coefficiente correttivo Y***

Per ottenere l'algoritmo, in grado di evidenziare l'influenza del solo funzionamento a carico parziale in modo indipendente dal resto, si utilizzano prove svolte nelle stesse condizioni operative di temperatura: quella a piena potenza ed altre a potenza ridotta. Per ogni prova, quindi, risulta

$$Y = \frac{EER}{EER_{DC}} \quad \text{e} \quad X = \frac{Pc}{Pc_{DC}}$$

Si introduce anche il parametro Z definito come rapporto tra la potenza elettrica assorbita dalla macchina (Pe) a potenza ridotta e quella assorbita a piena potenza nella condizione ausiliaria (Pe<sub>DC</sub>).

le prove svolte suggeriscono una correlazione lineare tra Z e X e questo fatto permette di elaborare un semplice modello matematico per Y in funzione di X come segue:

$$EER = \frac{Pc}{Pe} \qquad EER_{DC} = \frac{pc_{DC}}{pe_{DC}} \qquad Z = a x X + b$$

pertanto:

$$Y = \frac{EER}{EER_{DC}} = \frac{Pc}{Pe} * \frac{Pc_{DC}}{Pe_{DC}} = \frac{X}{\frac{Pe}{Pe_{DC}}} = \frac{X}{Z} = \frac{X}{a x X + b}$$

La fondamentale conclusione è che una sola prova a potenza ridotta oltre a quella a pieno carico è sufficiente per calcolare la correlazione lineare tra Z ed X e conseguentemente l'algoritmo di Y in funzione di X [23-25].

### ***Il metodo Bin e sua applicazione alle macchine frigorifere***

Il metodo Bin richiede la conoscenza delle frequenze orarie con cui un certo valore di temperatura si presenta durante la stagione in una certa località. In altre parole, il campo di variabilità della temperatura esterna viene suddiviso in un certo numero di intervalli, in genere 2 °C.

In tutte le ore in cui la temperatura esterna ricade in un certo intervallo, al sistema edificio-impianto viene assegnato il comportamento valutato in regime stazionario per la temperatura centrale di tale banda. Per quanto riguarda il fabbisogno dell'edificio, in questo caso per il raffrescamento, viene ritenuta funzione della temperatura esterna. Questo è vero, fissata la temperatura interna, per le trasmissioni attraverso l'involucro edilizio e il carico sensibile legato alla ventilazione che sono proporzionali al salto termico tra temperatura esterna ed interna.

Considerando i carichi endogeni e la radiazione solare, invece, è subito evidente la grossolanità della procedura. Allo stesso modo, l'uso di dati di frequenza oraria disaggregati impedisce di tener conto dell'effetto di un funzionamento intermittente.

La mancata precisione nel calcolo del carico frigorifero in ciascun intervallo di temperatura comporta l'impossibilità di una corretta valutazione del fattore di carico e quindi del coefficiente correttivo Y che abbiamo visto così importante nella valutazione di EER. Si è quindi cercato di correggere il metodo introducendo per i carichi endogeni una potenza media distribuita nella giornata, ma soprattutto con il tentativo di esprimere l'apporto al carico totale della radiazione attraverso le superfici vetrate e le pareti opache come una funzione lineare della temperatura esterna. Tale linearizzazione viene considerata tra il contributo solare al carico in corrispondenza alla temperatura esterna minima invernale e lo stesso contributo calcolato alla temperatura esterna massima estiva. I risultati ottenuti non hanno mostrato però un miglioramento nella precisione del metodo, evidenziando l'arbitrarietà di ritenere la radiazione solare funzione della temperatura esterna. Tale modifica del metodo è quindi stata abbandonata.

Un'ulteriore ipotesi migliorativa prevede di distinguere tra frequenze nelle ore notturne e quelle diurne. A parte la difficoltà della loro costruzione per tutte le località in realtà l'imprecisione resta alta. Attualmente, il metodo Bin viene proposto per valutare le prestazioni stagionali delle pompe di calore sia nella UNI/TS 11300-4, sia nella EN 14825. Si ritiene, infatti, che il difetto legato all'imprecisione del calcolo del fabbisogno dell'edificio sia compensato dalla possibilità di valutare con buona attendibilità il comportamento della macchina tenendo conto dei necessari sbrinamenti e degli ampi intervalli di funzionamento invernali sia per le temperature esterne che eventualmente lato utenza [23-25].

## - 5.5.2 Valutazione delle prestazioni stagionali delle pompe di calore

### *Calcolo di SCOP in accordo con la norma UNI EN 14825*

SCOP (Seasonal Coefficient of Performance) descrive l'efficienza media annuale di una pompa di calore. Lo SCOP è dunque un'espressione di quanto efficiente è una pompa di calore in funzione di una determinata richiesta di potenza termica. Sostanzialmente il metodo di calcolo dello SCOP consiste nella divisione della stagione di riscaldamento in un certo numero di ore a differenti temperature (bin) che riflettono la variazione di temperatura durante la stagione di riscaldamento. Inoltre è determinata per le temperature una curva di richiesta di riscaldamento, che fornisce la domanda di riscaldamento che la pompa di calore deve garantire. In questo modo è così definito un valore di COP per ogni bin. I valori dei vari COP sono la base per la determinazione del COP medio stagionale (SCOP)

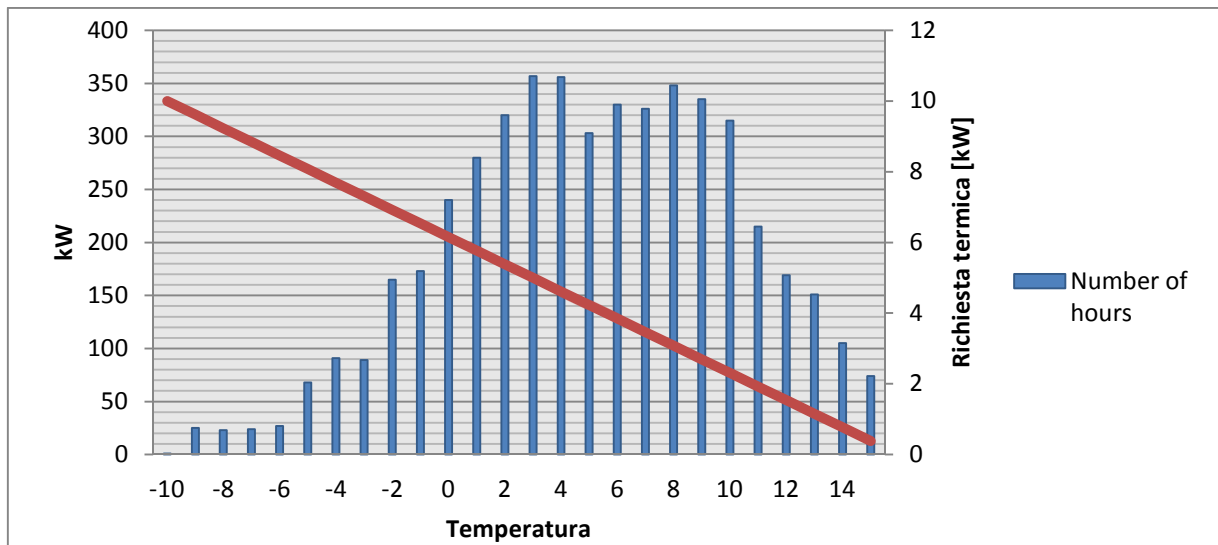


Figura 5-3: Esempio di distribuzione di temperature e richiesta di carico termico con riferimento alla stagione di riscaldamento.

La normativa UNI EN 14825 definisce lo SCOP di riferimento che deve essere usato per la certificazione energetica nel quale il numero delle ore è determinato e nel quale la curva di richiesta termica è funzione di un unico parametro di input.

**Climate zones** (condizioni climatiche)

La norma stabilisce che il parametro SCOP può essere calcolato in tre differenti condizioni climatiche. Queste sono:

Average: corrispondente alle condizioni climatiche di Strasburgo “A”

Warmer: corrispondente alle condizioni climatiche di Atene “W”

Colder: corrispondente alle condizioni climatiche di Helsinki “C”

Nella certificazione energetica è obbligatorio il calcolo di SCOP nelle condizioni “Average” mentre nelle altre due condizioni è volontaria. I valori limite sono anche questi ottenuti dal calcolo nella condizione “Average”.

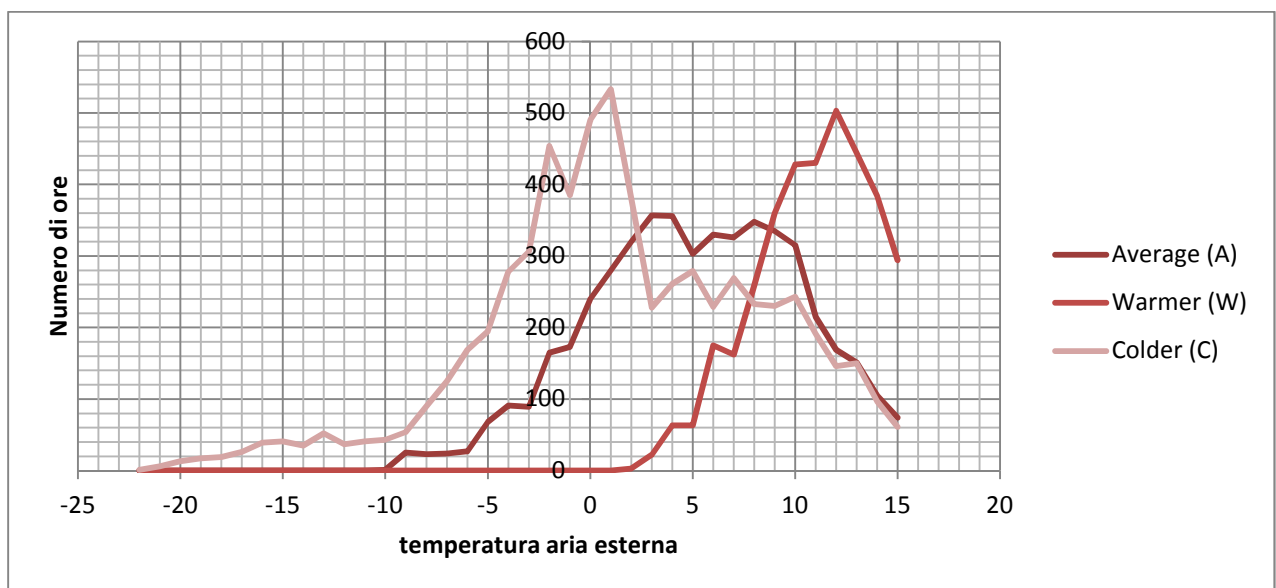


Figura 5-4: Distribuzione delle temperature per ciascuna delle tre condizioni climatiche

Il numero di ore della stagione di riscaldamento è variabile per ognuna delle tre condizioni climatiche; per le condizioni “A” le ore sono 4910, per la condizione climatica definita “W” sono 3590 mentre nelle condizioni più rigide “C” le ore sono 6446.

Per il calcolo di SCOP in accordo con le specifiche della norma UNI EN 14825 la pompa di calore deve essere testata a determinate temperature che sono quelle indicate dalla norma EN 14511. Le temperature di riferimento sul lato freddo di una pompa di calore aria/acqua per le differenti zone climatiche sono:

	<i>Average</i>	<i>Warmer</i>	<i>Colder</i>
			-15/20 °C*
A	-7/20 °C		-7/20 °C
B	2/20 °C	2/20 °C	2/20 °C
C	7/20 °C	7/20 °C	7/20 °C
D	12/20 °C	12/20 °C	12/20 °C

*Tabella 5-1: temperature di riferimento per ciascuna condizione climatica*

#### **5.5.2.2 Determinazione della richiesta di calore durante la stagione di riscaldamento**

La curva di richiesta termica, che determina la richiesta ad una determinata temperatura e che la pompa di calore deve incontrare nel calcolo di SCOP, è definita dalla richiesta termica ( $P_{design}$ ) alla temperatura di progetto ( $T_{design}$ ) che dipende dalle condizioni climatiche scelte. Le temperature di progetto per le varie condizioni climatiche sono così definite:

<i>Average</i>	<i>Warmer</i>	<i>Colder</i>
-10°C	2°C	-22°C

*Tabella 5-2: temperature di progetto per ciascuna condizione climatica*

La richiesta termica alla temperatura di progetto può essere impostata a piacere, e influisce sul valore calcolato della SCOP perché la curva di domanda può essere spostata fino ad una  $P_{design}$  superiore o fino ad un  $P_{design}$  inferiore. La curva di domanda è una linea retta che incrocia il  $P_{design}$  scelto alla temperatura di progetto ed è nulla a 16 °C.

La capacità desiderata alle diverse temperature di prova viene determinata dalla curva di domanda e può essere calcolata utilizzando l'equazione:

$$P_{design\%} = \frac{Test\ temperature - 16}{T_{design_h} - 16}$$

Pertanto, con la zona climatica Average ( $T_{design}$  pari a -10 °C) e il punto di test A (temperatura di prova pari -7 °C) il carico parziale sarà pari al 88,4% della domanda di riscaldamento determinato alla temperatura di progetto. Questi valori sono chiamati carico parziale.

<i>Average</i>	<i>Warmer</i>	<i>Colder</i>
----------------	---------------	---------------



			(82%)
A	88%		61%
B	54%	100%	37%
C	35%	64%	24%
D	15%	29%	11%

Tabella 5-3: Valori di carico parziale

È importante sottolineare che tali percentuali (carichi parziali) non descrivono la percentuale di carico rispetto alla capacità di pieno carico della pompa di calore. Essi descrivono invece una percentuale di carico rispetto alla  $P_{design}$ , indipendente della capacità della pompa di calore.

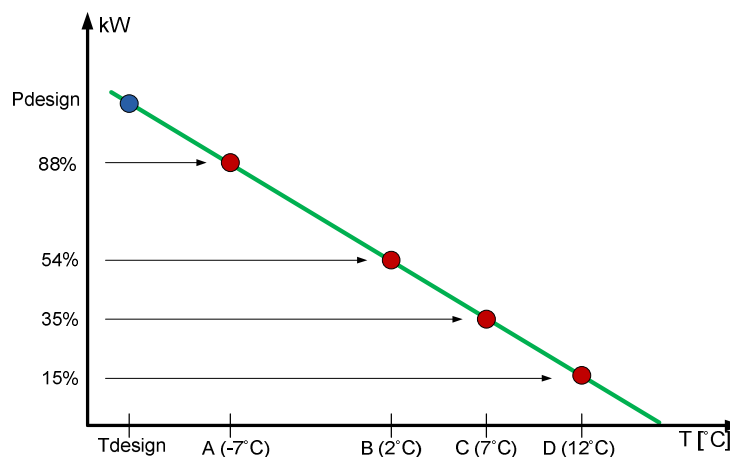


Figura 5-5: curva di richiesta in funzione della Potenza di progetto

La pompa di calore avrà una curva di capacità indipendente di questa curva di domanda. Il punto in cui la capacità della pompa di calore corrisponde esattamente alla domanda di riscaldamento è nota come punto bivalente. A temperature al di sotto del punto di bivalente, la capacità della pompa di calore deve essere integrata da riscaldamento. Nel calcolo SCOP questo è incluso come puro riscaldamento elettrico con un valore COP di 1, indipendentemente dal fatto che la pompa di calore abbia o meno un elemento di riscaldamento elettrico. Per temperature più elevate la pompa di calore funziona a carico parziale, di cui il calcolo di SCOP tiene conto [23].

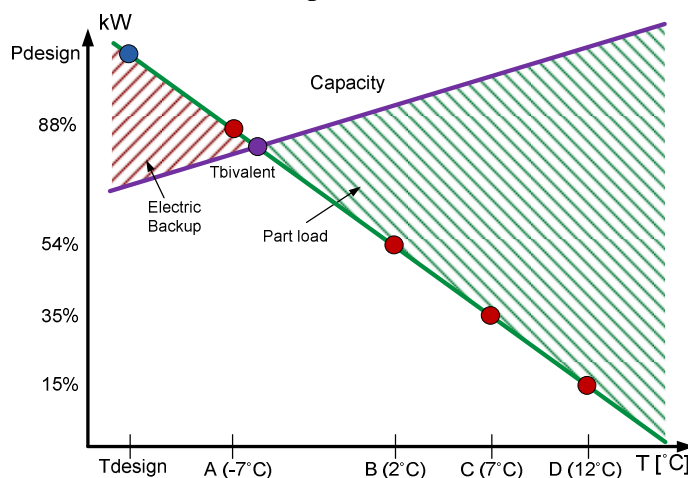


Figura 1-6: Richiesta termica e capacità della macchina

### ***Pompe di calore aria/acqua con compressori a velocità fissa***

Per questo tipo di pompa di calore, la EN14825 presuppone che l'unico elemento importante per il fattore di degradazione sia il consumo di energia residua della pompa di calore quando il compressore è spento. Pertanto, il consumo di energia della pompa di calore viene misurato dopo che il compressore è stato spento da almeno dieci minuti. Il fattore di degradazione viene successivamente calcolato sulla base di queste ipotesi sia alla piena capacità della pompa di calore sia in un punto test simile. Se questo test non è stato eseguito, deve essere applicato un valore predefinito di 0,9.

$$COP_{part\ load} = COP_{DC} \cdot \frac{CR}{C_c \times CR + (1 - C_c)}$$

Dove  $COP_{DC}$  corrisponde a COP a pieno carico (capacità dichiarata);  $C_c$  è il fattore di degradazione e  $CR$  è il coefficiente di capacità, cioè la richiesta termica in relazione alla capacità della pompa di calore alla stessa temperatura.

Ad esempio, se è assunto un carico parziale del 50% e un fattore di degradazione di 0,9 il COP a carico parziale sarà il 9,1% in meno rispetto al COP a pieno carico [23].

### ***Calcolo di SCOP***

Il metodo di calcolo prevede di trovare un valore COP per ciascun bin di temperatura entro l'intervallo della zona climatica. Questo COP dà il consumo di energia elettrica necessaria per soddisfare la domanda di riscaldamento ad ogni temperatura.

Per temperature che si trovano tra i punti di test determinati vengono utilizzati valori interpolati. Per temperature al di fuori dei punti di prova, l'estrapolazione viene eseguita utilizzando i due punti di prova più vicini.

Il consumo di elettricità è accumulato per tutti i bin. E' necessario poi aggiungere a questo il consumo di energia elettrica per le modalità standby e simili, in cui la pompa di calore consuma una quantità limitata di energia elettrica senza produrre calore per il riscaldamento. Questi tipi di consumo sono determinati sulla base di un numero specifico di ore in ciascuna modalità.

Considerando l'intera domanda di riscaldamento e di consumo di energia elettrica per ogni temperatura, SCOP può essere calcolato come il consumo di energia elettrica divisa per la richiesta di calore [23].

### ***Consumo di energia elettrica supplementare: modalità di standby e off***

Ai fini del calcolo del SCOP di riferimento deve essere, come detto, incluso il consumo di energia elettrica della pompa di calore, quando questa non è attiva. Questo include termostato spento, modalità standby, riscaldatore del carter e modalità off. In breve, il consumo di energia elettrica per queste modalità è incluso nel calcolo del valore SCOP come segue:

$$SCOP = \frac{Q_h}{\frac{Q_h}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}}$$

Dove H indica il numero di ore in un anno in cui la pompa di calore è nella modalità operativa indicata, e P è il consumo di energia della pompa di calore in questa modalità, che è un parametro di input nel calcolo. Il numero di ore in ciascuna modalità di funzionamento è determinato in base alle caratteristiche della pompa di calore. In particolare se la pompa di calore può essere utilizzata solo per riscaldare o sia per il riscaldamento sia per il raffreddamento [23].

- 5.5.3 Etichettatura energetica (per unità fino a 12kW)

**Etichetta per condizionatori reversibili**

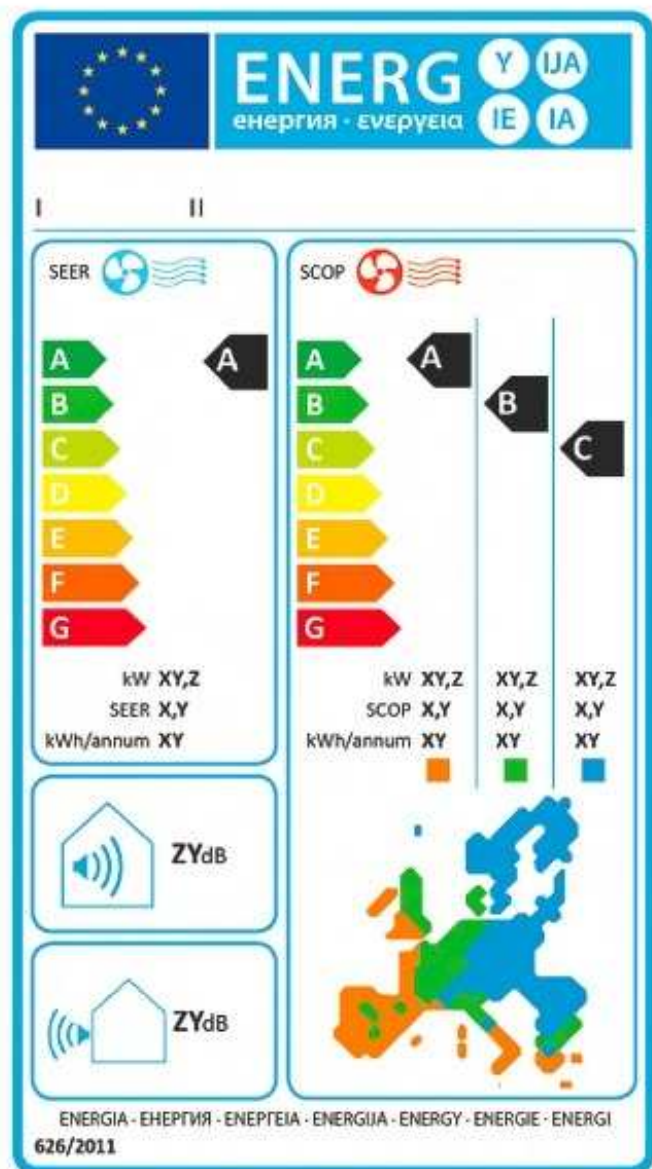


Figura 5-7: etichetta per condizionatori reversibili fino a 12kW

Il metodo di misura per SEER e SCOP è molto affidabile e permette di determinare in modo più preciso le prestazioni del sistema durante tutto l'anno solare. Invece di utilizzare una singola condizione di funzionamento ad una determinata temperatura, con questo nuovo metodo le prestazioni dei sistemi di climatizzazione vengono misurate in differenti condizioni operative (carichi parziali). Il metodo di misura SEER /SCOP si applica obbligatoriamente ai soli sistemi di climatizzazione e pompe di calore con una capacità di raffrescamento fino a 12 kW.

Con il Regolamento n. 626/2011/UE, la Commissione europea ha stabilito che dal 1° gennaio 2013 cambieranno le etichette che indicano il consumo energetico dei condizionatori d'aria e pompe di calore.

Negli ultimi anni gli sviluppi tecnologici nell'ambito del miglioramento dell'efficienza energetica dei condizionatori d'aria sono stati molto rapidi e le apparecchiature oggi presenti sul mercato sono in grado di conseguire livelli di efficienza energetica più elevati di quelli della classe A, fissati dalla direttiva 2002/31/CE.

Per dar conto dei miglioramenti tecnologici avvenuti in questi anni, la Comunità europea ha varato il Regolamento n. 626/2011/UE che introduce due nuove scale di efficienza energetica e modifica le prove di efficienza, nelle quali viene imposto di adottare il metodo di misurazione dell'efficienza stagionale.

## 6. Progetto unità polivalente

- **6.1 Il concetto di unità polivalente**

- **6.1.1 Introduzione**

Negli edifici destinati al settore terziario (in particolare centri commerciali, alberghi, centri benessere) viene generalmente richiesta, in ogni periodo dell'anno, la contemporanea produzione di energia termica e frigorifera per il riscaldamento e il raffreddamento di acqua destinata alla climatizzazione degli ambienti ed al trattamento dell'aria di rinnovo o per la produzione di acqua calda sanitaria. La soluzione ideale per gestire in modo ottimale le complesse richieste energetiche di questo genere di edifici consiste nell'impiego di gruppi polivalenti. Si tratta di particolari unità termo-frigorifere dotate di scambiatori aggiuntivi appositamente predisposti per il recupero del calore di condensazione.



*Figura 6-1: Gruppo polivalente pronto al trasporto*

- **6.1.2 Caratteristiche**

Le unità polivalenti sono nate allo scopo di far fronte alla richiesta di carichi termici variabili durante l'intero arco di esercizio sia esso giornaliero, settimanale o annuale indipendentemente dalla stagione climatica. I gruppi polivalenti sono essenzialmente delle pompe di calore dotate di due scambiatori, associati alle utenze primarie, che mantengono sempre il loro ruolo (evaporatore/condensatore) durante il funzionamento in ogni periodo dell'anno (lo invertono solo durante l'eventuale ciclo di sbrinamento), e di un ulteriore scambiatore, in genere definito ausiliario, connesso alla sorgente di appoggio: aria o acqua che interviene quando i carichi sono

sbilanciati, fungendo, a seconda della richiesta, da condensatore o da evaporatore. La principale caratteristica di queste macchine è che la regolazione è di tipo auto-adattativo, ovvero in grado di determinare autonomamente il ciclo di funzionamento più idoneo in base alla richiesta dell'impianto.

### - **6.1.3 Funzionamento**

La presenza contemporanea, nello stesso edificio, di spazi caratterizzati da carichi termici molto variabili, comporta che la richiesta simultanea di caldo e freddo durante tutto l'anno avvenga sempre più di frequente. Uno dei punti di forza dei gruppi polivalenti è la capacità di gestire nel modo più flessibile la potenza complessiva erogata dall'unità e la distribuzione della stessa tra le varie funzionalità, sulla base del carico effettivamente richiesto dall'impianto. Queste unità garantiscono numerosi vantaggi rispetto ai sistemi tradizionali con chiller e caldaia separati.

**100% freddo e 100% caldo.** In modalità di funzionamento 100% lato freddo e 100% lato caldo i due circuiti idronici indipendenti lavorano entrambi alla massima potenza e nello stesso modo, evaporando nello scambiatore lato freddo e condensando nello scambiatore lato caldo. In questo modo, anche un'unità con condensazione ad aria si comporta come fosse un gruppo acqua-acqua, utilizzando tutta l'energia prodotta per il condizionamento dell'edificio. Lo scambiatore di smaltimento (batteria aria o scambiatore ad acqua, in base alla tipologia di unità) non viene utilizzato, a conferma che in queste condizioni non vi è spreco di energia prodotta: essa viene infatti interamente utilizzata dal sistema.

**50% caldo e 50% freddo.** Anche in modalità di funzionamento 50% lato caldo e 50% lato freddo l'unità si comporta come fosse un gruppo acqua-acqua, destinando tutta l'energia di evaporazione e di condensazione a beneficio del sistema. Dato che l'energia richiesta dal sistema è il 50% del totale, ogni circuito parzializza la potenza erogata dei compressori. In questa condizione gli scambiatori risultano sovradimensionati, consentendo di raggiungere efficienze ancora maggiori rispetto a quelle nominali.

**100% freddo.** In questo regime di funzionamento i due circuiti concorrono entrambi alla produzione dell'energia necessaria per il raffreddamento dell'acqua, evaporando tutto il fluido frigorifero nei due circuiti nello scambiatore impianto "lato freddo". La condensazione avviene invece nell'ambiente esterno utilizzando lo scambiatore di smaltimento disponibile, vale a dire batteria aria o scambiatore ad acqua, in base alla tipologia di unità. Il funzionamento dell'unità polivalente è parzializzabile attraverso lo spegnimento di uno o più compressori.

**100% caldo.** Anche in condizione 100% caldo la condensazione avviene per entrambi i circuiti nello scambiatore "caldo", sfruttando in questo modo il totale dell'energia ai fini del riscaldamento del sistema, la componente frigorifera dell'energia è fatta evaporare nell'ambiente esterno utilizzando lo scambiatore di smaltimento disponibile. Il funzionamento dell'unità polivalente in questa modalità di esercizio è parzializzabile, anche in questo caso, attraverso lo spegnimento di uno o più compressori.

### - **6.1.4 Criticità**

Un aspetto particolarmente importante è la vita utile degli organi meccanici in movimento, in particolare dei compressori. Le condizioni di esercizio di queste macchine sono, infatti, di gran

lunga più gravose rispetto a quelle di un semplice gruppo frigorifero o della stessa pompa di calore; questi organi sono quindi sottoposti a cicli di lavoro che, se si impiegassero componenti tradizionali, vedrebbero un rapido crollo delle prestazioni funzionali con l'obbligo per l'utente finale di continue sostituzioni e aggravii dei costi di manutenzione. Per unità di questo tipo, un maggior costo iniziale, dovuto all'impiego di componenti più idonei a questi stress di lavoro, si trasforma in un maggior risparmio in termini di costi di manutenzione durante la vita utile.

#### - **6.1.5 Vantaggi**

L'elevata efficienza non è l'unico vantaggio dei gruppi polivalenti. L'utilizzo di un'unica unità, che provvede autonomamente alla produzione di caldo e freddo con un sistema che non necessita di commutazioni stagionali, permette di superare l'abbinamento di più risorse termo-frigorifere, così come è invece richiesto nei tradizionali impianti basati su chiller e caldaia. Ne consegue una notevole semplificazione dell'impianto: si riducono gli spazi tecnici, si semplifica la circuitazione idronica, si dimezza l'impegno di manutenzione delle macchine e si rende molto più razionale il controllo delle stesse. La semplificazione dell'impianto si traduce poi in una significativa riduzione delle operazioni da prevedere in cantiere: non sono infatti necessarie operazioni di gestione degli spazi da destinare ai gruppi termici convenzionali, operazioni di allacciamento alla rete gas e l'installazione e messa in opera di caldaie ausiliarie. Da tutto ciò deriva un notevole risparmio di tempi, di costi e di oneri a carico del cliente.

#### - **6.1.6 Evoluzioni**

Alcune Aziende leader utilizzano, per le loro unità polivalenti, un controllo elettronico molto complesso che offre però una flessibilità senza eguali. Gruppi di questo tipo, in una configurazione classica a due circuiti, possono funzionare in diverse modalità contemporaneamente. Per questo genere di macchine è possibile lavorare, per esempio, in condizioni di questo tipo:

**100% freddo e 50% caldo.** In questo regime di funzionamento i due circuiti concorrono entrambi alla produzione dell'energia necessaria per il raffreddamento dell'acqua, evaporando tutto il fluido frigorifero nei due circuiti nello scambiatore impianto "lato freddo". La condensazione avviene invece in modo differenziato: mentre un circuito esegue la condensazione sullo scambiatore impianto "lato caldo" (fornendo in questo modo il 50% del totale dell'energia necessaria per il riscaldamento dell'acqua), il secondo circuito scambia il 50% della rimanente energia termica di condensazione in eccesso nell'ambiente esterno utilizzando lo scambiatore di smaltimento disponibile, vale a dire batteria aria o scambiatore ad acqua, in base alla tipologia di unità.

**50% freddo e 100% caldo.** Anche in condizione 50% freddo e 100% caldo i due circuiti idronici lavorano in modo differenziato al fine di fornire al sistema il corretto apporto di energia richiesta. Mentre, infatti, la condensazione avviene per entrambi i circuiti nello scambiatore "caldo", sfruttando in questo modo il totale dell'energia ai fini del riscaldamento del sistema, nella sezione di raffrescamento un circuito esegue l'evaporazione sullo scambiatore impianto "freddo" e il secondo circuito scambia la rimanente componente dell'energia di evaporazione in eccesso nell'ambiente esterno utilizzando lo scambiatore di smaltimento disponibile.

## • 6.2 Gruppi polivalenti: scelte progettuali e costruttive

Le unità polivalenti proposte sono frutto di alcune importanti scelte progettuali che vedremo in seguito. Esse sono caratterizzate da 2 circuiti frigoriferi indipendenti.

### - 6.2.1 Componenti principali

**Compressori:** sono di tipo scroll a spirali orbitanti ad alta efficienza, con basso livello sonoro. I compressori sono dotati di protezione termica interna, sono montati su antivibranti in gomma e forniti con resistenza carter. Trattandosi di macchine a 2 circuiti frigoriferi, in caso di problemi su uno dei due circuiti viene comunque garantito il funzionamento dell'unità al 50% della sua potenza frigorifera.

**Batterie alettate:** sono costituite da tubi in rame, alette in alluminio con speciale corrugazione per garantire un miglior coefficiente di scambio termico. Sono opportunamente dimensionate con un'ampia superficie di scambio così da garantire il corretto funzionamento delle unità anche con elevate/minime temperature di aria esterna. In caso di installazioni in ambienti particolarmente aggressivi è previsto che questi componenti vengano sottoposti a trattamenti di protezione.

**Evaporatore:** è di tipo a piastre saldobrasate ad espansione secca a 2 circuiti lato refrigerante. In genere, questo scambiatore, è fornito completo di isolamento anticondensa realizzato con materiale in schiuma poliuretana.

**Recuperatore / condensatore:** anche questo scambiatore è del tipo a piastre saldobrasate.

**Ventilatori:** sono di tipo assiale a basso numero di giri. Sono direttamente accoppiati al motore. Il motore elettrico è a 6 poli con protezione termica incorporata, bilanciatura elettronica, pale con profilo alare a basso livello sonoro. Sono installati completi di griglie di protezione antinfortunistica. E' di serie per questa applicazione il controllo modulante della velocità dei ventilatori.

**Circuito frigorifero:** è realizzato con tubi in rame. E' composto da valvola d'espansione termostatica, valvole solenoidi per il cambio di modalità di funzionamento, filtri disidratatori, spia di passaggio liquido e di controllo di umidità, valvole di non ritorno sulla linea liquido, valvole di sicurezza, valvole di intercettazione, manometri e pressostati di alta e bassa pressione.

**Quadro elettrico:** è a norma CE, contenuto in apposito scomparto protetto dal pannello di sicurezza interno, dotato di sezionatore generale e pannello esterno apribile con cerniere. Completo di teleruttori, interruttori magnetotermici, trasformatore per ausiliari e morsettiera di appoggio



**Microprocessore elettronico:** di gestione dell'unità installato sul pannello interno del quadro elettrico

La soluzione proposta prevede di avere un gruppo d'accumulo idraulico e di pompaggio integrati all'interno della macchina; si ottiene così una macchina dal limitato ingombro e pronta per l'installazione.

Sul fronte dell'affidabilità, la scelta progettuale del parallelo frigorifero a due circuiti indipendenti riduce al minimo le probabilità di avaria.

## - 6.2.2 La ragione delle scelte

### *Compressori*

Multi-scroll a R407C/ R410A o compressori a vite a R134a?

I vantaggi dei sistemi multi-scroll rispetto a sistemi con compressori a vite a R134a riguardano soprattutto le prestazioni energetiche stagionali, la manutenzione e l'impatto ambientale totale. Poiché, in applicazioni commerciali, il funzionamento è a carico parziale per la maggior parte del tempo, la tecnologia multi-scroll fornisce una regolazione di potenza multi-stadio che garantisce un elevato ESEER. Con un ESEER anche superiore a 4, le macchine multi-scroll offrono migliori prestazioni stagionali rispetto alla maggior parte delle macchine a vite presenti sul mercato, per potenze comparabili.

Le macchine multi-scroll sono caratterizzate, inoltre, da costi competitivi. La ragione principale del successo delle soluzioni multi-scroll, come detto, è la prestazione energetica stagionale, anche se ci sono molti altri vantaggi importanti rispetto alla soluzione R134a a vite. Tra i principali:

**Costi di manutenzione sensibilmente più bassi:** la tecnologia multi-scroll non richiede particolare manutenzione per tutto il ciclo di vita della macchina. Al contrario, i compressori a vite richiedono una revisione meccanica completa dopo circa 20.000 ore di funzionamento per mantenere la loro efficienza iniziale. Il costo di questa manutenzione può essere molto elevato, soprattutto se devono essere sostituiti componenti (cuscinetti a rulli, valvole, ecc.).

**Resistenza a liquido refrigerante:** i compressori scroll di ultima generazione permettono allo scroll di essere disinnestato se il liquido viene aspirato, il che garantisce un'affidabilità senza eguali. L'accidentale aspirazione di liquido refrigerante è invece frequente causa di guasto dei compressori a vite.

**Costi di sostituzione significativamente più bassi:** i costi di sostituzione di un compressore scroll sono generalmente compresi tra € 6.000 ed €8.000, meno di 1/3 rispetto al range € 20.000 - € 25.000 per un compressore a vite R134a.

**Funzionamento sicuro e facilità di sostituzione:** a differenza di quanto avviene con un compressore a vite, in cui la macchina è immobilizzata durante la rimozione e la sostituzione del compressore, il refrigeratore multi-scroll continua a funzionare, in modo parzializzato, anche in caso di guasto di un circuito.

**Sostituzione semplice e rapida** rispetto alle lunghe e complesse sostituzioni del compressore a vite. Un compressore a vite sostitutivo può pesare tra i 320 kg fino ad oltre 1.000 kg: la

sostituzione di un compressore di questo tipo su una macchina situata sul tetto richiede quindi spesso l'utilizzo di una gru. Dall'altro lato un ascensore trasporterebbe comodamente un compressore scroll.

**Caratteristiche acustiche:** Basso livello di rumorosità associato all'acustica tipica della compressione di tipo scroll, che è caratterizzata da lunghezze d'onda che non infastidiscono troppo l'orecchio umano. I compressori a vite hanno invece una sonorità acuta che è molto difficile da isolare acusticamente.

**Impatto ambientale più basso:** la tecnologia multi-scroll associata a refrigeranti R410A ed evaporatori a piastre saldobrasate riduce la carica di refrigerante. A confronto R134a, con tecnologia a vite che utilizza scambiatori di calore a fascio tubiero, sono molto voraci nell'utilizzo del refrigerante. Calcolando il TEWI totale o impatto ambientale equivalente totale, che tiene conto dell'impatto diretto (perdite di fluido refrigerante in atmosfera) e indiretto (energia elettrica consumata), si dimostra la superiorità delle macchine R410A multi-scroll rispetto alle macchine R134a con compressori a vite.

Da queste considerazioni nasce la scelta di concentrare gli sforzi progettuali su una macchina multi-scroll, per ragioni di affidabilità, risparmio energetico, prestazioni energetiche superiori a carico parziale e costi di manutenzione molto inferiori rispetto ad macchina R134a con compressori a vite.

### *Scelta del refrigerante R407C o R410A?*

**Introduzione:** L'eliminazione del refrigerante R-22 per le nuove apparecchiature e per i nuovi impianti è, come detto, una conseguenza dell'entrata in vigore del Regolamento Europeo 2037/2000. Come risultato dell'applicazione di tale regolamento, i maggiori costruttori di sistemi per il condizionamento dell'aria, tutti fortemente impegnati nello sviluppo del mercato europeo, hanno dovuto progettare, in tempi brevi, apparecchiature equipaggiate con un refrigerante a minore impatto sull'ozonosfera. Tale refrigerante è stato individuato nella miscela R-407C, che si è dimostrata adatta a soddisfare i nuovi standard europei nelle applicazioni domestiche, per le piccole utenze commerciali e per i sistemi a pompa di calore. Poiché infatti l'R-407C presenta caratteristiche e proprietà fisiche molto simili a quelle dell'R-22, e' stato necessario solo un lavoro di sviluppo piuttosto semplice per poter adattare gli impianti esistenti –che utilizzavano R-22- all'uso del nuovo refrigerante.

In un'ottica complementare, nel mercato statunitense gli sforzi si sono focalizzati sullo sviluppo di prodotti ad alta efficienza energetica, in ottemperanza con la regolamentazione DOE (U.S. Department of Energy), che definisce gli standard di efficienza energetica per i sistemi di condizionamento dell'aria. Il lavoro di sviluppo si è concentrato particolarmente sul refrigerante R-410A, che ha dimostrato di possedere caratteristiche più adatte –rispetto all' R-407C - al raggiungimento degli standard DOE.

Negli ultimi anni i sistemi ad R-410A si sono sempre più diffusi anche nel mercato Europeo: ACM, come la maggior parte degli altri costruttori si è impegnata nella conversione delle gamme esistenti da R407C a R410A.

### Caratteristiche Fisiche dei refrigeranti R-407C e R-410A

I due fluidi sono significativamente diversi per quanto concerne le loro caratteristiche termofisiche. L'R-410A ha una pressione di saturazione, alle normali temperature di lavoro, notevolmente più elevata del R-407C e la sua capacità refrigerante, per unità di volume, è sensibilmente più elevata.

Per ognuno dei due fluidi è richiesta quindi una specifica progettazione del sistema: l'R-410A non può essere utilizzato in apparecchiature o impianti progettati per R-407C, essenzialmente per problemi di sicurezza legati alle diverse pressioni di funzionamento.

In realtà, anche se il sistema inizialmente progettato per R-407C possedesse caratteristiche di resistenza adatte alle più elevate pressioni richieste dall'R-410A, le caratteristiche di lavoro dei due fluidi sono così diverse che le prestazioni ottenute con il nuovo fluido non sarebbero comunque comparabili.

Allo stesso modo, l'R-407C non potrebbe operare al meglio se venisse usato in un sistema progettato per R-410A.

	<b>R-22</b>	<b>R-407C</b>	<b>R-410A</b>
<b>Temperatura Critica (C)</b>	96.2	86.1	71.4
<b>Pressione Critica (bar)</b>	49.9	46.3	47.7
<b>Pressione a 50C (bar)</b>	19.4	22.1	30.6

Tabella 6-1: Confronto tra le proprietà fisiche di R-407C ed R-410A e quelle dell'R-22

Le pressioni più elevate del R-410A si notano nella maggiore densità del vapore surriscaldato, alle tipiche condizioni di aspirazione del compressore. Questa caratteristica contribuisce all'elevata capacità volumetrica di refrigerazione che l'R-410A ha rispetto all'R-22 e all'R-407C, come mostrato in Tab. 6-2.

	<b>R-22</b>	<b>R-407C</b>	<b>R-410A</b>
<b>Rapporto di compressione</b>	2.54	2.66	2.51
<b>Capacità volumetrica relativa</b>	1.00	0.99	1.43

Tabella 6-2: Confronto ciclo teorico di refrigerazione (Temp. 10C Evaporazione, 45C Condensazione)

Il COP di un sistema alimentato con R-410A, nonostante sia generalmente superiore a quello di molti sistemi ad R-407C, non è però tale da consentire una sostanziale riduzione della potenza elettrica installata. Le dimensioni fisiche dei compressori utilizzati per le apparecchiature domestiche e commerciali non saranno quindi molto diverse da quelle usate per sistemi equivalenti ad R-407C.

Gli impianti di refrigerazione e condizionamento generano un elevato consumo di energia elettrica e pertanto l'Efficienza Energetica è uno dei fattori principali considerati nello sviluppo e nella progettazione di un nuovo sistema.

Un confronto tra l'efficienza energetica teorica (Ciclo di Rankine teorico inverso) del R-410A e quella del R-407C è visibile nella tabella sottostante

	<b>R-407C</b>	<b>R-410A</b>
<b>Effetto di Refrigerazione netto</b>	0.99	1.00
<b>Flusso di massa Refrigerante</b>	1.01	1.01
<b>COP</b>	0.96	0.93

*Tabella 6-3: Confronto di un ciclo teorico di Refrigerazione (Evaporazione 10C, Condensazione 45C) Relativo a R-22*

R-410A non appare quindi, a prima vista, così attrattivo. Tuttavia, i primi test prestazionali con tale refrigerante hanno mostrato un interessante miglioramento dell'efficienza energetica, rispetto al R-22 ed al R-407C usato in convenzionali condizionatori per aria. Le ragioni del miglioramento dell'efficienza energetica osservata sono legate alle proprietà di trasporto del R-410A.

	<b>R-22</b>	<b>R-407C</b>	<b>R-410A</b>
<b>Densita' (kg/m3)</b>	1247	1199	1130
<b>Viscosita' (m Pa.S)</b>	196	185	147
<b>Cond. Term. (W/mK)</b>	0.090	0.096	0.108

*Tabella 6-4: Proprietà di Trasporto del R-410A (Fase Liquida a 10C)*

R-410A presenta anche minori perdite di carico rispetto al R-407C, per flussi di massa equivalenti in entrambe le linee di trasferimento vapore e liquido.

Un'importante conseguenza delle differenti caratteristiche fisiche del R-407C rispetto R-410A si evidenzia nella fase di progettazione. I sistemi a R-410A richiedono dimensioni inferiori delle tubazioni, rispetto a quelli a R-407C con prestazioni simili. I diametri delle tubazioni degli scambiatori di calore possono essere ridotti mantenendo o migliorando le prestazioni di scambio termico e rendendo più compatto l'insieme dell'unità.

Uno dei più discussi punti di debolezza del R-407C è il "Temperature Glide". A causa dell'elevato valore di questo parametro, l'R-407C presenta un rischio relativamente elevato di andare incontro a "scomposizione della sua miscela". Questa caratteristica limita quindi le applicazioni nelle quali tale fluido può essere utilizzato. L'R-410A non presenta invece tali limitazioni d'uso. Il "Glide" di temperatura anzi, in sistemi progettati per sfruttare al meglio questa caratteristica, può portare a miglioramenti significativi dell'efficienza del sistema. L'uso di scambiatori in controcorrente può consentire minori differenze di temperatura, per una data superficie di scambio termico, consentendo di operare con temperature di evaporazione superiori. Questo porterebbe direttamente ad un miglioramento del COP. E' stato infatti

dimostrato come siano realizzabili miglioramenti del COP superiori al 5% in chiller ad acqua in controcorrente.

Nonostante il refrigerante R-410A abbia, in determinati sistemi di condizionamento, evidenti vantaggi sul R-407C in termini di efficienza energetica, ciò non significa che sia preferibile all' R-407C in qualsiasi tipo di applicazione.

### ***Piastre o fascio tubiero?***

Analizziamo ora brevemente i vantaggi che la soluzione rappresentata dalla scelta degli scambiatori a piastre ha rispetto all'alternativa a fascio tubiero.

**Design compatto.** Lo scambiatore a piastre è lo scambiatore di calore più compatto e leggero attualmente sul mercato. Questo è dovuto alle sue caratteristiche costruttive. Questi componenti hanno infatti un coefficiente di scambio termico notevolmente più alto di uno scambiatore a fascio tubiero; la superficie di scambio richiesta è quindi da 1/3 a 1/5 più piccola di quella di uno scambiatore a fascio tubiero tradizionale. Altra importante caratteristica: il particolare disegno costruttivo delle piastre corrugate consente di utilizzare spessori molto ridotti (0,4...0,8 mm). In questo tipo di scambiatori non si adottano sovrassessori di corrosione: si adotta, invece, un materiale resistente alla corrosione;

**Ridotte differenze di temperatura.** Gli scambiatori di calore a piastre possono lavorare con incroci di temperatura molto spinti e possono anche, a parità di "duty" termica, avere meno fluido all'interno, il che comporta un risparmio in termini di costi di esercizio ed una minore inerzia termica. In questi scambiatori è possibile ottenere scambi termici con "ΔT medi logaritmici" di solo 1°C.

**Ridotto sporramento.** Grazie all'elevata turbolenza, al flusso uniforme del fluido e alla superficie delle piastre, lo sporramento è molto ridotto. Solitamente gli scambiatori di calore a piastre vengono sovradimensionati di circa il 10% per compensare gli effetti dello sporramento.

**Materiali.** Gli scambiatori a piastre presentano un grosso vantaggio: nonostante siano costruiti con materiali costosi, essi hanno comunque un prezzo concorrenziale grazie alla loro alta efficienza ed al ridotto spessore delle piastre.

## • 6.3 Progettazione preliminare

### - 6.3.1 Fase preliminare

L'ufficio commerciale considera le richieste specifiche e, con il supporto progettuale dell'ufficio tecnico, propone al cliente un'offerta indicando, in una scheda tecnica semplificata, i principali componenti con cui prevede di costruire la macchina e le caratteristiche prestazionali (calcolate con l'aiuto dei software di selezione componenti) nel punto di lavoro nominale. L'ordine del cliente, formalizzato rispetto all'offerta sottoposta, avvia l'iter di progettazione vero e proprio.

#### **Primo contatto con il cliente**

Il cliente richiede la quotazione per un gruppo polivalente a 4 tubi da 250kW completo di 2 serbatoi e 4 pompe. Tra le altre specifiche richiede espressamente:

- La versione silenziata
- Controllo della condensazione
- Rete di protezione per la batteria alettata
- Antivibranti
- Attivazione consensi per allarmi cumulativi esterni ON/OFF e allarme generale

#### *Prima proposta*

Il responsabile dell'ufficio commerciale analizza la richiesta del cliente e seleziona da catalogo la macchina standard che più si avvicina alle richieste. Aggiunge a questa gli optional richiesti e propone al cliente la configurazione che segue.

Polivalente modello SCAE FOUR 292 PAC2 PAC2 LN per la produzione contemporanea di acqua refrigerata e acqua calda (impianto a 4 tubi), potenza termica 261 kW e potenza frigorifera 245 kW composta da:

- N° 4 compressori scroll completi di **cuffie afoniche**
- N° 4 gradini di parzializzazione
- N° 2 circuiti refrigeranti a R407C
- Batterie condensanti/evaporanti multirango per aria esterna 35°C/7°C
- Ventilatori assiali completi di regolatori di giri
- Evaporatore a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 12/7)
- Kit idraulico per n°2 pompe freddo + serbatoio coibentato da 300lt completo di accessori
- Condensatore a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 40/45)
- Kit idraulico per n°2 pompe caldo + serbatoio coibentato da 300lt completo di accessori
- Controllo condensazione
- Manometri frigo alta/bassa pressione
- Rete protezione batterie
- Antivibranti in gomma
- Quadro elettrico di controllo e comando
- Microprocessore per comando e gestione unità

## Scheda tecnica

### Modello

### SCAE FOUR 292 PAC2 PAC2 LN

	COOL MODE	HEAT MODE
Potenza [kW]	245	261
Potenza assorbita compressori [kW]	94,4	80,8
Compressori (scroll)	4	
Circuiti frigoriferi	2	
Gradini di parzializzazione	4	
Refrigerante	R407C	
Evaporatore/condensatore	<b>piastre</b>	
Temperatura acqua/glicole ingr. [°C]	12	40
Temperatura acqua/glicole uscita [°C]	7,1	45
Percentuale di glicore	20	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	42,1	44,8
Potenza nominale pompa [kW]	3	3
Prevalenza utile pompa [kPa]	120	110
Condensatore/evaporatore	<b>batteria Cu/Al</b>	
Temperatura aria ingresso [°C]	35	6/7
Ventilatori assiali	6	
Potenza assorbita [kW]	6	
Corrente assorbita	15	

### Cooling and Heating mode

	Cooling	Heating
Potenza [kW]	245	326
Potenza assorbita compr [kW]	82,8	82,8
Evaporatore	<b>piastre</b>	
Temp acqua/glicole ingr. [°C]	12	-
Temp acqua/glicole uscita [°C]	7	-
Percentuale di glicore	20	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	42,1	-
Potenza nominale pompa [kW]	3	-
Prevalenza utile pompa [kPa]	120	-
Condensatore	<b>piastre</b>	
Temp acqua/glicole ingresso [°C]	-	40
Temp acqua/glicole uscita [°C]	-	46,3
Percentuale di glicole	-	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	-	44,8
Potenza nominale pompa [kW]	-	3
Prevalenza utile pompa [kPa]	-	100
Pressione sonora [dBA]	66	
Caratteristiche elettriche		
Massima corrente assorbita [A]	238	
Corrente a rotore bloccato [A]	458	
Circuito di potenza [V/ℓ/Hz]	400/3/50	
Circuito ausiliario [V/ℓ/Hz]	230/1/50	

<b>Dimensioni e pesi</b>	
<b>Dimensioni [mm]</b>	3550 x 2300 x 2260
<b>Peso di trasporto [kg]</b>	2980
<b>Peso di funzionamento [kg]</b>	3680

### **Seconda richiesta del cliente**

Ricevuta la proposta dell'ufficio commerciale il cliente modifica la propria richiesta iniziale portando a 280kW la potenza termica richiesta e chiedendo esplicitamente una versione ad alta efficienza.

#### ***Proposta. Prima revisione.***

Il responsabile dell'ufficio commerciale prende atto della richiesta di maggior potenza e di alta efficienza e decide di proporre, in questa revisione, una unità a R410A che soddisfi al meglio le richieste di efficienza. Modifica inoltre, aumentandone la superficie, la batteria e gli scambiatori a piastre.

Polivalente modello SCAEY FOUR 292 PAC2 PAC2 AC ad elevata efficienza e ridotti consumi elettrici per la produzione contemporanea di acqua refrigerata e acqua calda (impianto a 4 tubi), potenza termica 280 kW e potenza frigorifera 245 kW composta da:

- N° 4 compressori scroll
- N° 4 gradini di parzializzazione
- N° 2 circuiti refrigeranti a **R410A**
- Batterie condensanti/evaporanti **maggiorata** multirango per aria esterna 35°C/7°C
- Ventilatori assiali completi di regolatori di giri
- Evaporatore **maggiorato** a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 12/7)
- Kit idraulico per n°2 pompe freddo + serbatoio coibentato da 300lt completo di accessori
- Condensatore **maggiorato** a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 40/45)
- Kit idraulico per n°2 pompe caldo + serbatoio coibentato da 300lt completo di accessori
- Controllo condensazione
- Manometri frigo alta/bassa pressione
- Rete protezione batterie
- Antivibranti in gomma
- Quadro elettrico di controllo e comando
- Microprocessore per comando e gestione unità



## Scheda tecnica

### Modello

### SCAE FOUR 292 PAC2 PAC2 AC

	COOL MODE	HEAT MODE
Potenza [kW]	245	280
Potenza assorbita compressori [kW]	72	71,1
Compressori (scroll)	4	
Circuiti frigoriferi	2	
Gradini di parzializzazione	4	
Refrigerante	R410A	
Evaporatore/condensatore	<b>piastre</b>	
Temperatura acqua/glicole ingr. [°C]	12	40
Temperatura acqua/glicole uscita [°C]	7,1	45
Percentuale di glicore	20	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	42,7	52,2
Potenza nominale pompa [kW]	3	3
Prevalenza utile pompa [kPa]	100	65
Condensatore/evaporatore	<b>batteria Cu/Al</b>	
Temperatura aria ingresso [°C]	35	6/7
Ventilatori assiali	6	
Potenza assorbita [kW]	5,4	
Corrente assorbita	12,5	

### Cooling and Heating mode

	Cooling	Heating
Potenza [kW]	235	292
Potenza assorbita compr [kW]	72,2	72,2
Evaporatore	<b>piastre</b>	
Temp acqua/glicole ingr. [°C]	12	-
Temp acqua/glicole uscita [°C]	7	-
Percentuale di glicore	20	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	42,7	-
Potenza nominale pompa [kW]	3	-
Prevalenza utile pompa [kPa]	100	-
Condensatore	<b>piastre</b>	
Temp acqua/glicole ingresso [°C]	-	40
Temp acqua/glicole uscita [°C]	-	45
Percentuale di glicole	-	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	-	52,2
Potenza nominale pompa [kW]	-	3
Prevalenza utile pompa [kPa]	-	65

### Terza richiesta del cliente

Presa visione della revisione fatta sull'offerta, il cliente contatta per la terza volta l'ufficio commerciale. Richiede di aumentare la potenza a 310 kW e di aumentare la dimensione dei serbatoi di accumulo da 300lt a 500lt.

### *Proposta. Seconda revisione.*

Polivalente modello SCAEY FOUR 222 PAC2 PAC2 AC ad elevata efficienza e ridotti consumi elettrici per la produzione contemporanea di acqua refrigerata e acqua calda (impianto a 4 tubi), potenza termica 310 kW e potenza frigorifera 278 kW composta da:

- N° 4 compressori scroll
- N° 4 gradini di parzializzazione
- N° 2 circuiti refrigeranti a **R410A**
- Batterie condensanti/evaporanti **maggiorata** multirango per aria esterna 35°C/7°C
- Ventilatori assiali completi di regolatori di giri
- Evaporatore **maggiorato** a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 12/7)
- Kit idraulico per n°2 pompe freddo + serbatoio coibentato da **500lt** completo di accessori
- Condensatore **maggiorato** a piastre saldobrasate INOX coibentato (acqua glicolata 40/45)
- Kit idraulico per n°2 pompe caldo + serbatoio coibentato da **500lt** completo di accessori
- Controllo condensazione
- Manometri frigo alta/bassa pressione
- Rete protezione batterie
- Antivibranti in gomma
- Quadro elettrico di controllo e comando
- Microprocessore per comando e gestione unità

### Scheda tecnica

#### Modello

#### SCAE FOUR 233 PAC2 PAC2 AC

	COOL MODE	HEAT MODE
Potenza [kW]	278	310
Potenza assorbita compressori [kW]	79,6	79,2
Compressori (scroll)	4	
Circuiti frigoriferi	2	
Gradini di parzializzazione	4	
Refrigerante	R10A	
Evaporatore/condensatore	<b>piastre</b>	
Temperatura acqua/glicole ingr. [°C]	12	40
Temperatura acqua/glicole uscita [°C]	7	44,5
Percentuale di glicore	20	20
Portata acqua/glicole [m <sup>3</sup> /h]	48	59
Potenza nominale pompa [kW]	4	4
Prevalenza utile pompa [kPa]	105	75

<b>Condensatore/evaporatore</b>	<b>batteria Cu/Al</b>	
<b>Temperatura aria ingresso [°C]</b>	35	6/7
<b>Ventilatori assiali</b>	6	
<b>Potenza assorbita [kW]</b>	10,8	
<b>Corrente assorbita</b>	26	

<b>Cooling and Heating mode</b>		
	Cooling	Heating
<b>Potenza [kW]</b>	266	327
<b>Potenza assorbita compr [kW]</b>	79,8	79,8
<b>Evaporatore</b>	<b>piastre</b>	
<b>Temp acqua/glicole ingr. [°C]</b>	12	-
<b>Temp acqua/glicole uscita [°C]</b>	7	-
<b>Percentuale di glicore</b>	20	20
<b>Portata acqua/glicole [m<sup>3</sup>/h]</b>	48	-
<b>Potenza nominale pompa [kW]</b>	4	-
<b>Prevalenza utile pompa [kPa]</b>	105	-
<b>Condensatore</b>	<b>piastre</b>	
<b>Temp acqua/glicole ingresso [°C]</b>	-	40
<b>Temp acqua/glicole uscita [°C]</b>	-	45
<b>Percentuale di glicole</b>	-	20
<b>Portata acqua/glicole [m<sup>3</sup>/h]</b>	-	59
<b>Potenza nominale pompa [kW]</b>	-	4
<b>Prevalenza utile pompa [kPa]</b>	-	75
<b>Pressione sonora [dBA]</b>	69	
<b>Caratteristiche elettriche</b>		
<b>Massima corrente assorbita [A]</b>	243	
<b>Corrente a rotore bloccato [A]</b>	466	
<b>Circuito di potenza [V/f/Hz]</b>	400/3/50+N	
<b>Circuito ausiliario [V/f/Hz]</b>	230/1/50	
<b>Dimensioni e pesi</b>		
<b>Dimensioni [mm]</b>	3550 x 2300 x 2260	
<b>Peso di trasporto [kg]</b>	3880	
<b>Peso di funzionamento [kg]</b>	4900	

Dati elettrici	totali dell'unità (compressori + ventilatori + pompe)
Potenza elettrica [kW]	98,4
Potenza elettrica max [kW]	129,8
EER [kW/kW]	3,07
COP [kW/kW]	3,44

Il cliente ordina a questo punto l'unità con riferimento alle caratteristiche sottoposte con quest'ultima scheda tecnica.

- **6.3.2 Specifiche del prodotto**

L'attività di progettazione vera e propria prende avvio a seguito della trasmissione all'ufficio tecnico delle specifiche del prodotto da progettare e realizzare e degli ulteriori documenti tecnici che definiscano i dati iniziali di progettazione.

- **6.3.3 Riesame iniziale**

Ricevute le specifiche del prodotto, l'ufficio tecnico provvede a valutare in base alla tipologia di progettazione richiesta e alla documentazione di riferimento acquisita. I riscontri positivi sono quelli per i quali non si rende necessario un intervento di progettazione mirato all'aspetto valutato. I riscontri negativi sono quelli per i quali invece ci sarà un intervento di progettazione mirato all'aspetto valutato. A valle di questa fase di riesame iniziale ciascuna funzione di UT prende in carico la documentazione per le successive fasi di sviluppo del progetto.

- **6.3.4 Pianificazione del progetto**

Le persone coinvolte in ciascuna funzione (frigorifera/idraulica, meccanica, elettrica) prendono in carico la documentazione trasmessa e in forma autonoma, valutati gli elementi in ingresso di competenza, pianificano le fasi per lo sviluppo dell'iter progettuale ne riportano la conclusione

• **6.4 Progettazione**

La fase successiva di sviluppo del progetto è impostata sulla suddivisione dei compiti tra i gruppi di progettazione che compongono la struttura organizzativa di UT, progettisti meccanici, progettisti elettrici, progettisti impianti frigoriferi e idraulici. I gruppi si occuperanno delle attività di progettazione di propria competenza, della verifica e dell'elaborazione e rilascio della relativa documentazione.

#### - 6.4.1 Introduzione

Il gruppo da progettare deve generare, secondo quanto definito nelle specifiche, 278 kW frigoriferi e 310kW termici nelle condizioni di progetto. La configurazione della macchina scelta prevede due circuiti frigoriferi indipendenti che condividono il condensatore e l'evaporatore a piastre e hanno ciascuno il proprio scambiatore ausiliario ad aria che funzionerà sia come condensatore sia come evaporatore. I circuiti frigoriferi sono alimentati ciascuno dal parallelo di due compressori. Nella scelta del tandem (così è chiamato il parallelo dei compressori) si è scelto di utilizzare due compressori di taglia uguale in modo che la parzializzazione (ottenibile attraverso lo spegnimento di un compressore sul circuito) preveda, per ognuno dei tandem due gradini del 100% e del 50%.



*Figura 6-2: Particolare dei 2 tandem di compressori Copeland già inseriti nella cuffia afonica.*

La macchina costituita dal parallelo dei due tandem garantirà così una parzializzazione a 4 gradini uguali 100%, 75%, 50% e 25% della potenza totale.

#### - 6.4.2 Scelta compressori

I compressori scroll utilizzati per l'R410A sono di marca Copeland. Attraverso il programma di selezione (select 7.6), è possibile determinare, in base alle richieste, il compressore o i paralleli di compressori più adatti.

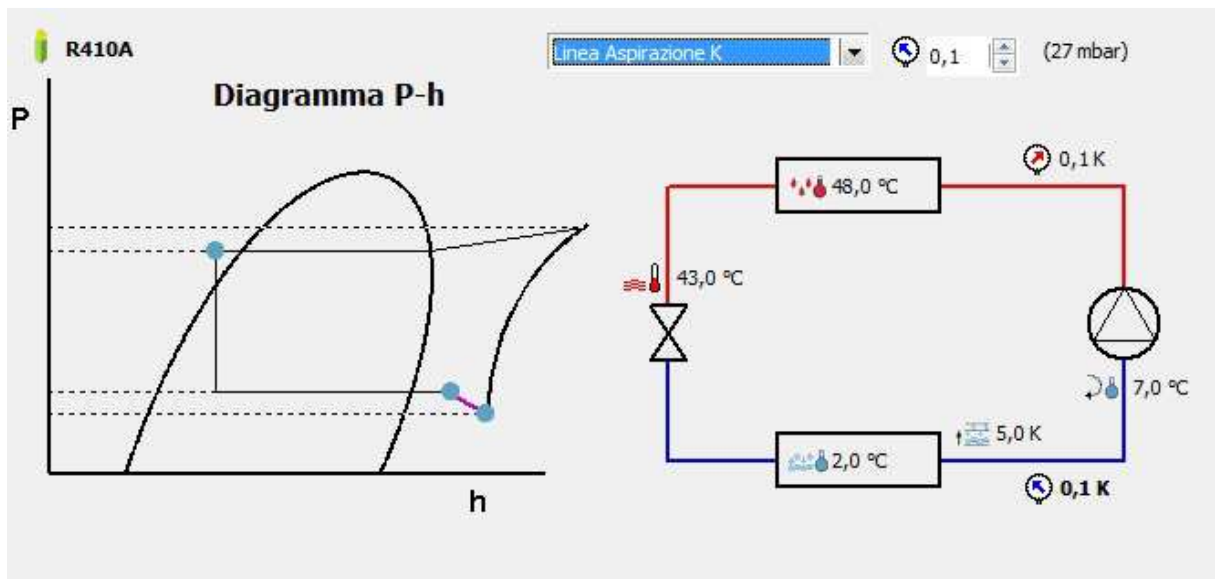


Figura 6-3: Diagramma P-h del software Select 7.6

Il compressore che più si avvicina alle specifiche richieste risulta essere lo ZP295KCE-TWD che garantisce le prestazioni descritte in tabella. Tali prestazioni sono confrontabili, nella tabella, con quelle dei compressori della stessa famiglia.

Compressore	Capacità evaporatore	Potenza Assorbita	COP del sistema	Corrente	Flusso Massico	Cilindrata
ZPD137KCE-TFD	29,00	8,96	3,24	16,15	186,00	22,10
ZP137KCE-TFD	29,50	8,89	3,32	16,03	190,00	22,10
ZPD154KCE-TWD	32,70	9,97	3,28	17,80	210,00	24,90
ZP154KCE-TFD	33,00	9,86	3,35	18,19	212,00	24,90
ZP180KCE-TWD	38,40	11,60	3,31	20,63	247,00	28,60
ZP182KCE-TFD	39,10	11,80	3,32	22,98	251,00	29,10
ZPD182KCE-TWD	38,70	11,90	3,25	22,35	249,00	29,10
ZP235KCE-TWD	49,70	15,15	3,29	26,85	320,00	37,80
<b>ZP295KCE-TWD</b>	<b>62,50</b>	<b>19,15</b>	<b>3,27</b>	<b>33,57</b>	<b>402,00</b>	<b>46,70</b>
ZP385KCE-TWD	81,00	24,40	3,32	42,34	521,00	60,80
ZP485KCE-TWD	103,50	30,90	3,35	53,08	667,00	77,50

Tabella 6-5: Caratteristiche principali dei compressori

Il compressore scelto è caratterizzato dalle seguenti dimensioni

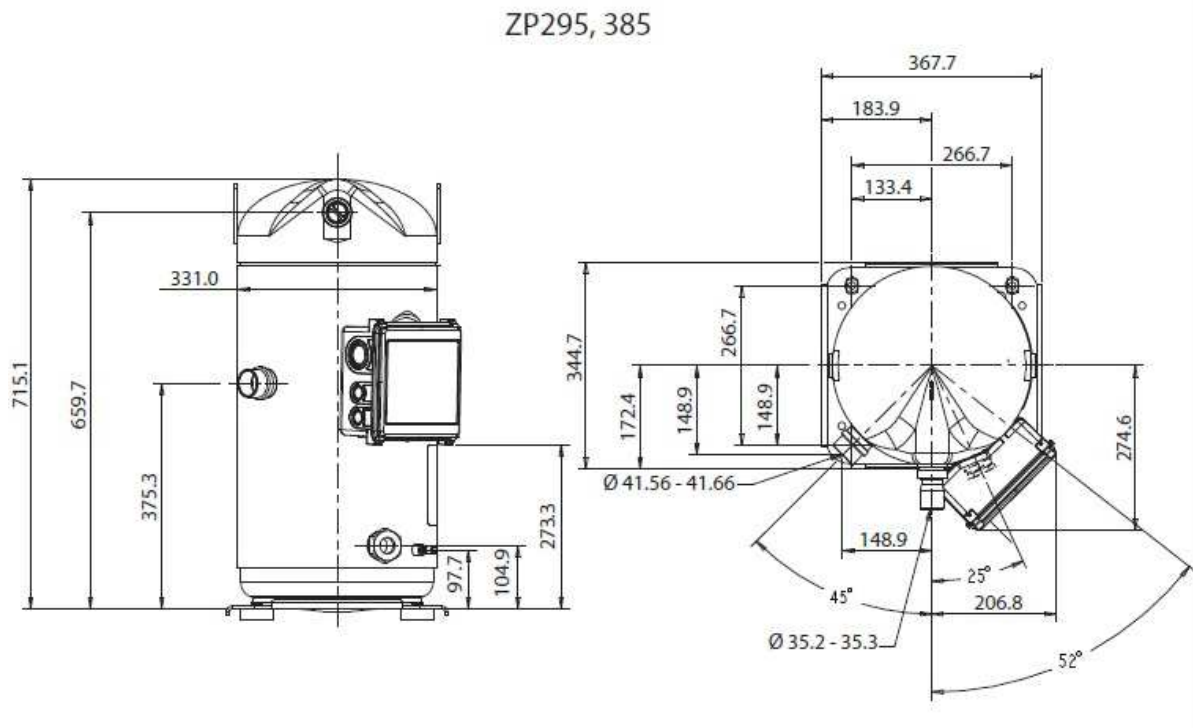


Figura 6-4: Disegno CAD del compressore ZP295KCE-TWD

Un altro importante aspetto da considerare, nella scelta del compressore, è quello riguardante i limiti di funzionamento. Ogni compressore è caratterizzato da un proprio “campo di funzionamento” descritto nel piano temperatura di evaporazione / temperatura di condensazione. La macchina che dobbiamo progettare deve garantire il funzionamento come chiller anche in condizioni di aria esterna molto fredda (richiesta molto inusuale per un chiller normale). In queste condizioni critiche la temperatura di condensazione si avvicinerà molto al limite inferiore del campo limitando la possibilità di spingere la macchina oltre tale limite. La stessa macchina dovrà essere dimensionata per garantire il funzionamento come pompa di calore anche con aria esterna molto calda. In questa condizione, all’aumentare della temperatura esterna, il punto di funzionamento del compressore si avvicinerà molto al limite destro del campo. Il limite in questo caso è quello imposto dalla temperatura di evaporazione. La scelta del compressore quindi, in unità di questi tipo è un fattore critico. E’ necessario che il compressore non limiti troppo le possibilità di “spingere” il funzionamento in porzioni del piano temperatura di evaporazione / temperatura di condensazione lontane dai punti di lavoro nominali.

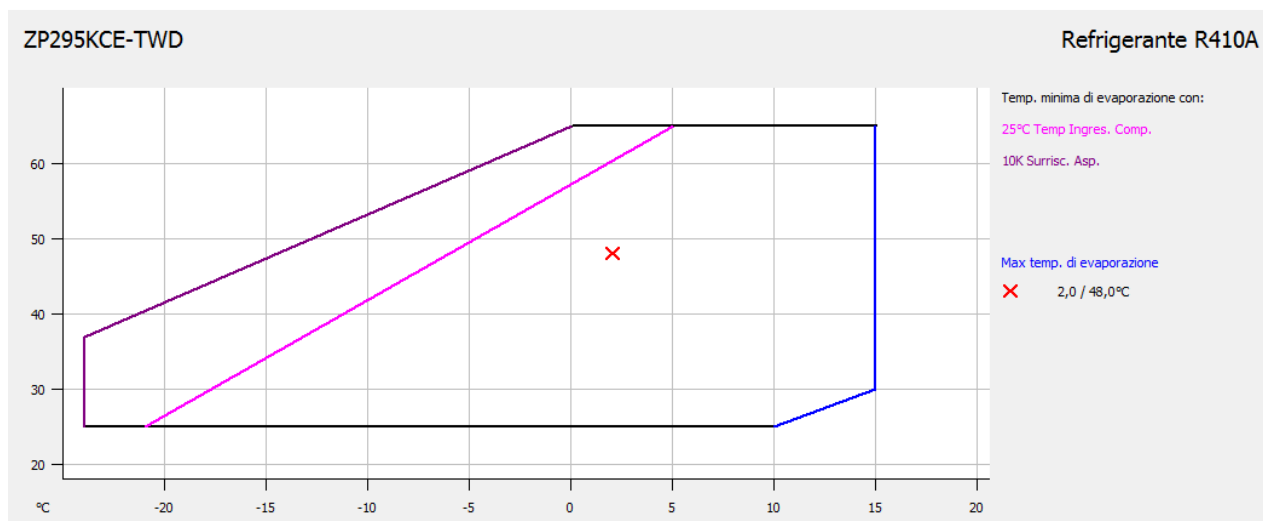


Figura 6-5: Campo di funzionamento del compressore ZP295KCE-TWD

### - 6.4.3 Scelta batteria alettata

Lo scambiatore ad aria deve garantire la dissipazione dell'energia termica o frigorifera del circuito a seconda che il funzionamento della macchina si quello di un chiller o quello di una pompa di calore. Durante il funzionamento della macchina in recupero termico gli scambi termici sono tutti acqua/acqua e lo scambiatore ad aria con i relativi ventilatori è inutilizzato. La scelta della batteria adatta è fatta attraverso il software unilab COILS. Le condizioni nominali di progetto richiedono che la batteria dissipì la potenza condensata con aria esterna a 35°C e 50% di umidità relativa e dissipì la potenza frigorifera generata dal ciclo con aria esterna a 7°C con umidità relativa dell'87%. I parametri caratterizzanti le batterie alettate sono:

- il passo tra i tubi
- il passo tra i ranghi
- il diametro dei tubi
- la spaziatura tra le alette
- il tipo di alette
- i materiali costruttivi

La determinazione della batteria non è univoca. A seconda della scelta dei parametri suddetti è possibile trovare diverse configurazioni in grado di garantire la dissipazione di energia richiesta. Essendo la scelta molto ampia è necessario limitare le geometrie (passo tra i tubi, passo tra i ranghi, diametro tubi) delle batterie utilizzate con alette corrugate, tubi in rame e alette in alluminio. E' chiaro che questa scelta, legata ad un bisogno di snellire la gestione dei componenti, non limita le possibilità. Nel momento in cui le geometrie utilizzate e i materiali non fossero adatti ad alcune applicazioni la scelta della batteria verrebbe fatta considerando tutte le possibilità offerte dal mercato.



La batteria scelta è caratterizzata da

<b>Passo tra i tubi</b>	30 [mm]
<b>Passo tra i ranghi</b>	25,98 [mm]
<b>Diametro tubi</b>	3/8[inch]
<b>Tipo di aletta</b>	corrugata tipo CS
<b>Numero tubi</b>	58
<b>Numero ranghi</b>	4
<b>Dimensioni</b>	2800*1740
<b>Passo tra le alette</b>	2,1 [mm]
<b>Numero alimentazioni</b>	38

La batteria è denominata dalla casa produttrice DELTACOILS nel seguente modo:  
**30 x 25,98 3/8 –CS 58T 4NR 2800 2,1P 38NC**

Con chiara logica di denominazione.

L'unità che stiamo dimensionando è caratterizzata da due batterie, una per ogni circuito. Le caratteristiche di ognuna delle batterie nel funzionamento come condensatore sono:



#### DELTACOILS S.p.A.

Via dell'Artigianato, 16  
 36043 Camisano Vicentino (VI)  
 Tel. 0444/410499 - Fax 0444/410510  
 e-mail: info@deltacoils.it - www.deltacoils.it

Cliente Attenzione Descrizione Data 20/07/2012			
Modello		30 x 25.98 3/8 - CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC	Condensazione
Potenzialità Totale	kW	174,92	Materiale Alette Alluminio
Superficie di Scambio	m <sup>2</sup>	457,58	Materiale Tubi Rame
Volume Interno della Batteria	dm <sup>3</sup>	41,0	Spessore Alette mm 0,10
			Spessore tubo mm 0,28
<b>LATO ARIA</b>			<b>LATO REFRIGERANTE</b>
Pressione Atmosferica	bar A	1,013	Fluido R410A
Portata dell'aria	m <sup>3</sup> /h	52500,00	Portata fluido kg/h 3502,1
Velocità Frontale sulla Batteria	m/s	2,99	Velocità Fluido (fase gassosa) m/s 2,92
Temperatura Aria Ingresso	°C	35,00	Velocità Fluido (fase liquida) m/s 0,44
Umidità Relativa Aria Ingresso	%	50,0	Gradi di sottoraffreddamento °C 5,00
Temperatura Aria Uscita	°C	45,45	Gradi di surriscaldamento °C 25,00
Umidità Relativa Aria Uscita	%	28,6	Temperatura di Condensazione °C 51,00
Perdita di Carico	Pa	81	Perdita di Carico Fluido kPa 31,22
			Perdita di Carico Collettore kPa 0,00
			Perdita di Carico Totali lato fluido kPa 31,22

Garantendo la possibilità di smaltire **174,92 kW + 174,92 kW = 349.84 kW**.

Le caratteristiche di ognuna delle batterie nel funzionamento come evaporatore sono:



### DELTACOILS S.p.A.

Via dell'Artigianato, 16  
36043 Camisano Vicentino (VI)  
Tel. 0444/410499 - Fax 0444/410510  
e-mail: info@deltacoils.it - www.deltacoils.it

Cliente					
Attenzione					
Descrizione					
Data	20/07/2012				
Modello	30 x 25.98 3/8 - CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC		Espansione Diretta		
Potenzialità Totale	kW	113,91	Materiale Alette	Alluminio	
Superficie di Scambio	m <sup>2</sup>	457,58	Materiale Tubi	Rame	
Rapporto Potenza Sensibile / Potenza Totale		0,691807	Spessore Alette	mm	0,10
Quantità di acqua prodotta	kg/h	51,1	Spessore tubo	mm	0,28
Volume Interno della Batteria	dm <sup>3</sup>	41,0			
<b>LATO ARIA</b>			<b>LATO REFRIGERANTE</b>		
Pressione Atmosferica	bar A	1,013	Fluido	R410A	
Portata dell'aria	m <sup>3</sup> /h	50000,00	Portata fluido	kg/h	2616,7
Velocità Frontale sulla Batteria	m/s	2,85	Velocità Fluido (fase gassosa)	m/s	10,73
Temperatura Aria Ingresso	°C	7,00	Velocità Fluido (fase liquida)	m/s	0,26
Umidità Relativa Aria Ingresso	%	86,4	Gradi di sottoraffreddamento	°C	5,00
Temperatura Aria Uscita	°C	2,55	Gradi di surriscaldamento	°C	5,00
Umidità Relativa Aria Uscita	%	100,0	Temperatura di Evaporazione	°C	-2,00
Perdita di Carico	Pa	111	Temperatura di Condensazione	°C	48,80
			Perdita di Carico in gradi	°C	1,83
			Perdita di Carico Fluido	kPa	45,66
			Perdita di Carico Collettore	kPa	0,00
			Perdita di Carico Totali lato fluido	kPa	45,66

Garantendo **113,91 kW + 113,91 kW = 227,82 kW** di potenzialità complessiva.

#### - 6.4.4 Scelta ventilatori

La configurazione della macchina prevede la divisione fisica dei due circuiti. Una lamiera metallica con sviluppo longitudinale separa la sezione ventilante dell'unità polivalente in due parti distinte. Un'altra lamiera trasversale separa ulteriormente i componenti del circuito frigorifero (ad eccezione delle batterie alettate) dai componenti idraulici. In questo modo è possibile aprire la macchina dalla parte del circuito frigorifero anche durante il funzionamento senza compromettere il lavoro dello scambiatore alettato. A ciascuno degli scambiatori ausiliari (le batterie alettate) ai lati della macchine, sono associati 3 ventilatori assiali con il motore elettrico direttamente accoppiato. L'area della macchina dedicata allo scambio termico con la

sorgente aria deve essere il più possibile chiusa nei lati in cui non è presente la batteria alettata in modo da garantire che il maggior flusso di aria aspirata dai ventilatori transiti effettivamente attraverso lo scambiatore. La portata d'aria che i ventilatori sono in grado di far transitare attraverso la batteria alettata è un parametro fondamentale di dimensionamento per lo scambiatore. La determinazione della portata d'aria che il parallelo dei 3 ventilatori è in grado di garantire deve tener conto delle perdite di carico che il flusso incontra nel suo passaggio. Le perdite di carico sono legate principalmente al passaggio del flusso d'aria attraverso le alette della batteria, e al passaggio attraverso la griglia antinfortunistica del ventilatore stesso. Il flusso d'aria può incontrare grosse resistenza anche nel suo percorso all'interno della macchina.

I ventilatori assiali utilizzati nel progetto sono della EBM.

La determinazione del modello più adatto alle esigenze è fatta attraverso la lettura della curva prestazionale ipotizzando le perdite di carico complessive del sistema.

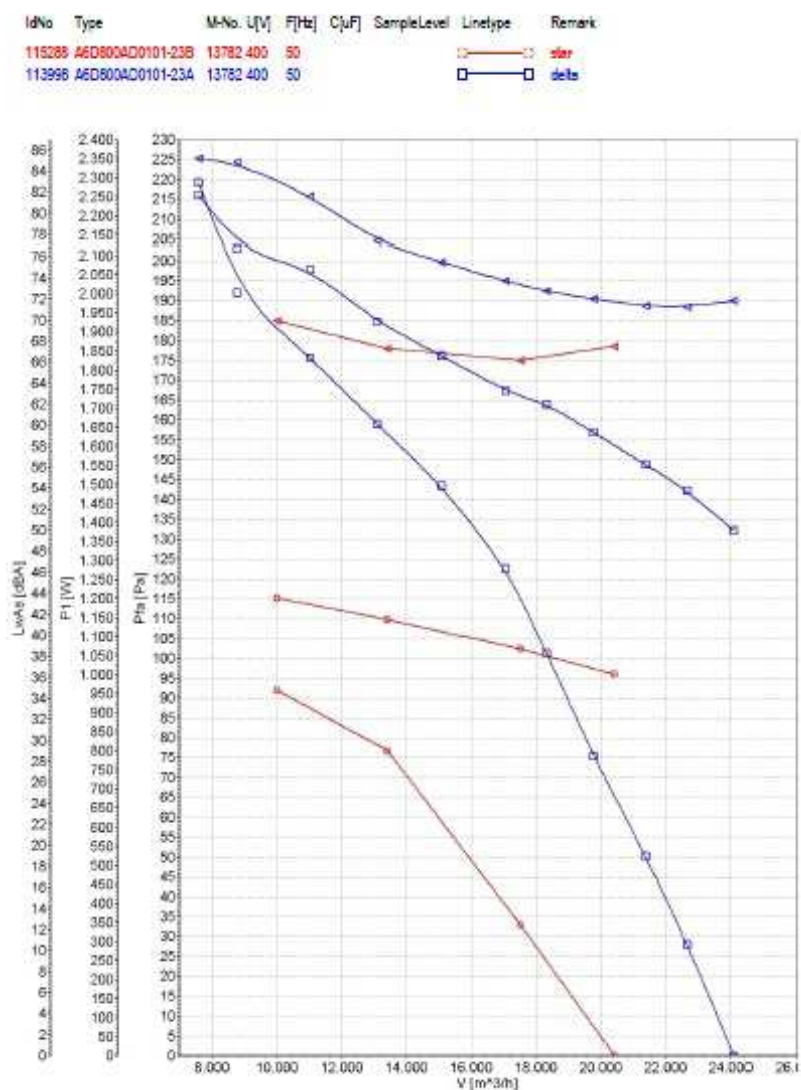


Figura 6-6: Curve caratteristiche ventilatore A6D800-AD01-01

Il modello scelto è il A6D800-AD01-01.

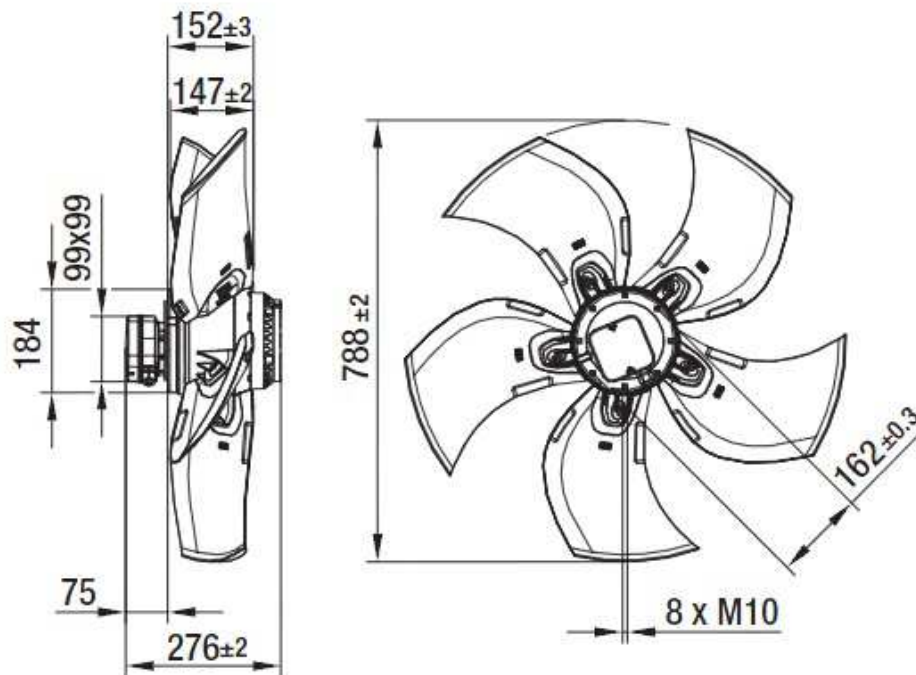


Figura 6-7: disegno CAD ventilatore A6D800-AD01-01

A causa della grande richiesta di flessibilità, che questo tipo di macchina deve garantire, i ventilatori, che in genere hanno una velocità fissa legata solo al collegamento tra i morsetti, sono dotati di un regolatore di giri a taglio di fase che permette una regolazione più precisa della velocità di rotazione.

Questo componente regola la velocità dei ventilatori in base alla pressione o la temperatura del circuito per mantenere il valore di set point impostato.

Il regolatore permette di:

- Ottimizzare la gestione della pressione entro il range impostato, migliorando il rendimento dell'impianto frigorifero nelle diverse condizioni atmosferiche, riducendo i consumi energetici;
- Limitare la velocità massima per ridurre il rumore del ventilatore, (utile nelle aree urbane dove il rumore deve essere controllato sotto una determinata soglia).

- **6.4.5 Scelta degli scambiatori acqua/acqua a piastre**

Calcoli eseguiti con miscela acqua/ glicole etilico al 20%

I punti nominali vengono definiti nella fase recupero calore: decise le temperature della acqua refrigerata e di quella calda, si determinano le capacità termica e frigorifera e, di conseguenza le rispettive portate d'acqua. Nelle altre condizioni di funzionamento resteranno invariate le portate d'acqua e le temperature di ritorno dall'impianto, mentre le temperature verso l'impianto varieranno in funzione delle condizioni dell'aria esterna.

***Ipotesi 1***

**Condensatore S424-150 [ONDA]**

Superficie	33,88 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	454,5 mm
Peso	138 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	150
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	75
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	74

**Evaporatore S424HD-110 [ONDA]**

Superficie	24,72 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	336,5 mm
Peso	109,2 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	110
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	55
<b>Lato 2</b>	

Fluido	R410A
Numero canali	54

### Modalità di funzionamento

#### 1) **Recupero totale:**

In questa fase l'acqua refrigerata nell'evaporatore è considerata entrante a 12 °C e uscente a 7°C. L'acqua riscaldata entra nel condensatore a 40°C ed esce a 45°C.

Conoscendo i carichi termici e frigoriferi che è necessario scambiare possiamo analizzare, attraverso il programma di selezione ONDA, le caratteristiche degli scambiatori scelti, e verificarne il funzionamento. I dati di particolare interesse riguardano la portata d'acqua e le perdite di carico.

#### **Condensatore S424-150 [ONDA]**

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nel condensatore	58,01 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	46 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,803 [kg/s]
Perdite di carico	2 [kPa]

#### **Evaporatore S424HD-110 [ONDA]**

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	43,89 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	45 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,625 [kg/s]
Perdite di carico	13 [kPa]

#### 2) **Chiller**

In questo regime il sistema produce acqua refrigerata e smaltisce il calore generato dal processo attraverso lo scambiatore a perdere (batteria alettata). La temperatura dell'aria esterna è considerata 35°C con 50% di umidità relativa. All'evaporatore circola la stessa portata d'acqua calcolata nella modalità di funzionamento in recupero totale 1(vedi sopra). La temperatura dell'acqua in ingresso è 12°C.

Conoscendo i carichi termici e frigoriferi che è necessario scambiare possiamo analizzare, attraverso il programma di selezione ONDA, le caratteristiche degli scambiatori scelti, e verificarne il funzionamento. I dati di particolare interesse riguardano la portata d'acqua e la temperatura dell'acqua in uscita.

### Evaporatore S424HD-110 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	43,89 [m <sup>3</sup> /h]
Temperatura di uscita	6,94 °C
Perdite di carico	45 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,625 [kg/s]
Perdite di carico	13 [kPa]

### 3) Pompa di calore

In questo regime il sistema produce acqua calda e il compito dell'evaporatore è eseguito dallo scambiatore a perdere (batteria alettata). La temperatura dell'aria esterna è considerata 7°C con temperatura a bulbo umido 6°C. L'aria in uscita dalla batteria è considerata satura. Al condensatore circola la stessa portata d'acqua calcolata nella modalità di funzionamento in recupero totale 1(vedi sopra). La temperatura dell'acqua in ingresso è 40°C.

### Condensatore S424-150 [ONDA]

Temperatura di uscita condensatore	44,45 °C
Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	58,01 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	46 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,595 [kg/s]
Perdite di carico	2 [kPa]

## CONFRONTO TRA LA RICHIESTA E I RISULTATI OTTENUTI

SCHEDA TECNICA		DATI DICHIARATI			DATI CALCOLATI		
		modalità di funzionamento			modalità di funzionamento		
		CH	CH+HP	HP	CH	CH+HP	HP
potenza refrigerata	kW	278,0	266,0		246,4	243,2	209,2
potenza assorbita	kW	79,6	79,8	79,2	79,8	81,6	79,4
potenza condensata	kW		327,0	310	326,2	324,8	288,6

### EVAPORATORE / SCAMBIATORE FREDDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
temperatura ingresso	°C	12	12		12	12	
temperatura uscita	°C	7	7		6,9	7	
portata nominale	mc/h	48			43,89		
perdita di carico evaporatore	kPa				45		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				220		
prevalenza utile	kPa	105					

### CONDENSATORE / SCAMBIATORE CALDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
temperatura ingresso	°C		40	40		40	40
temperatura uscita	°C		45	44,5		45	44,45
portata nominale	mc/h		59			58,01	
perdita di carico condensatore	kPa					46	
potenza della pompa	kW		4			4 [FHE 50-125/40]	
prevalenza totale della pompa	kPa					190	
prevalenza utile	kPa		75				

### BATTERIA / SCAMBIATORE A PERDERE

temperatura ingresso / aria esterna	°C	35		7 b.s. / 6 b.u.	35		7 b.s. / 6 b.u.
-------------------------------------	----	----	--	-----------------	----	--	-----------------



## ***Ipotesi 2***

La selezione dei componenti è in un certo senso un processo iterativo, si ricerca ricorsivamente la combinazione dei componenti e la condizione di lavoro che ottimizza le prestazioni e la gestione. Questo primo passaggio è legato proprio alla verifica della possibilità di utilizzare una configurazione con scambiatori già definiti per altre applicazioni, andando a vedere come questa scelta incide sulle prestazioni.

Cambio le piastre (evaporatore più piccolo, condensatore più grande)

### **Condensatore S424-178 [ONDA]**

Superficie	40,29 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	537,1 mm
Peso	158,16 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	178
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	89
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	88

### **Evaporatore S424HD-90 [ONDA]**

Superficie	20,14 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	277,5 mm
Peso	94,80 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	90
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	45
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	44

## Modalità di funzionamento

### 1) Recupero totale:

In questa fase l'acqua refrigerata nell'evaporatore è considerata entrante a 12 °C e uscente a 7°C. L'acqua riscaldata entra nel condensatore a 40°C ed esce a 45°C.

Conoscendo i carichi termici e frigoriferi che è necessario scambiare possiamo analizzare, attraverso il programma di selezione ONDA, le caratteristiche degli scambiatori scelti, e verificarne il funzionamento. I dati di particolare interesse riguardano la portata d'acqua e le perdite di carico.

#### Condensatore S424-178 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nel condensatore	57,47 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	35 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,778 [kg/s]
Perdite di carico	2 [kPa]

#### Evaporatore S424HD-90 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	43,35 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	64 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,593 [kg/s]
Perdite di carico	17 [kPa]

### 2) Chiller

#### Evaporatore S424HD-90 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	43,35 [m <sup>3</sup> /h]
Temperatura di uscita	6,98 °C
Perdite di carico	64 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,594 [kg/s]
Perdite di carico	17 [kPa]

### 3) Pompa di calore

## Condensatore S424-178 [ONDA]

Temperatura di uscita condensatore	44,52°C
Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	57,47 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	35 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1604 [kg/s]
Perdite di carico	1 [kPa]

### CONFRONTO TRA LA RICHIESTA E I RISULTATI OTTENUTI

SCHEDA TECNICA		DATI DICHIARATI			DATI CALCOLATI		
		modalità di funzionamento			modalità di funzionamento		
		CH	CH+HP	HP	CH	CH+HP	HP
potenza refrigerata	kW	278,0	266,0		242,8	242,0	211,6
potenza assorbita	kW	79,6	79,8	79,2	79,8	80,0	79
potenza condensata	kW		327,0	310	322,6	322,0	290,6

#### EVAPORATORE / SCAMBIATORE FREDDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
		12	12		12	12	
temperatura ingresso	°C	12	12		12	12	
temperatura uscita	°C	7	7		7	7	
portata nominale	mc/h	48			43,35		
perdita di carico evaporatore	kPa				64		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				220		
prevalenza utile	kPa	105					

#### CONDENSATORE / SCAMBIATORE CALDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
		40	40		40	40	
temperatura ingresso	°C	40	40		40	40	
temperatura uscita	°C	45	44,5		45	44,52	
portata nominale	mc/h	59			57,47		
perdita di carico condensatore	kPa				35		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				190		
prevalenza utile	kPa	75					

### BATTERIA / SCAMBIATORE A PERDERE

temperatura ingresso / aria esterna	°C	35		7 b.s. / 6 b.u.	35		7 b.s. / 6 b.u.
-------------------------------------	----	----	--	--------------------	----	--	-----------------------

### Confronto tra prima e seconda ipotesi

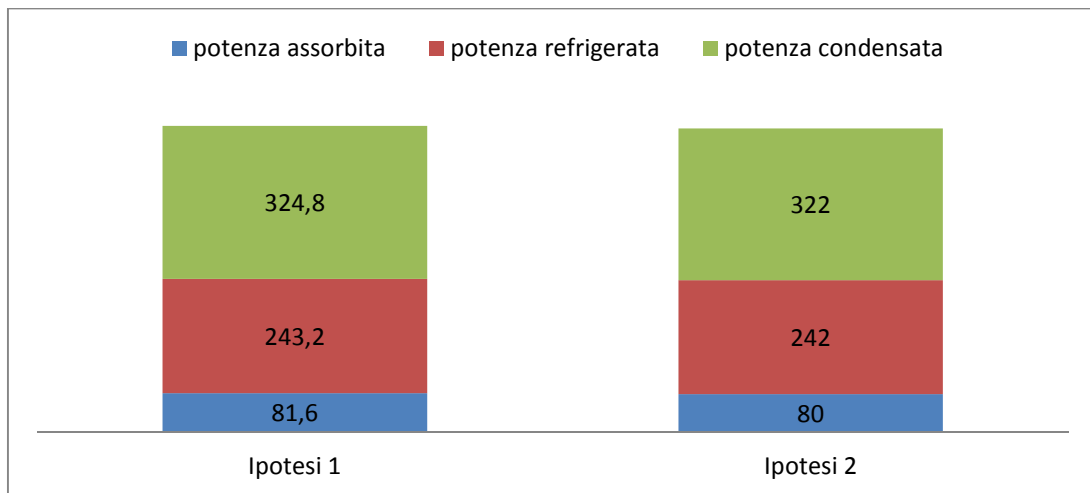


Figura 6-8: Confronto tra prestazioni ipotesi 1 e 2

Il risultato ottenuto evidenzia che la modifica introduce una penalizzazione delle prestazioni, non coerente con la necessità di ottimizzare invece le condizioni di lavoro per avvicinarsi alla prestazione richiesta.

### ***Ipotesi 3***

Dall'analisi delle due ipotesi precedenti si nota come l'evaporatore più efficiente sia quello dell'ipotesi 1 mentre, per quello che riguarda il condensatore quello preferibile sia quello dell'ipotesi 2. La terza ipotesi prevede quindi di combinare il condensatore della seconda ipotesi con l'evaporatore della prima. Questo è quello che si ottiene.

#### **Condensatore S424-178 [ONDA]**

Superficie	40,29 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	537,1 mm
Peso	158,16 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	150

#### **Lato 1**

Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	89

#### **Lato 2**

Fluido	R410A
Numero canali	88

#### **Evaporatore S424HD-110 [ONDA]**

Superficie	24,72 m <sup>2</sup>
Dimensioni frontali L x H	305 x 745 mm
Spessore	336,5 mm
Peso	109,2 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	110

#### **Lato 1**

Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	55

#### **Lato 2**

Fluido	R410A
Numero canali	54

## Modalità di funzionamento

### 1) Recupero totale:

#### Condensatore S424-178 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nel condensatore	58,36 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	36 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,805 [kg/s]
Perdite di carico	2 [kPa]

#### Evaporatore S424HD-110 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	44,25 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	46 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,625 [kg/s]
Perdite di carico	13 [kPa]

### 2) Chiller

#### Evaporatore S424HD-110 [ONDA]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	44,25 [m <sup>3</sup> /h]
Temperatura di uscita	6,98 °C
Perdite di carico	45 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,625 [kg/s]
Perdite di carico	13 [kPa]

### 3) Pompa di calore

#### Condensatore S424-178 [ONDA]

Margine	9,7%
Temperatura di uscita condensatore	44,45 °C

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	58,36 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	46 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	1,595 [kg/s]
Perdite di carico	2 [kPa]

### CONFRONTO TRA LA RICHIESTA E I RISULTATI OTTENUTI

SCHEDA TECNICA		DATI DICHIARATI			DATI CALCOLATI		
		modalità di funzionamento			modalità di funzionamento		
		CH	CH+HP	HP	CH	CH+HP	HP
potenza refrigerata	kW	278,0	266,0		246,4	246,4	211,6
potenza assorbita	kW	79,6	79,8	79,2	79,8	80,0	79
potenza condensata	kW		327,0	310	326,2	326,4	290,6

#### EVAPORATORE / SCAMBIATORE FREDDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
		12	12		12	12	
temperatura ingresso	°C	12	12		12	12	
temperatura uscita	°C	7	7		7	7	
portata nominale	mc/h	48			44,25		
perdita di carico evaporatore	kPa				46		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				220		
prevalenza utile	kPa	105					

#### CONDENSATORE / SCAMBIATORE CALDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
		40	40		40	40	
temperatura ingresso	°C	40	40		40	40	
temperatura uscita	°C	45	44,5		45	44,45	
portata nominale	mc/h	59			58,36		
perdita di carico condensatore	kPa				36		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				190		
prevalenza utile	kPa	75					

#### BATTERIA / SCAMBIATORE A PERDERE

temperatura ingresso / aria esterna	°C	35		7 b.s. / 6 b.u.	35		7 b.s. / 6 b.u.
-------------------------------------	----	----	--	-----------------	----	--	-----------------

## Confronto tra le ipotesi

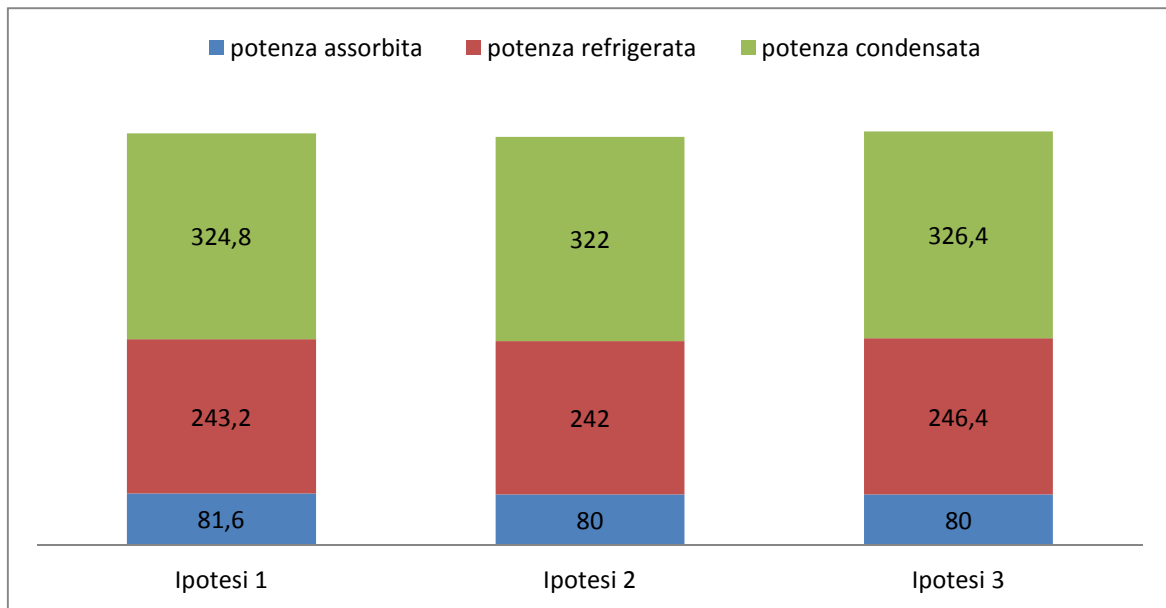


Figura 6-9: Confronto tra prestazioni ipotesi 1, 2 e 3

L'ipotesi 3 permette di migliorare leggermente la prestazione, al momento questa sembra quindi l'opzione migliore.



#### ***Ipotesi 4***

#### Scambiatori ALFA-LAVAL

L'attenzione è stata rivolta quindi verso l'ottenimento di un ulteriore miglioramento. Questo è stato fatto rivolgendo l'analisi alla stessa tipologia di scambiatori, ma di un altro produttore: diverse configurazioni e corrugazioni delle piastre sono responsabili di diverse efficienze.

#### **Condensatore AC-500DQ-102H [ALFA-LAVAL]**

Dimensioni frontali L x H	381 x 739 mm
Spessore	322 mm
Peso	98,5 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	102
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	51
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	50

#### **Evaporatore AC230DQ-182H [ALFA LAVAL]**

Dimensioni frontali L x H	486 x 490 mm
Spessore	250 mm
Peso	78,4 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	182
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	91
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	90

## Modalità di funzionamento

### 1) Recupero totale:

#### Condensatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nel condensatore	61,67 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	62,8 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	6,168 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	3,46 [kPa]

#### Evaporatore AC230DQ-182H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	47,46 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	67,2 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	5,963 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	2,8 [kPa]

### 2) Chiller

#### Evaporatore AC230DQ-182H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	47,46 [m <sup>3</sup> /h]
Temperatura di uscita	7 °C
Perdite di carico	45 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	5,95 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	1,88 [kPa]

### 3) Pompa di calore

#### Condensatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

Temperatura di uscita condensatore	44,30 °C
Lato 1	Acqua glicolata

Portata nell'evaporatore	61,67 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	62,8 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	5,29 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	2,63 [kPa]

### CONFRONTO TRA LA RICHIESTA E I RISULTATI OTTENUTI

SCHEDE TECNICHE		DATI DICHIARATI			DATI CALCOLATI		
		modalità di funzionamento			modalità di funzionamento		
		CH	CH+HP	HP	CH	CH+H P	HP
potenza refrigerata	kW	278,0	266,0	230,8	253,2	255,2	214
potenza assorbita	kW	79,6	79,8	79,2	80,8	80,0	79
potenza condensata	kW	357,6	327,0	310	334,0	335,2	293

#### EVAPORATORE / SCAMBIATORE FREDDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
temperatura ingresso	°C	12	12		12	12	
temperatura uscita	°C	7	7		7,0	7	
portata nominale	mc/h	48			47,46		
perdita di carico evaporatore	kPa				67,2		
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa				220		
prevalenza utile	kPa	105					

#### CONDENSATORE / SCAMBIATORE CALDO

miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%		
temperatura ingresso	°C		40	40		40	40
temperatura uscita	°C		45	44,5		45	44,3
portata nominale	mc/h		59			61,67	
perdita di carico condensatore	kPa					62,8	
potenza della pompa	kW		4			4 [FHE 50-125/40]	
prevalenza totale della pompa	kPa					190	
prevalenza utile	kPa		75				

#### BATTERIA / SCAMBIATORE A PERDERE

temperatura ingresso / aria esterna	°C	35		7 b.s. / 6 b.u.	35		7 b.s. / 6 b.u.
-------------------------------------	----	----	--	--------------------	----	--	--------------------

Confronto tra le ipotesi

### Confronto tra le ipotesi:

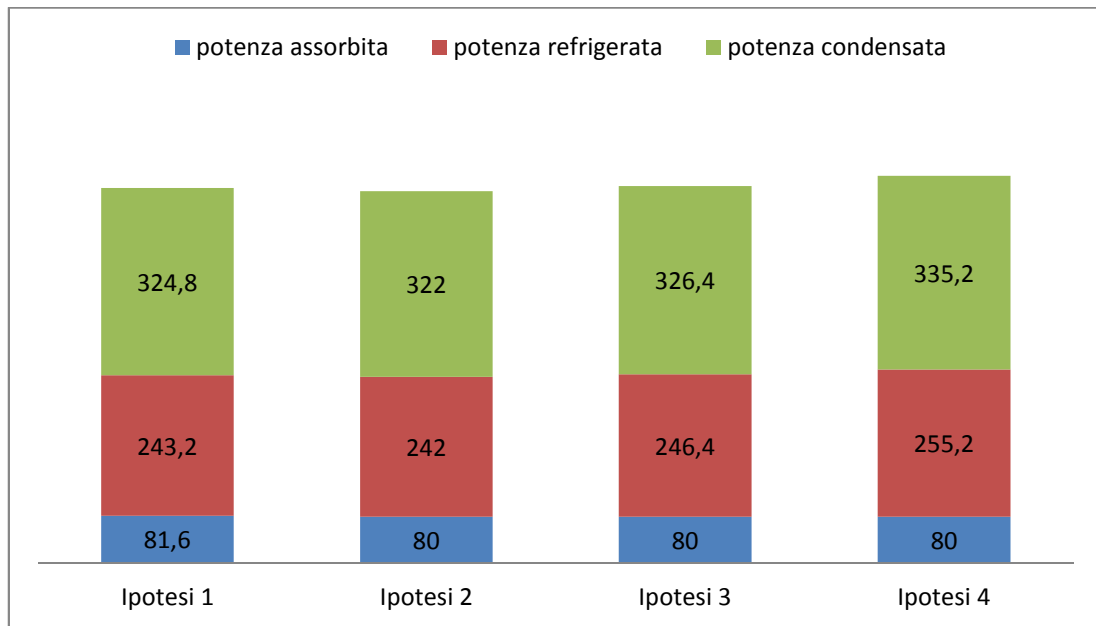


Figura 6-10: Confronto tra prestazioni 1, 2, 3 e 4

Con questa configurazione ho migliorato la prestazione, quindi, almeno per il caso specifico, questo tipo di scambiatore sembra fare di più al caso nostro.

### ***Ipotesi 5***

Decidiamo ora di analizzare il funzionamento della macchina utilizzando due scambiatori ALFA-LAVAL uguali. Quello che vogliamo ottenere è un ulteriore incremento della prestazione, un miglioramento delle perdite di carico, una semplificazione della gestione e della configurazione. In particolare scegliere due scambiatori uguali porta a dover dimensionare due impianti idraulici uguali alleggerendo il carico progettuale rispetto al caso con scambiatori diversi.

#### **Condensatore AC-500DQ-102H [ALFA-LAVAL]**

Dimensioni frontali L x H	381 x 739 mm
Spessore	322 mm
Peso	98,5 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	102
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	51
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	50

#### **Evaporatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]**

Dimensioni frontali L x H	381 x 739 mm
Spessore	322 mm
Peso	98,5 kg
Configurazione	controcorrente
Circuiti refrigerante	2
Numero piastre	102
<b>Lato 1</b>	
Fluido	acqua e glicole etilenico al 20%
Numero canali	51
<b>Lato 2</b>	
Fluido	R410A
Numero canali	50

#### **Modalità di funzionamento**

- 1) **Recupero totale:**

### Condensatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nel condensatore	62,69 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	64,1 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	6,24 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	3,56 [kPa]

### Evaporatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	48,2 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	45,7 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	6 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	2,21 [kPa]

## 2) Chiller

### Evaporatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	48,2 [m <sup>3</sup> /h]
Temperatura di uscita	7,1 °C
Perdite di carico	45,6 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	5,928 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	2,07 [kPa]

## 3) Pompa di calore

### Condensatore AC500DQ-102H [ALFA LAVAL]

<b>Temperatura di uscita condensatore</b>	<b>44,30 °C</b>
Lato 1	Acqua glicolata
Portata nell'evaporatore	62,41 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	64,2 [kPa]
Lato 2	R410A
Portata	5,26 [m <sup>3</sup> /h]
Perdite di carico	2,25 [kPa]

## CONFRONTO TRA LA RICHIESTA E I RISULTATI OTTENUTI

SCHEMA TECNICA		DATI DICHIARATI			DATI CALCOLATI			
		modalità di funzionamento			modalità di funzionamento			
		CH	CH+HP	HP	CH	CH+HP	HP	
potenza refrigerata	kW	278,0	266,0	230,8	256,8	260,0	213,2	
potenza assorbita	kW	79,6	79,8	79,2	81,6	80,0	77,4	
potenza condensata	kW	357,6	327,0	310	338,4	340,0	290,6	
<b>EVAPORATORE / SCAMBIATORE FREDDO</b>								
miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%			
temperatura ingresso	°C	12	12		12	12		
temperatura uscita	°C	7	7		7,1	7		
portata nominale	mc/h	48			46,91			
perdita di carico evaporatore	kPa				45,7			
potenza della pompa	kW	4			4 [FHE 50-125/40]			
prevalenza totale della pompa	kPa				220			
prevalenza utile	kPa	105						
<b>CONDENSATORE / SCAMBIATORE CALDO</b>								
miscela		ETHGLY 20%			ETHGLY 20%			
temperatura ingresso	°C		40	40		40	40	
temperatura uscita	°C		45	44,5		45	44,3	
portata nominale	mc/h		59			62,69		
perdita di carico condensatore	kPa					64,1		
potenza della pompa	kW		4			4 [FHE 50-125/40]		
prevalenza totale della pompa	kPa					180		
prevalenza utile	kPa		75					
<b>BATTERIA / SCAMBIATORE A PERDERE</b>								
temperatura ingresso / aria esterna	°C	35		7 b.s. / 6 b.u.	35		7 b.s. / 6 b.u.	

### Confronto tra le ipotesi

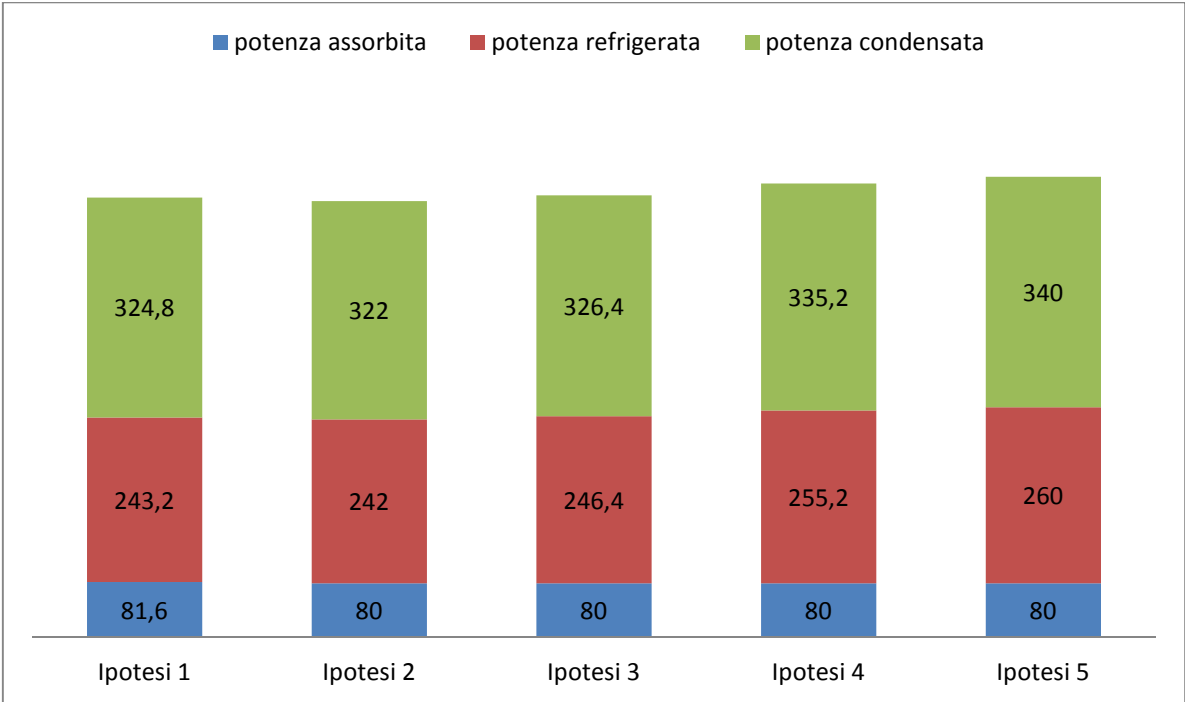


Figura 6-11: Confronto tra prestazioni ipotesi 1, 2, 3, 4 e 5



- 6.4.6 Riassunto selezioni

	ipotesi 1	ipotesi 2	ipotesi 3	ipotesi 4	ipotesi 5
<b>Compressori</b>	<b>2x(2xZP295KCE-TWD)</b>				
<b>Batterie</b>	<b>2 x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC</b>				
<b>Ventilatori</b>	<b>6x A6D800-AD01-01</b>				
<b>Condensatore</b>	S424-150 [ONDA]	S424-178 [ONDA]	S424-178 [ONDA]	AC-500DQ-102H [ALFA-LAVAL]	AC-500DQ-102H [ALFA-LAVAL]
<b>Evaporatore</b>	S424HD-110 [ONDA]	S424HD-90 [ONDA]	S424HD-110 [ONDA]	AC230DQ-182H [ALFA-LAVAL]	AC-500DQ-102H [ALFA-LAVAL]

- 6.4.7 Riassunto prestazioni

Nella tabella sono riassunte le prestazioni della macchina nelle diverse ipotesi e nelle diverse modalità di funzionamento. Tutti i dati sono relativi al funzionamento della macchina al 100%.

	ipotesi 1	ipotesi 2	ipotesi 3	ipotesi 4	ipotesi 5
<b>Recupero totale</b>					
<b>Potenza frigorifera [kW]</b>	243,2	242	246,4	255,2	260
<b>Potenza compressori [kW]</b>	81,6	80	80	80	80
<b>Potenza condensata [kW]</b>	324,8	322	326,4	335,2	340
<b>potenza ventilatori [kW]</b>	0	0	0	0	0
<b>EER</b>	2,98	3,025	3,08	3,19	3,25
<b>COP</b>	3,98	4,025	4,08	4,19	4,25
<b>Chiller</b>					
<b>Potenza frigorifera [kW]</b>	246,4	242,8	246,4	253,2	256,8
<b>Potenza compressori [kW]</b>	79,8	79,8	79,8	80,8	81,6
<b>Potenza condensata (dissipata) [kW]</b>	326,2	322,6	326,2	334	338,4
<b>potenza ventilatori [kW]</b>	12	12	12	12	12
<b>EER</b>	2,68	2,64	2,68	2,73	2,74
<b>Pompa di calore</b>					
<b>Potenza frigorifera (dissipata) [kW]</b>	209,2	211,6	211,6	214	213,2
<b>Potenza compressori [kW]</b>	79,4	79	79	79	77,4
<b>Potenza condensata [kW]</b>	288,6	290,6	290,6	293	290,6
<b>potenza ventilatori [kW]</b>	12	12	12	12	12
<b>COP</b>	3,16	3,19	3,19	3,22	3,25

#### - 6.4.8 Confronto tra prestazioni

Confrontiamo, per ognuno dei funzionamenti e per ognuna delle grandezze di interesse, le prestazioni della macchina nelle diverse ipotesi fatte durante la scelta dei componenti.

Non è stato inserito il grafico relativo alla potenza assorbita dai 6 ventilatori in quanto questa è costante nelle 5 ipotesi. Questa è uguale a 0 nel funzionamento in recupero totale e uguale a 12 [kW] nel funzionamento della macchina come chiller e come pompa di calore (condizione a pieno carico, chiller con controllo di condensazione inattivo). Nei calcoli relativi al rapporto tra l'effetto utile e la spesa la potenza dei ventilatori è comunque stata considerata.

#### Funzionamento in recupero totale

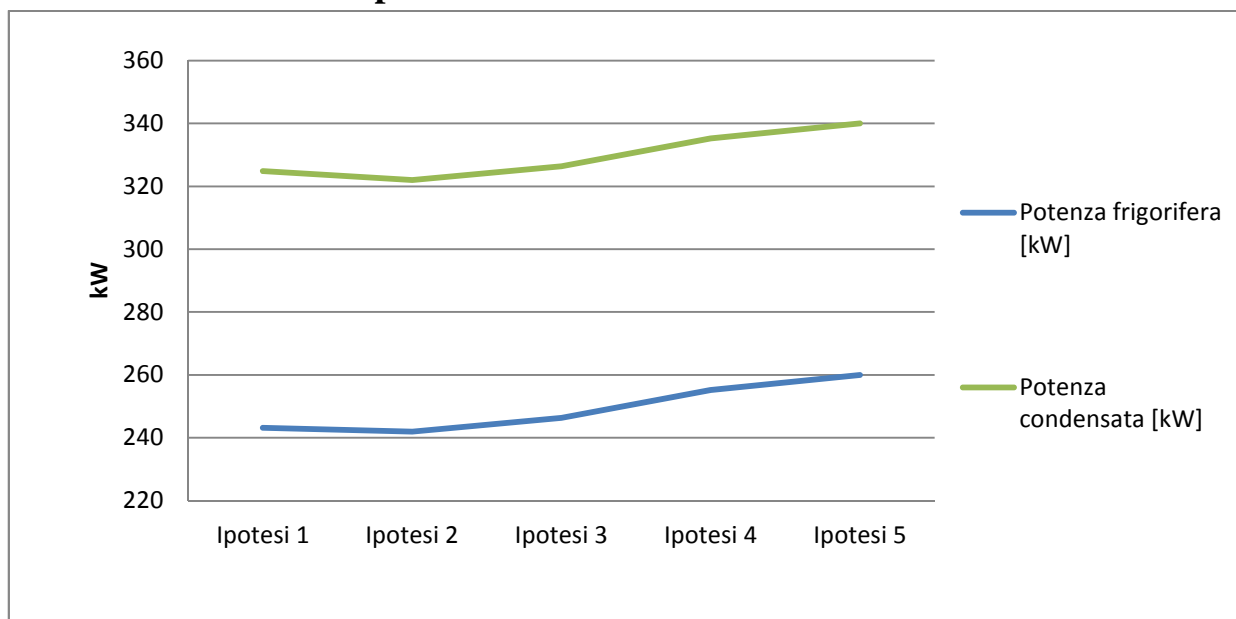


Figura 6-12: Potenza frigorifera e potenza termica nel funzionamento in recupero totale: confronto tra le ipotesi.

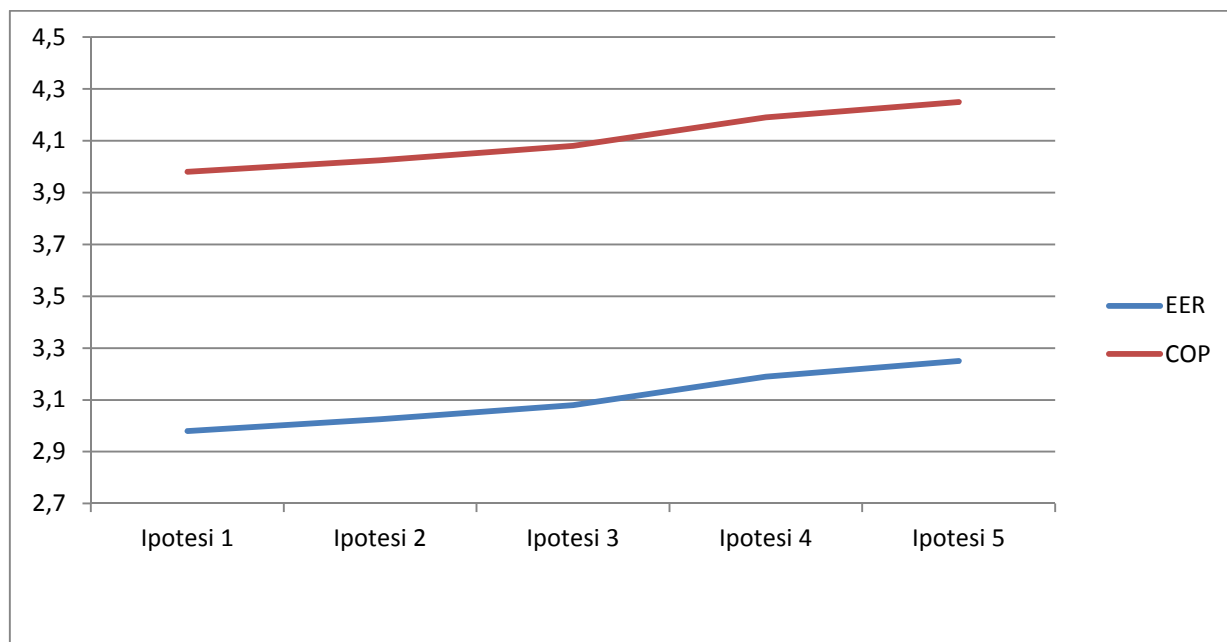


Figura 6-13: EER e COP nel funzionamento in recupero totale: confronto tra le ipotesi.

## Funzionamento come chiller

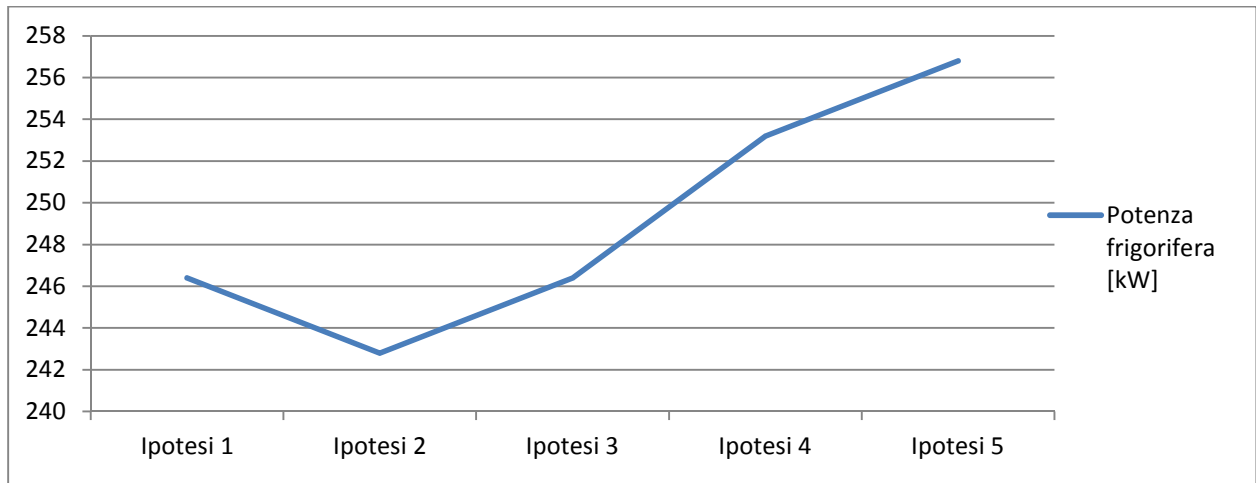


Figura 6-14: Potenza frigorifera nel funzionamento come chiller: confronto tra le ipotesi.

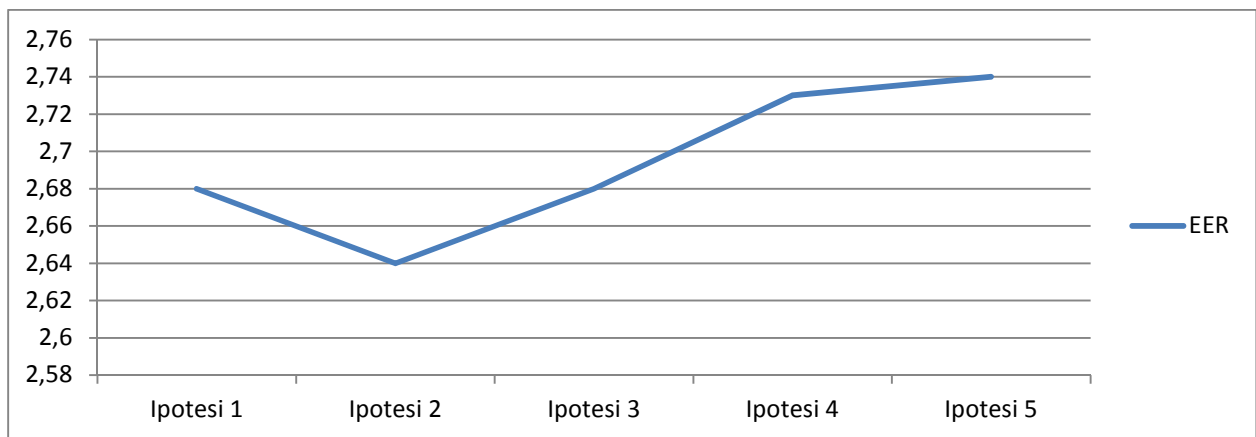


Figura 6-15: EER nel funzionamento come chiller: confronto tra le ipotesi.

## Funzionamento come pompa di calore



Figura 6-16: Potenza termica nel funzionamento in pompa di calore: confronto tra le ipotesi.

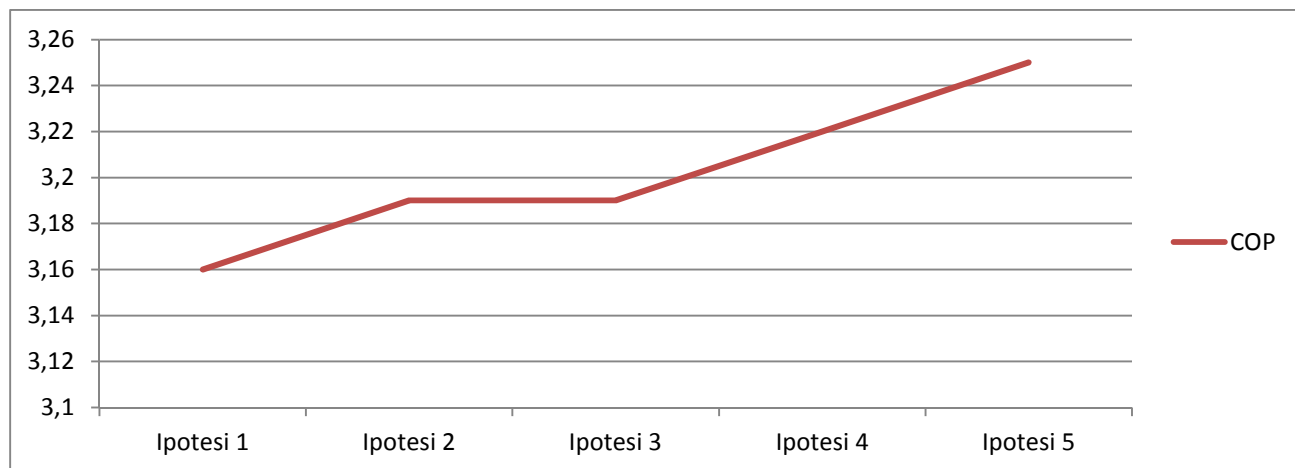


Figura 6-17: COP nel funzionamento in pompa di calore: confronto tra le ipotesi.

## • 6.5 Progettazione circuito frigorifero

### - 6.5.1 Diametro dei tubi in rame e verifica dello spessore

#### Diametro tubi

Il costo di un tubo, in generale, dovrebbe risultare il miglior compromesso tra il costo iniziale (che cresce all'aumentare del diametro) e il costo di esercizio dell'impianto legato alla potenza spesa per la circolazione del fluido nel tubo stesso e quindi alle perdite di carico (diminuiscono all'aumentare del diametro). Esistono, però, altre limitazioni relative ad altri aspetti dell'impianto che fissano i limiti superiori ed inferiori della velocità ammissibile del fluido all'interno dei tubi. La limitazione verso il basso dipende, in genere, da considerazioni riguardanti lo sporco dei tubi che, nel caso di circuiti frigoriferi, vanno viste in relazione alla necessità non tanto di mantenere pulito l'interno del tubo quanto di trascinare, nel moto, efficacemente l'olio al carter del compressore. La limitazione verso l'alto dipende invece da considerazioni funzionali legate alla rumorosità, alle vibrazioni, alla possibilità di erosione e al colpo d'ariete. Valori indicativi di limiti estremi di velocità normalmente assunti nel dimensionamento delle tubazioni dei circuiti frigoriferi sono:

<b>Linee di aspirazione</b>	4,5-20 [m/s]
<b>Linee di mandata</b>	10-18 [m/s]
<b>Linee di liquido</b>	<1,5 [m/s]

Tabella 6-6: limiti estremi di velocità per le varie linee di fluido.

È necessario considerare che le condizioni di efficienza energetica si applicano alle tubazioni che collegano il compressore all'evaporatore e al condensatore, ma non alle tubazioni che convogliano il fluido frigorifero dal condensatore alla valvola di laminazione, poiché la perdita di exergia connessa con la perdita di carico è, in ogni caso, inevitabile ed è compresa nella perdita di laminazione. In altri termini il dimensionamento della linea di liquido influisce solo sulla ripartizione della caduta di pressione tra la linea di liquido e la valvola di laminazione, ma non sull'entità globale dato che corrisponde sempre alla differenza di pressione tra

condensazione ed evaporazione. Si può dire che la caduta di pressione che si verifica lungo la linea del liquido è generalmente una frazione molto piccola della caduta totale (perdite di carico linea liquido + perdite di pressione per laminazione) così che, in generale, il dimensionamento della linea del liquido non influisce sulla scelta della valvola di laminazione. Nel dimensionamento della linea di liquido esiste comunque una condizione essenziale che deve essere soddisfatta: è necessario evitare che la pressione si abbassi al di sotto del valore di saturazione per non avere la formazione del vapore di “flash” che riduce in modo drastico la capacità frigorifera della valvola di laminazione.

### Linee di aspirazione e di mandata

Il criterio generico di dimensionamento di basa sull'imposizione di una determinata perdita di carico intesa come caduta di temperatura di saturazione. La ragione di questa scelta è evidente: se, per esempio, una linea di aspirazione viene dimensionata per una caduta di temperatura di 1°C le prestazioni del ciclo frigorifero sono approssimabili a quelle di un analogo ciclo con una temperatura di evaporazione inferiore di un grado rispetto alla condizione di assenza di perdite di carico e quindi la penalizzazione è facilmente deducibile sotto gli aspetti di: calo di resa frigorifera dell'impianto e maggiore spesa di energia del compressore. Il ragionamento per il dimensionamento della linea di mandata è analogo. Le prestazioni del ciclo frigorifero sono più sensibili alla pressione di aspirazione piuttosto che a quella di mandata come dimostrano i grafici seguenti.

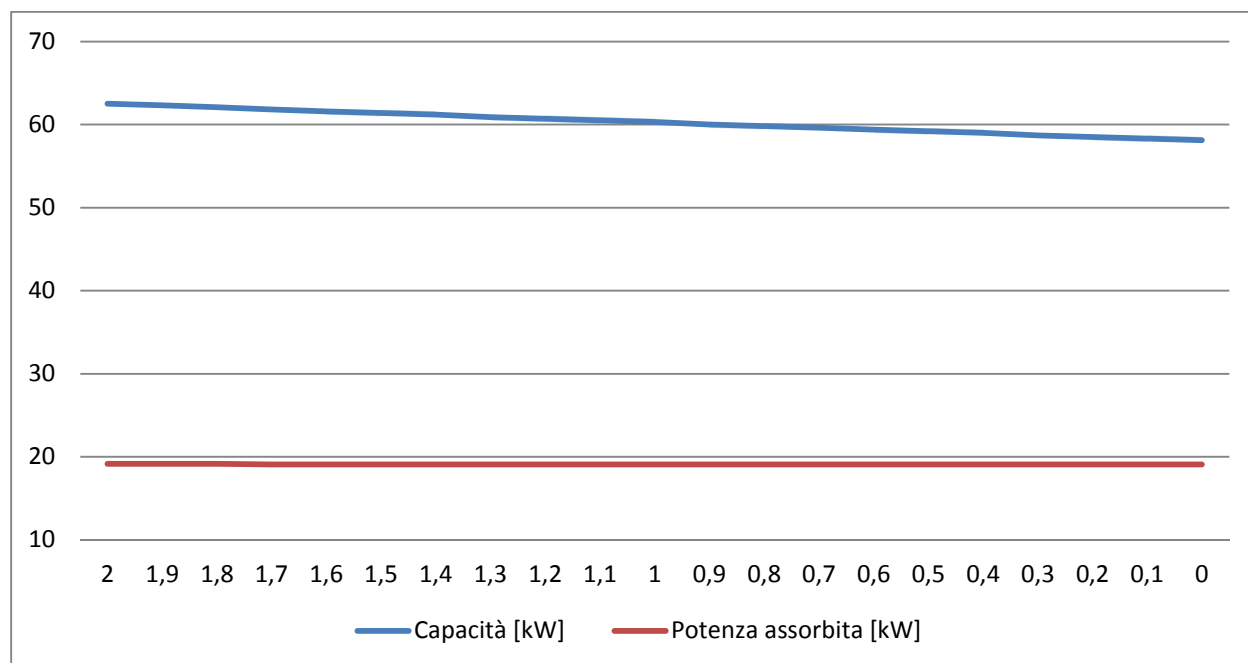


Figura 6-18: Capacità e potenza assorbita dal compressore al variare della temperatura di evaporazione per  $T_{cond}=48^{\circ}C$

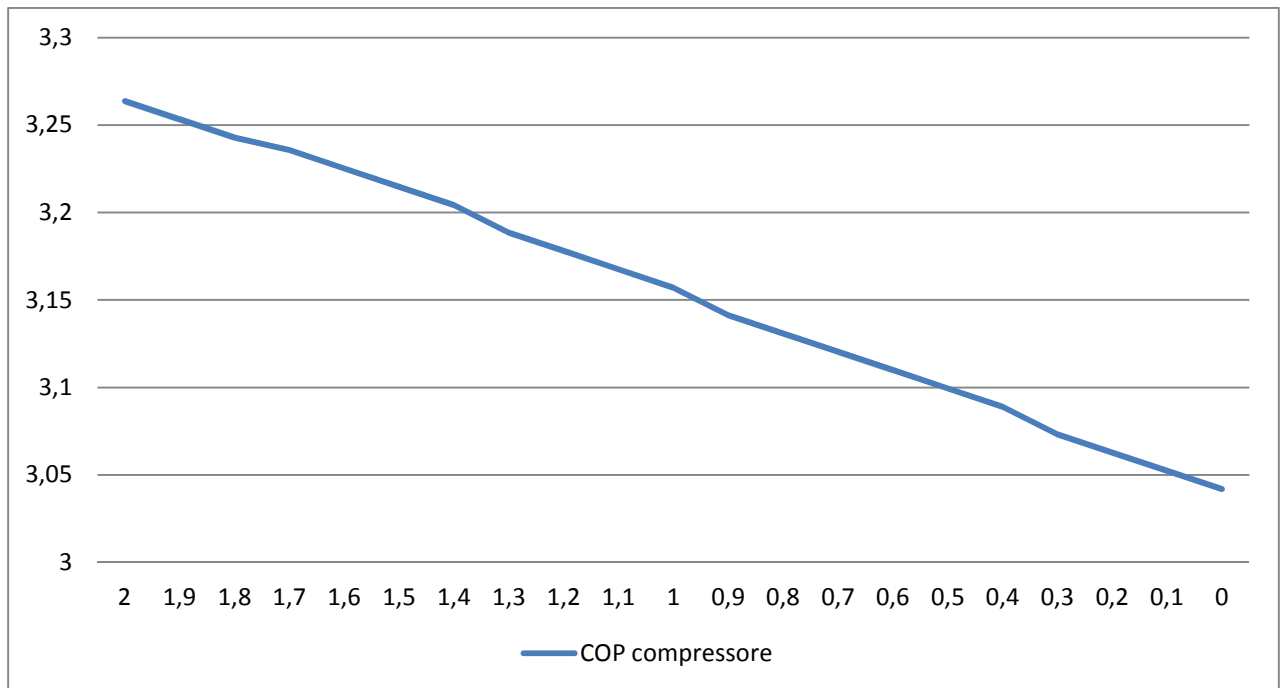


Figura 6-19: COP compressore al variare della temperatura di evaporazione per  $T_{cond} = 48^{\circ}C$

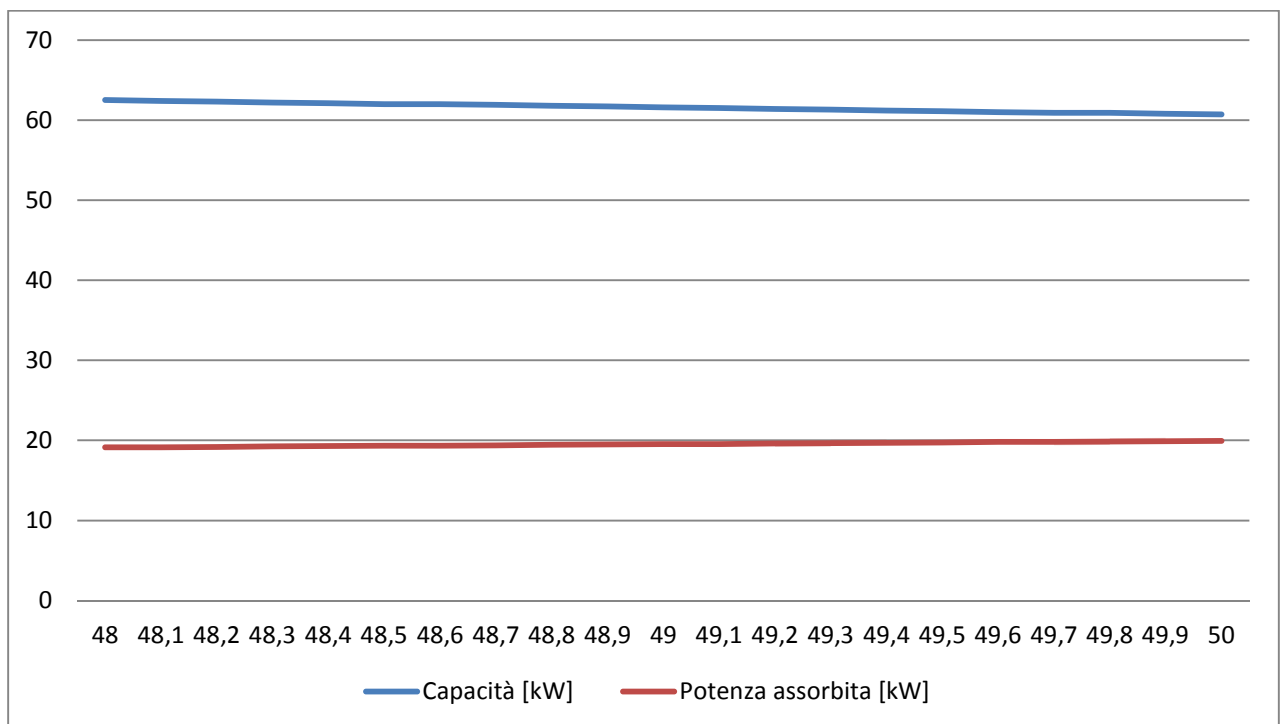


Figura 6-20: Capacità e potenza assorbita dal compressore al variare della temperatura di condensazione per  $T_{evap} = 2^{\circ}C$

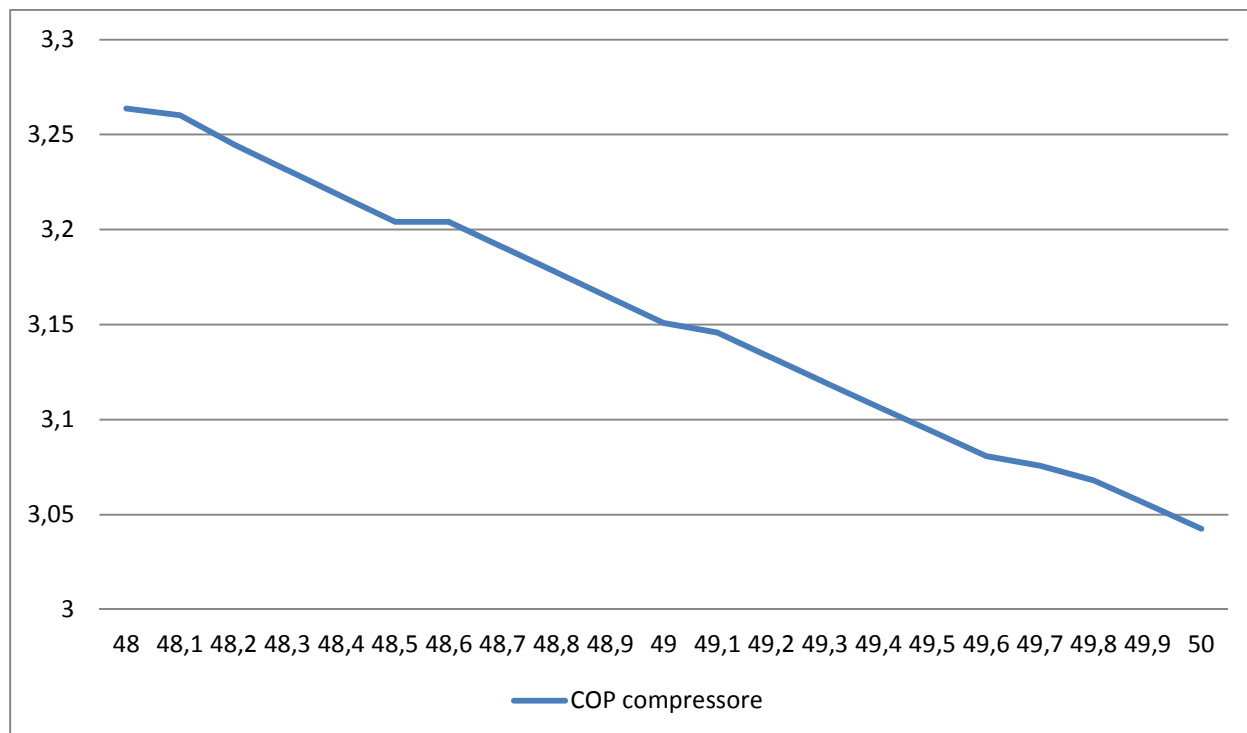


Figura 6-21: COP compressore al variare della temperatura di condensazione per  $T_{evap}=2^{\circ}\text{C}$

D'altra parte, a parità di portata di massa di fluido e di caduta di temperatura di saturazione per metro di tubo, il diametro della linea di mandata risulta sempre molto inferiore a quello della linea di aspirazione a causa della maggiore densità del vapore. Per questo motivo può essere giustificato dimensionare le linee di mandata per una caduta equivalente di temperatura inferiore al valore usato per le linee di aspirazione. Valori tipici sono  $0,04^{\circ}\text{C}/\text{m}$  relativamente alla linea di aspirazione e  $0,02^{\circ}\text{C}/\text{m}$ , relativamente a quella di mandata. Il criterio di progettazione generalmente seguito pone inoltre un limite di circa  $1^{\circ}\text{C}$  per la caduta totale della temperatura di saturazione sia per la linea di aspirazione sia per quella di mandata, comprensiva sia della perdita di carico distribuita sia di quella concentrata dovuta a raccordi e valvole. Per considerare il contributo delle perdite di carico concentrate è conveniente tradurre questo genere di resistenze in opportune maggiorazioni dello sviluppo delle tubazioni. Operazioni di questo tipo sono eseguibili attraverso alcune tabelle tecniche. In questo modo si ricava una lunghezza fittizia che permette di definire una caduta di temperatura per metro, nota la caduta totale consigliata per l'intera linea, e sulla base di questa caduta unitaria si sceglie il diametro della tubazione utilizzando delle tabelle. Tali tabelle forniscono, in funzione della potenza frigorifera richiesta, il diametro del tubo che dà luogo alla caduta di temperatura consigliata per metro di tubazione. Tali valori da tabella sono da considerarsi come indicazioni di massima [6].

#### - 6.5.2 Verifica relativa al trascinamento dell'olio

Dopo aver dimensionato le tubazioni, è necessario assicurarsi del corretto trascinamento dell'olio che deve seguire il percorso del fluido frigorifero fino ad arrivare alla camera di aspirazione del compressore, dove si deposita per gravità ed è convogliato al carter. L'olio, in genere, forma un velo aderente alle pareti del tubo e viene trascinato dal vapore di fluido per effetto della forza

tangenziale che si esercita tra il fluido frigorifero e le pareti, di valore pari alla risultante delle forze di pressione agenti sul fluido in conseguenza delle perdite di carico. La verifica sul trascinamento dell'olio viene effettuata sulle tubazioni disposte verticalmente e con moto ascendente dato che con altri tipi di tubazioni si prevede di conferire loro una minima pendenza verso il basso per sfruttare la forza di gravità ai fini del recupero dell'olio. La capacità di recuperare l'olio al carter non dipende solo dallo sforzo tangenziale esercitato dal vapore sull'olio, ma anche dalle caratteristiche del fluido stesso, in particolare dalla sua temperatura. Infatti un elevato valore di viscosità ne ostacola il moto. Risulta evidente che, sotto questo aspetto, la tubazione di mandata risulta molto favorita rispetto a quella di aspirazione (alta temperatura, alta caduta di pressione, basso diametro). Nella tecnica esistono tabelle che consentono la verifica immediata del corretto trascinamento dell'olio rispettivamente per le linee di aspirazione e per quelle di mandata in quanto forniscono il valore minimo di potenza frigorifera che assicura tale condizione. Se la verifica ha esito negativo il progettista può derogare dal criterio energetico e scegliere il diametro in funzione del criterio del recupero dell'olio, controllando che la penalizzazione energetica indotta dalle perdite di carico resti tollerabile. Le criticità progettuali più importanti riguardano i circuiti frigoriferi con sistemi di compressione operanti periodicamente in condizioni di parzializzazione spinta poiché, può risultare impossibile trovare un criterio di dimensionamento che risulti accettabile sia per la massima potenza frigorifera sia per quella minima. La soluzione adottata in questi casi consiste nell'adozione di due condotti di risalita in parallelo. Uno dei due condotti è dimensionato per le condizioni nominali di esercizio, il secondo per le condizioni di minima potenza; una trappola, sotto forma di sifone inverso posta tra il tronco di piccolo diametro e il tronco più grosso costituisce la valvola idraulica che, in condizioni di minima potenzialità costringe il fluido frigorifero a percorrere il tubo più piccolo. Questo tipo di soluzione non è comunque stata adottata nella progettazione dell'unità.

### **Linee del liquido**

Come detto, la massima perdita di carico ammissibile è quella che garantisce un sottoraffreddamento, sia pure minimo, all'imbocco della valvola di laminazione e pertanto dipende dal sottoraffreddamento di partenza. A questo proposito, bisogna ricordare che, il liquido in uscita da un ricevitore di liquido collegato a valle del condensatore è raffreddato solo della minima e trascurabile quantità che compete al dislivello tra la superficie libera del liquido e il punto di uscita. Per un effettivo sottoraffreddamento del liquido risulta necessario annegare il condensatore, ma ciò significa sovraccaricare l'impianto e negare al ricevitore la sua funzione peculiare che consiste nel contenere le escursioni del livello di liquido dell'evaporatore, per effetto di diverse condizioni operative. Per combinare insieme il corretto funzionamento del ricevitore di liquido ed un significativo sottoraffreddamento del condensato, non resta altro che prevedere, nel momento in cui si progetta il condensatore, una sezione di sottoraffreddamento del liquido, che va alimentata con il liquido saturo in uscita dal ricevitore.



## Spessore

Per quanto riguarda la determinazione dello spessore minimo dei tubi richiesto dalle tubazioni soggette a pressione esistono due possibili alternative :

- determinazione mediante formule
- determinazione mediante prove a scoppio .

La prima prevede l'adozione di un codice di calcolo dello spessore minimo delle tubazioni. Le tubazioni di rame, come previsto dal sistema qualità, devono essere rispondenti e conformi alla normativa UNI EN 12735 che prevede e prescrive dei requisiti minimi di resistenza, una determinata composizione e delle dimensioni (diametri e spessori) con determinate tolleranze massime.

Adottando quindi le formule per il calcolo dello spessore e le caratteristiche del tubo imposte dalla normativa UNI EN 12735 è possibile calcolare lo spessore minimo del tubo di rame, in funzione della pressione di progetto. Questo è possibile perchè, essendo il tubo acquistato dal fornitore rispondente alla UNI EN 12735, avrà dei requisiti minimi di resistenza che sono quelli imposti da tale normativa.

Il fornitore del tubo di rame deve fornire il certificato di rispondenza di tali tubazioni alla normativa richiesta e deve fornire anche i dati relativi alla composizione del tubo ed alla resistenza meccanica che dovrà essere maggiore o uguale a quella richiesta dalla normativa.

$$tm = t + c$$

$$t = \frac{p \times D_0}{(2 \times (S + P \times y))} \quad (1)$$

dove :

<b>tm</b>	spessore minimo richiesto del tubo in pollici
<b>t</b>	spessore di progetto minimo determinato con la ( 1 ) in pollici
<b>c</b>	sovraspessore di corrosione / erosione in pollici
<b>p</b>	pressione interna ( psig )
<b>D<sub>0</sub></b>	diametro esterno del tubo in pollici
<b>S</b>	carico di rottura ( psig )
<b>y</b>	coefficiente dipendente dal tipo di materiale e dal tipo di usura ( fatica / numero di cicli )

Per le usuali applicazioni il sovraspessore di corrosione è pari a 0 ed il coefficiente y è pari ad 1 non essendo le tubazioni sottoposte a fatica.

### - 6.5.3 Dimensionamento della valvola termostatica



Figura 6-22: Valvole termostatiche installate sull'unità.

La valvola termostatica va dimensionata in funzione:

- della potenza frigorifera del/dei compressori,
- delle temperature/pressioni di evaporazione e condensazione,
- delle perdite di carico del circuito frigorifero (filtro, tubazioni, evaporatore..)
- del fluido refrigerante.

Dopo il calcolo della potenza del compressore  $Q_0$ , tramite tabelle, in funzione della temperatura di evaporazione e della temperatura del liquido in uscita dal condensatore, si

calcola il coefficiente  $K_t$ , interpolando eventualmente i valori nel caso in cui le temperature non fossero esattamente quelle riportate nella tabella. In corrispondenza delle temperature di evaporazione e di condensazione si determinano le relative pressioni. Si calcola quindi la differenza di pressione tra condensazione ed evaporazione. Al valore ottenuto va tolta la perdita di carico quantificabile in circa 1,5 bar con evaporatori a piastre o batterie ad espansione diretta complete di distributore. Si ottiene quindi un valore attraverso il quale da tabelle di selezione, in funzione del fluido, si ricava il coefficiente correttivo  $K_p$ , interpolando eventualmente i dati. La valvola termostatica dovrà quindi avere una potenza minima pari a

$$Q_t = Q_0 \times K_t \times K_p$$

I cataloghi delle case costruttrici, forniscono, per ogni valvola termostatica, in funzione del refrigerante, la potenza nominale della stessa. Il modello si sceglierà con una potenza nominale superiore, con un certo margine, al valore  $Q_t$  calcolato.

Il alternativa il calcolo può essere eseguito anche con l'uso di software basati sulla stessa logica di dimensionamento e che confrontano la richiesta di potenza e la prestazione della valvola alle diverse condizioni di funzionamento: devono essere provati punti diversi nel campo di funzionamento per assicurarsi che la valvola lavori sempre correttamente!

#### - **6.5.4 Dimensionamento valvole di sicurezza**

Le valvole utilizzate sono accessori di sicurezza secondo quanto definito dalla Direttiva 97/23/CE. Le suddette valvole sono a carico diretto di tipo convenzionale non bilanciate. L'apertura della valvola è determinata dalla spinta esercitata dal fluido in pressione sull'otturatore nel momento in cui questa vince, nelle condizioni di taratura, la forza antagonista della molla che agisce sull'otturatore stesso.

**Impiego:** sono utilizzate per la protezione da eventuali sovrappressioni, rispetto alle condizioni d'esercizio per le quali sono stati progettati i circuiti

**Fluidi:** le valvole possono essere utilizzate con:

- Fluidi frigorigeni, nello stato fisico di gas o vapore

**Marcatura:** In conformità a quanto previsto nell'Articolo 15 della Direttiva 97/23/CE sul corpo della valvola sono ricavati il marchio CE e il numero distintivo dell'organismo notificato implicato nella fase di controllo della produzione.

Sempre sul corpo sono riportate anche le seguenti informazioni:

- Marchio, indirizzo e nazione di fabbricazione del costruttore
- modello della valvola
- area d'efflusso
- coefficiente d'efflusso  $K_d$
- indicazione della direzione di flusso
- pressione massima ammissibile
- campo variabilità temperatura
- pressione di taratura
- data di produzione
- numero di matricola

#### **Scelta delle valvole**

La Direttiva PED prevede che un'attrezzatura a pressione, nella quale sia ragionevolmente prevedibile vengano superati i limiti ammissibili, debba essere dotata di adeguati dispositivi di protezione; ad esempio accessori di sicurezza come le valvole di sicurezza. Tali dispositivi devono evitare che la pressione superi in maniera permanente la pressione massima ammissibile PS dell'attrezzatura che proteggono; è tuttavia ammesso, in genere, un picco di pressione di breve durata limitato al 10% della pressione massima ammissibile.

Per la scelta e il dimensionamento del dispositivo di protezione adeguato l'utilizzatore dovrà far riferimento alle specifiche norme di prodotto e di settore.

La norma EN 378-2:2008 "Refrigerating systems and heat pumps – safety and environmental requirements – Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation", armonizzata con la Direttiva 97/23/CE, fornisce una panoramica dei dispositivi di protezione da adottare nei sistemi di refrigerazione e delle loro caratteristiche e i criteri per la scelta del dispositivo adeguato alla tipologia e alle dimensioni del componente d'impianto da proteggere. La norma EN 13136:2001/A1:2005 "Refrigerating systems and heat pumps – Pressure relief devices and their associated piping – Methods for calculation", armonizzata con la Direttiva 97/23/CE, focalizza le possibili cause di eccessiva pressione in un impianto e mette a disposizione

dell'utilizzatore gli strumenti per il dimensionamento dei dispositivi di scarico pressione, fra cui le valvole di sicurezza.

**Installazione valvole di sicurezza.** Le valvole di sicurezza usate garantiscono la ripetibilità d'intervento, ciò significa che dopo che la valvola è intervenuta, aperto e richiuso, si ripristinano le condizioni iniziali di taratura. Per quanto riguarda l'installazione delle valvole di sicurezza vanno tenuti presenti i seguenti punti fondamentali:

- Le valvole di sicurezza, devono essere installate in corrispondenza di una zona dell'impianto occupata da vapori o da gas e ove non vi siano turbolenze del fluido; la posizione deve essere il più possibile verticale, con la connessione d'ingresso rivolta verso il basso.
- I recipienti che siano collegati tra loro da tubazioni di diametro dichiarato adeguato dal costruttore e dall'utente e sulle quali non siano interposte intercettazioni possono essere considerati ai fini dell'installazione delle valvole di sicurezza come un unico recipiente.
- Il raccordo tra valvola e apparecchiatura da proteggere, deve essere il più corto possibile e non deve presentare una sezione di passaggio inferiore a quella d'ingresso della valvola. In ogni caso la norma EN 13136:2001/A1:2005 stabilisce che la caduta di pressione tra recipiente protetto e valvola di sicurezza, alla portata di pieno scarico, non debba superare il 3% del valore della pressione, includendo qualsiasi accessorio inserito sulla linea.
- La scelta del posizionamento della valvola di sicurezza deve tenere conto che l'intervento della valvola comporta lo scarico di fluido refrigerante in pressione, eventualmente anche ad alta temperatura. Dove vi sia il rischio di provocare danni diretti alle persone che si trovano nelle vicinanze, si dovrà prevedere una tubazione di convogliamento dello scarico, dimensionata in modo tale da non pregiudicare il funzionamento della valvola. La norma EN 13136:2001/A1:2005 prescrive che questa tubazione non debba generare, a piena portata, una contropressione superiore al 10% del valore della pressione  $p_0$ , per valvole convenzionali non bilanciate. Per effettuare il calcolo delle cadute di pressione sia nella linea a monte (fra recipiente e valvola di sicurezza) sia nella linea a valle (fra valvola di sicurezza e atmosfera) occorre far riferimento alla norma EN 13136:2001/A1:2005.

#### - **6.5.5 Filtri per fluidi refrigeranti**

Negli impianti frigoriferi a compressore sono vari gli agenti contaminanti in grado di provocare inconvenienti molto seri. L'umidità presente nel circuito riveste, sotto questo punto di vista, una importanza particolare. La presenza di umidità, sempre possibile negli impianti, è imputabile a cause diverse che possono essere:

- Un grado di vuoto non adeguato o del tutto insufficiente prima della carica del refrigerante
- Rabbocchi fatti con olio rimasto a lungo a contatto con umidità atmosferica
- Completamento della carica con refrigerante contenuto in recipienti non essiccati
- Difetti di tenuta specie in impianti non dimensionati per il funzionamento a basse temperature

La presenza di umidità nel circuito è causa di alte temperature che danno luogo a fenomeni complessi che esaltano la formazione di acidi nell'olio lubrificante e nel fluido refrigerante stesso. Gli acidi organici dell'olio, nel loro reagire con il metallo, favoriscono la formazione di grumi viscosi costituiti da sali metallici, che sono insolubili, e da grosse molecole d'olio polimerizzato. Queste formazioni, a lungo andare, oltre a limitare molto la funzione di lubrificazione degli organi in movimento del compressore, possono intasare valvole e filtri con conseguenze importanti sulla funzionalità. Gli acidi provenienti dall'idrolisi del refrigerante sono particolarmente corrosivi. L'idrolisi del refrigerante è catalizzata da metalli quali l'alluminio e il ferro dei compressori. Tali acidi, in particolare l'acido fluoridrico, attaccano le superfici metalliche portando alla formazione di sali cristallini. Questi sali penalizzano nel condensatore e nell'evaporatore il coefficiente di scambio termico. In alcuni compressori raffreddati dal contatto diretto con il gas refrigerante si assiste, nei casi più estremi, ad un fenomeno di deterioramento degli avvolgimenti metallici dei motori elettrici.

La solubilità dell'acqua nei fluidi refrigeranti in fase liquida è molto ridotta soprattutto alle basse temperature. Ne consegue che, quando la presenza di acqua nell'impianto supera i ridottissimi limiti di solubilità consentiti dalle basse temperature, l'acqua in eccesso si trasforma in ghiaccio occludendo parzialmente o totalmente le valvole di espansione termostatiche e i capillari più sottili.

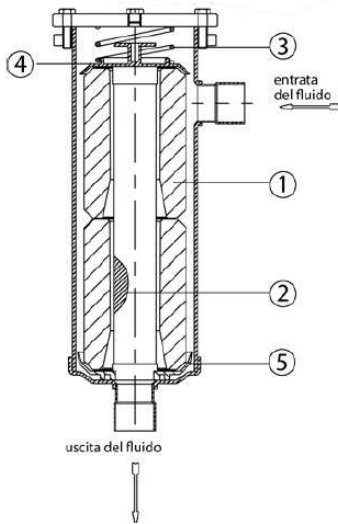
Considerando i grossi danni che la presenza di umidità del circuito può portare nel lungo termine, risulta evidente la necessità di dotare un impianto frigorifero di un efficace ed opportunamente dimensionato filtro disidratatore sulla linea del liquido.

I filtri disidratatori sono generalmente di due tipi: a carica sfusa e a carica solida. Nei filtri a carica sfusa la massa disidratante è mantenuta pressata da una molla tra due reti metalliche o maglie fini oppure tra due setti filtranti che possono essere costruiti in diversi materiali. Nei disidratatori a cartuccia solida la cartuccia è costituita da prodotti disidratanti e deacidificanti, adeguatamente dosati e agglomerati tra loro per mezzo di leganti. In questi ultimi l'azione assorbente dell'acqua è così completata dall'azione di neutralizzazione degli acidi eventualmente presenti nel refrigerante ed un'energica azione filtrante. La soluzione costruttiva relativa ai filtri a carica solida rispetto a quelli a carica sfusa scongiura il pericolo di abrasione della carica e la conseguente formazione di polveri e permette qualsiasi posizionamento del filtro all'interno dell'impianto. Dopo il filtro, lungo la linea, è consigliabile e spesso necessario installare un indicatore di umidità che consente di verificare, in ogni momento, il grado di umidità del refrigerante e quindi l'efficienza del filtro disidratatore. La capacità disidratante dei fluidi è legata alla massa di fluido e non, in generale, alla potenza frigorifera dell'impianto. E' chiaro infatti che, a parità di potenzialità frigorifera e di tipo di fluido refrigerante, possono aversi cariche di fluido sensibilmente diverse a seconda del tipo di impianto, del suo sviluppo, del suo grado di parzializzazione e delle condizioni operative.

## Filtri disidratatori antiacidi a cartuccia solida ricaricabile



Figura 6-23: Filtro disidratatore CASTEL



### Schema di filtro a 2 cartucce

- 1 - Cartuccia
- 2 - Cannotto di rete di supporto delle cartucce
- 3 - Molla
- 4 - Coperchio
- 5 - Fondello

Figura 6-24: Spaccato del filtro CASTEL

**Funzionamento.** Nel caso di filtri a più cartucce il passaggio del fluido avviene in parallelo e pertanto la caduta di pressione non aumenta con l'aumento del numero di cartucce. Una zona anulare tra le cartucce e la superficie interna del filtro permette l'accumulo delle particelle solide evitando l'intasamento. Prima di uscire dal filtro il fluido refrigerante deve attraversare il canotto a rete sul quale le cartucce sono infilate. In questo modo si evita che le particelle di materiale disidratante siano trascinate in circolo dal flusso di fluido. Infine, all'uscita del filtro, una coppa di materiale plastico, il cui bordo aderisce strettamente alla superficie interna del filtro, impedisce che la sporcizia raggiunga il raccordo di uscita durante il normale funzionamento e durante gli interventi per la sostituzione delle cartucce.

### - 6.5.6 Indicatori di umidità

Questi componenti sono progettati per essere installati in impianti di refrigerazione commerciale e condizionamento d'aria civile e industriale che utilizzino come vettore termico fluidi di tipo II (così come definito dalla direttiva 97/23/CE). Il loro scopo è quello di consentire un accertamento rapido e sicuro delle condizioni del fluido frigorigeno sulla lungo la linea che collega il raccoglitore di fluido all'evaporatore. Il rilevatore di umidità è costituito da un elemento sensibile a forma di anello il cui colore varia dal verde al giallo in funzione dell'umidità presente nell'impianto.



Figura 6-25: Indicatore di umidità CASTEL

I valori di contenuta umidità, caratterizzati dal colore verde dell'elemento sensibile sono considerati adatti ad un corretto funzionamento dell'impianto. Quando l'indicatore comincia a cambiare il proprio colore dal verde al giallo il livello di umidità è al limite della soglia di attenzione (verde Chartreuse) e le condizioni di funzionamento potrebbero iniziare a risentirne. Nel momento in cui l'indicatore è stabilmente giallo l'umidità contenuta nel fluido ha superato i livelli limite e è necessaria la sostituzione del filtro disidratatore. Se le condizioni di carica e di funzionamento dell'impianto sono normali, il fluido refrigerante che transita sotto il vetro dell'indicatore di umidità, deve essere completamente liquido.

COLORE	R22	R134a	R404A	R407C	R410A	R507
Verde	<60	<75	<30	<30	<30	<30
Verde Chartreuse	60	75	30	30	30	30
Giallo	>60	>75	>30	>30	>30	>30

Tabella 6-7: Umidità contenuta nel fluido [ppm]

#### Costruzione

Gli indicatori di umidità sono realizzati con una spia di vetro che è fusa direttamente nella ghiera metallica. Questo procedimento costruttivo permette l'eliminazione totale delle guarnizioni di tenuta tra disco di vetro e corpo metallico dell'indicatore. Tale approccio costruttivo consente di ridurre a zero le possibili fughe di refrigerante.

#### Installazione

Durante l'installazione il colore dell'indicatore può essere giallo. I motivi sono in genere legati sia all'umidità atmosferica, con cui l'elemento è venuto in contatto durante l'installazione, sia all'umidità presente nel circuito. Quando il livello di umidità del fluido nel circuito si stabilizza, grazie all'azione del filtro disidratatore, il colore dell'indicatore dovrebbe tornare ad essere verde. Particolare attenzione va dedicata, durante il processo di brasatura degli indicatori con

attacchi a saldare, per evitare di danneggiare corpo e ghiera dell'indicatore stesso e comprometterne quindi il funzionamento.

### - 6.5.7 Separatori di liquido in aspirazione compressore

Lo scopo di questi componenti è l'eliminazione dei rischi legati al ritorno di liquido e all'arrivo di una consistente quantità d'olio sull'aspirazione del compressore negli impianti di refrigerazione e di condizionamento dell'aria.

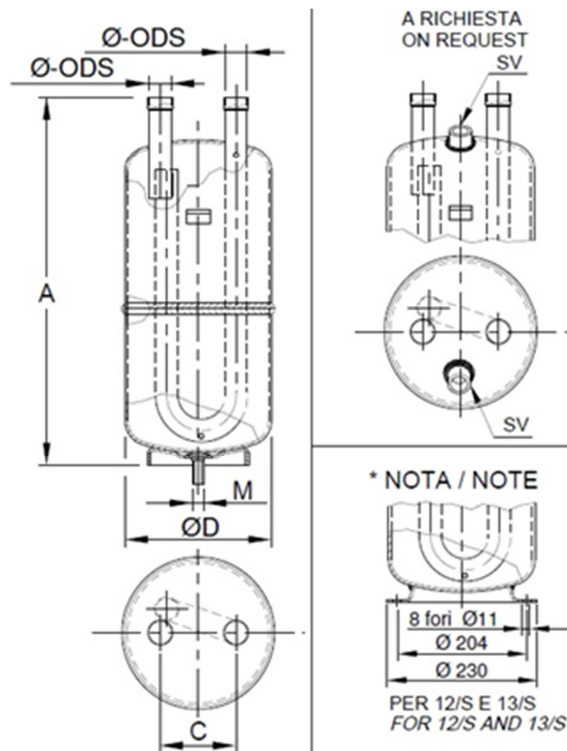


Figura 6-26: Spaccato di un separatore di liquido CASTEL

I separatori di liquido sono particolarmente indicati negli impianti:

- sottoposti a improvvise variazioni di carichi termici
- aventi considerevoli lunghezze delle condotte
- a pompa di calore.

Un foro posizionato nella parte bassa del tubo interno assicura l'espansione del liquido e il ritorno al compressore dell'olio, evitandone l'accumulo all'interno del separatore. Un foro posizionato nella parte alta del tubo interno costituisce una sicurezza in caso di eccesso di liquido nel separatore. La capacità del separatore selezionato in kg di fluido deve essere superiore al 50% del carico totale del fluido frigorifero dell'impianto. Il montaggio deve essere fatto esclusivamente in posizione verticale, il più possibile vicino al compressore e alla stessa altezza.

Inoltre, allo scopo di evitare un deposito di brina sui separatori di liquido, sarebbe consigliabile isolarli termicamente. Per un funzionamento ottimale la velocità di passaggio del fluido frigorifero nella condotta d'ammissione deve essere compresa tra 8 e 12 m/s; per velocità inferiori non è assicurato il ritorno dell'olio al compressore. Il separatore di liquido con scambiatore posto sulla aspirazione ha la funzione di contenere l'eccesso di refrigerante non evaporato e di prevenirne il ritorno allo stato liquido al compressore evitandone la rottura.

La scelta è fatta attraverso tabelle di scelta.



### - 6.5.8 Ricevitori di liquido



*Figura 6-27: Ricevitore di liquido Frigomec.*

Il ricevitore di liquido non è altro che un recipiente ermetico con un ingresso e un'uscita per il refrigerante. Anche questo componente è considerato recipiente a pressione secondo quanto definito dalla direttiva PED. È necessario installarlo negli impianti in cui è presente la valvola termostatica, sulla linea del liquido, dopo il condensatore. Il suo scopo principale è quello di immagazzinare il liquido in funzione del carico termico presente all'evaporatore. Altre funzioni del ricevitore di liquido sono: quella di sottoraffreddare il liquido prima dell'espansione e di recuperare, all'occorrenza, il refrigerante senza svuotare l'impianto. Il ricevitore di liquido durante il normale funzionamento contiene liquido, gas e incondensabili che all'occorrenza possono venire spurgati. Il livello di liquido all'interno del componente è variabile. Un pescante permette al solo liquido di uscire dal ricevitore. Per quello che riguarda le tipologie costruttive esiste nella variante verticale e in quella orizzontale, deve essere dimensionato per poter contenere almeno l'80% della carica liquida.

## • 6.6 Schema frigorifero

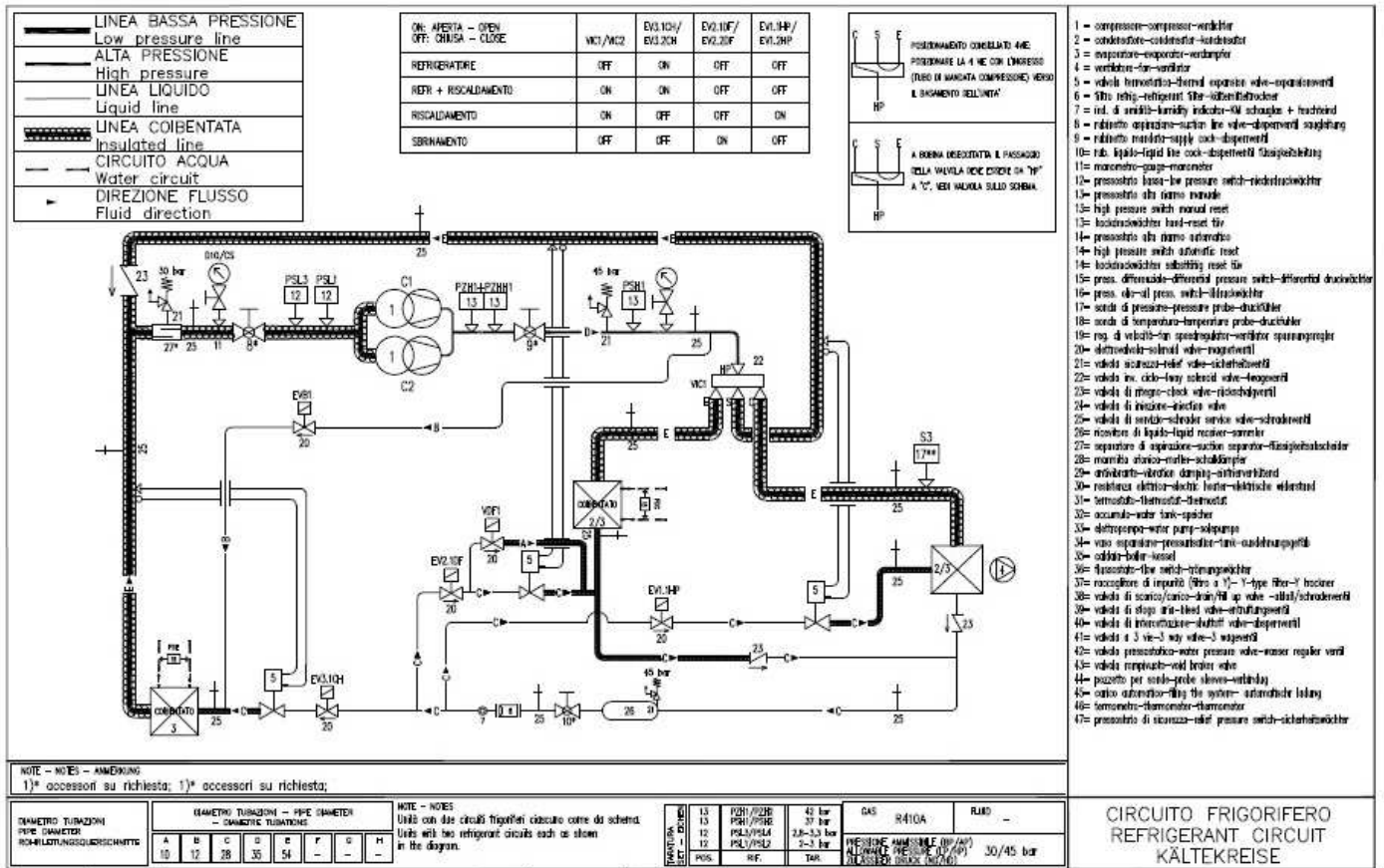
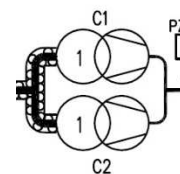


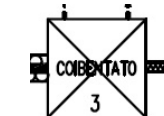
Figura 6-28: schema frigorifero

Lo schema del circuito frigorifero dell'unità polivalente è abbastanza complesso. Ogni componente è caratterizzato da un proprio simbolo e ad ogni simbolo è associato un numero. Attraverso la legenda, alla destra dello schema, è possibile capire di quale elemento si tratta. I componenti principali dell'unità sono, come detto:

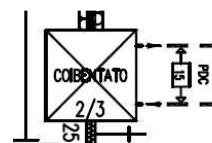
Il parallelo dei compressori



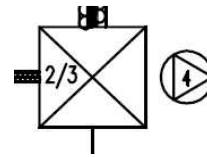
L'evaporatore a piastre



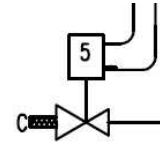
Il condensatore a piastre



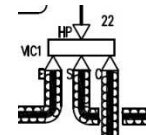
Lo scambiatore ausiliario con i ventilatori associati



Gli organi di laminazione (valvole termostatiche)



L'organo di inversione ciclo (valvola a 4 vie)



La lettura dello schema inizia dalla tabella posta nella parte superiore dello schema.

ON: APERTA – OPEN OFF: CHIUSA – CLOSE	MC1/MC2	EV3.1CH/ EV3.2CH	EV2.1DF/ EV2.2DF	EV1.1HP/ EV1.2HP
REFRIGERATORE	OFF	ON	OFF	OFF
REFR + RISCALDAMENTO	ON	ON	OFF	OFF
RISCALDAMENTO	ON	OFF	OFF	ON
SBRINAMENTO	OFF	OFF	ON	OFF

Figura 6-29: Configurazione delle elettrovalvole in funzione dei regimi di funzionamento.

Come si evince dalla tabella l'unità prevede, per ognuno dei due circuiti uguali, 3 funzionamenti diversi più un funzionamento di servizio necessario in condizioni di formazione di brina sulla batteria dello scambiatore ausiliario. Ognuno dei funzionamenti, la cui gestione è totalmente automatica e gestita da sonde di pressione e temperatura che regolano l'apertura o la chiusura di rami del circuito attraverso elettrovalvole, è caratterizzato da uno specifico percorso del fluido attraverso lo sviluppo del circuito.



Figura 6-30: Schema valvola a 4 vie.

Lo schema a sinistra mostra la configurazione a riposo della valvola di regolazione a 4 vie. Nel momento in cui questa non è eccitata (OFF) il vapore in pressione della linea di mandata dei compressori è forzato a transitare verso il ramo C (vedi schema). Nel momento in cui la corrente transita al suo interno (ON) la sua configurazione varia costringendo il fluido a transitare verso il ramo E e a percorrere, quindi, un'altra porzione del circuito.



Figura 6-31: Valvola a 4 vie.





- **6.6.2 Funzionamento come refrigeratore + riscaldamento:**

Lo scopo del ciclo è quello di riscaldare al condensatore una portata d'acqua e di raffreddare, all'evaporatore, un'altra portata d'acqua. Il ciclo prevede quindi il passaggio del fluido refrigerante attraverso il condensatore a piastre nel quale compie il lavoro utile, e la evaporazione nell'evaporatore a piastre nel quale compie un secondo lavoro utile.

La configurazione elettrica delle principali valvole di regolazione è la seguente.

ON: APERTA - OPEN OFF: CHIUSA - CLOSE	VIC1/VIC2	EV3.1CH/ EV3.2CH	EV2.1DF/ EV2.2DF	EV1.1HP/ EV1.2HP
REFRIGERATORE	OFF	ON	OFF	OFF
REFR + RISCALDAMENTO	ON	ON	OFF	OFF

Figura 6-34: configurazione elettrovalvole nel funzionamento recupero totale

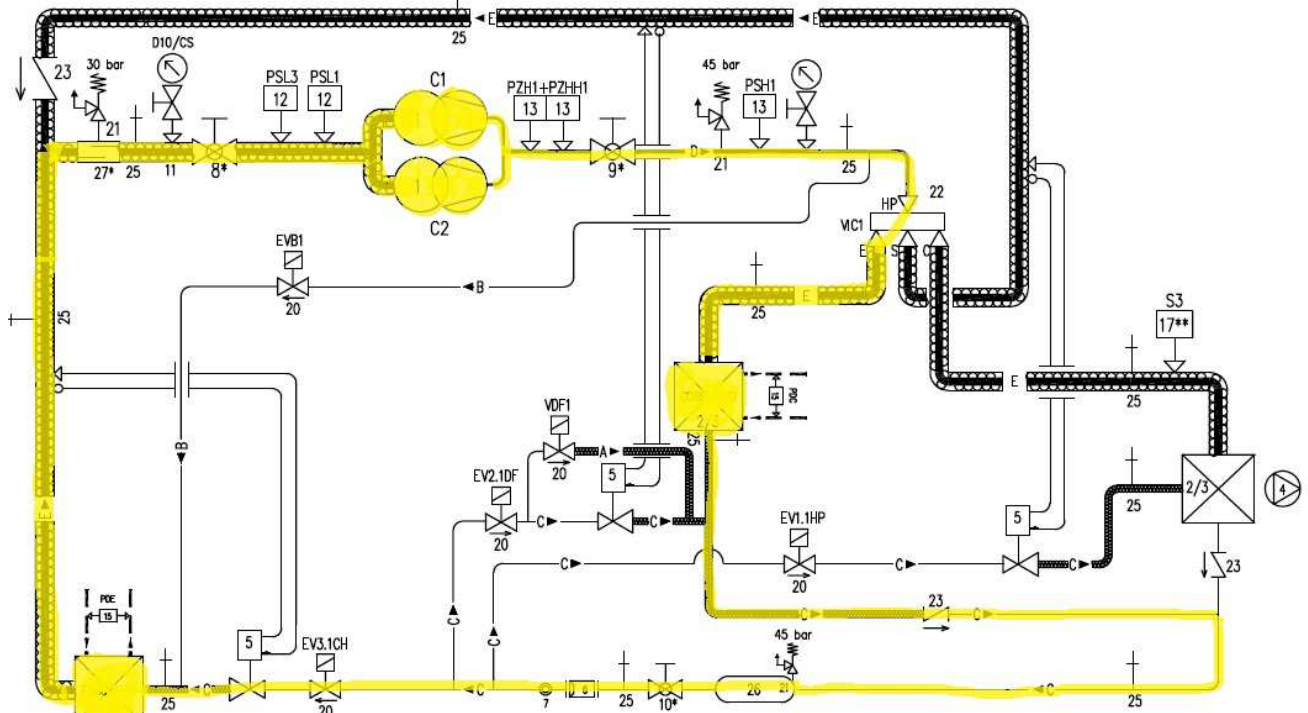


Figura 6-35: schema di funzionamento nella configurazione recupero totale.

Il vapore viene compresso, dopo aver superato i pressostati di alta pressione e i vari organi di servizio, regolazione e sicurezza, raggiunge la valvola a 4 vie eccitata e fluisce nel ramo E del circuito. Condensa nello scambiatore a piastre, cedendo la propria potenza termica all'acqua, supera la valvola di ritegno, raggiunge il ricevitore di liquido, il filtro e l'indicatore di umidità. Poiché le elettrovalvole EV1.1HP e EV2.1DF sono chiuse e la EV3.1CH è aperta, il fluido fluirà attraverso questa raggiungendo la valvola termostatica che ne ridurrà la pressione. A questo punto evaporerà nello scambiatore a piastre raffreddando la portata d'acqua. Il circuito si chiuderà poi nella linea di aspirazione del compressore dove i pressostati di bassa ne monitoreranno la pressione.

### - 6.6.3 Funzionamento in riscaldamento:

Lo scopo del ciclo è quello di riscaldare al condensatore una portata d'acqua. Il ciclo prevede quindi il passaggio del fluido refrigerante attraverso il condensatore a piastre nel quale compie il lavoro utile, e la evaporazione nello scambiatore a perdere nel quale dissipa potenza frigorifera. La configurazione elettrica delle principali valvole di regolazione è la seguente.

ON: APERTA - OPEN OFF: CHIUSA - CLOSE	VIC1/VIC2	EV3.1CH/ EV3.2CH	EV2.1DF/ EV2.2DF	EV1.1HP/ EV1.2HP
REFRIGERATORE	OFF	ON	OFF	OFF
REFR + RISCALDAMENTO	ON	ON	OFF	OFF
RISCALDAMENTO	ON	OFF	OFF	ON

Figura 6-36: configurazione elettrovalvole nel funzionamento come pompa di calore

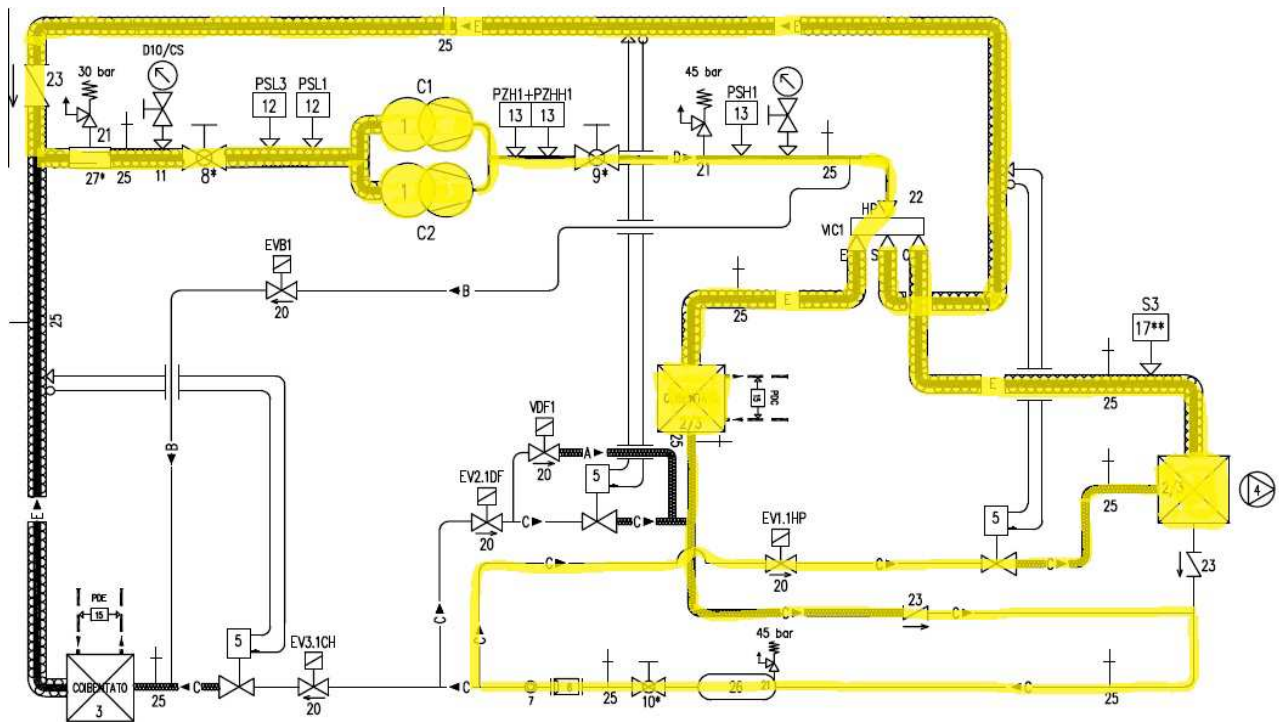


Figura 6-37: schema di funzionamento nella configurazione come pompa di calore.

Il vapore viene compresso, dopo aver superato i pressostati di alta pressione e i vari organi di servizio, regolazione e sicurezza, raggiunge la valvola a 4 vie eccitata e fluisce nel ramo E del circuito. Condensa nello scambiatore a piastre, cedendo la propria potenza termica all'acqua, supera la valvola di ritegno, raggiunge il ricevitore di liquido, il filtro e l'indicatore di umidità. In questo caso sono le elettrovalvole EV3.1CH e EV2.1DF ad essere chiuse e la EV1.1HP ad essere aperta, il fluido fluirà attraverso questa raggiungendo la valvola termostatica che ne ridurrà la pressione. A questo punto evaporerà nello scambiatore a perdere. Il vapore raggiungerà poi, di nuovo, la valvola a 4 vie e verrà deviato verso il ramo S che lo condurrà ai compressori.

- **6.6.4 Ciclo di sbrinamento:**

Lo scopo di questo ciclo è quello di far condensare il vapore nello scambiatore ausiliario (batteria alettata) per rimuovere la brina che si è formata tra le alette dello stesso. Durante il funzionamento come pompa di calore, lo scambiatore ausiliario è usato come evaporatore e, essendo generalmente, l'aria esterna, durante questo tipo di funzionamento, fredda, la formazione di brina è comune.

Questa modalità di funzionamento è di servizio. Poiché la formazione di brina compromette seriamente la capacità di scambiare calore è necessario e deve essere previsto un ciclo di sbrinamento che elimini (perlomeno temporaneamente) la brina sulla batteria.

La configurazione elettrica delle principali valvole di regolazione è la seguente.

ON: APERTA - OPEN OFF: CHIUSA - CLOSE	VIC1/VIC2	EV3.1CH/ EV3.2CH	EV2.1DF/ EV2.2DF	EV1.1HP/ EV1.2HP
REFRIGERATORE	OFF	ON	OFF	OFF
REFR + RISCALDAMENTO	ON	ON	OFF	OFF
RISCALDAMENTO	ON	OFF	OFF	ON
<b>SBRINAMENTO</b>	<b>OFF</b>	<b>OFF</b>	<b>ON</b>	<b>OFF</b>

Figura 6-38: configurazione elettrovalvole durante il ciclo di sbrinamento

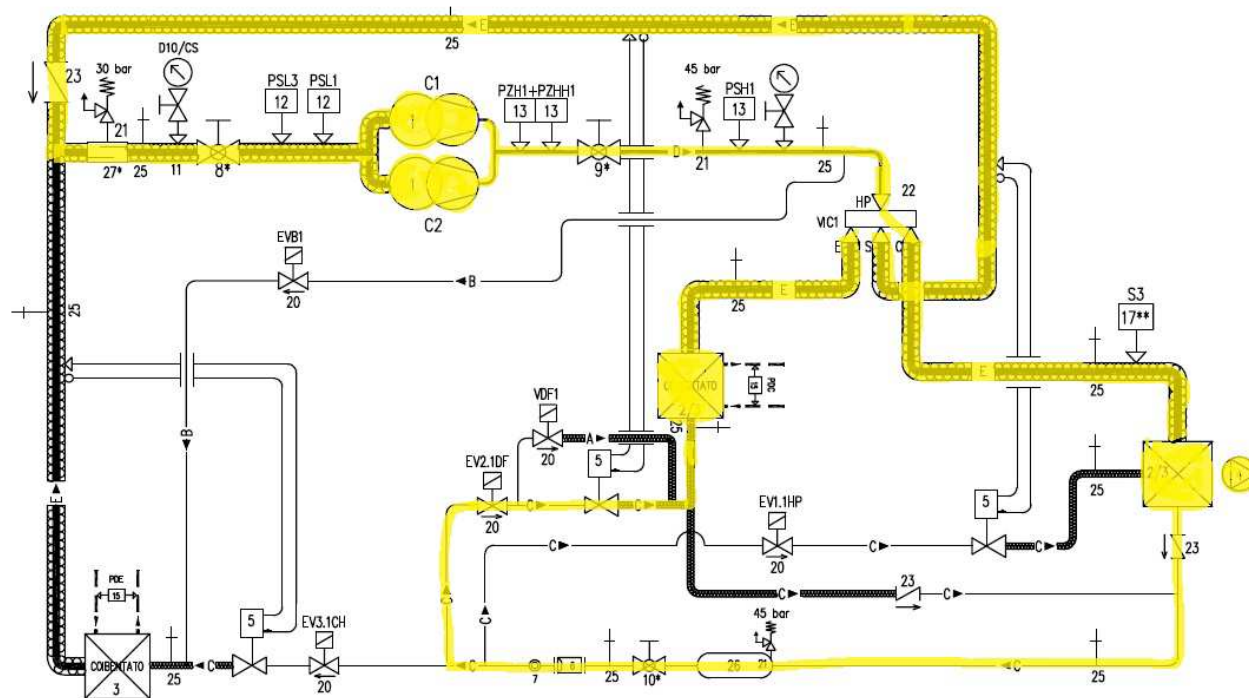


Figura 6-39: schema di funzionamento durante il ciclo di sbrinamento.

Il vapore viene compresso, dopo aver superato i pressostati di alta pressione e i vari organi di servizio, regolazione e sicurezza, raggiunge la valvola a 4 vie diseccitata e fluisce nel ramo C del circuito.



Condensa nello scambiatore a perdere, dissipando calore e sciogliendo la brina, supera la valvola di ritegno, raggiunge il ricevitore di liquido, il filtro e l'indicatore di umidità. In questo caso sono le elettrovalvole EV3.1CH e EV1.1HP ad essere chiuse e la EV2.1DF ad essere aperta, il fluido fluisce attraverso questa raggiungendo la valvola termostatica che ne ridurrà la pressione. A questo punto evaporerà nello scambiatore a perdere. Il vapore raggiungerà poi, di nuovo, la valvola a 4 vie e verrà deviato verso il ramo S che lo condurrà ai compressori.

## • 6.7 Progettazione Idraulica

### - 6.7.1 Dimensionamento tubazioni idrauliche:



*Figura 6-40: Vista del circuito idraulico.*

Il dimensionamento delle tubazioni idrauliche è fatto in funzione della portata d'acqua che, nelle condizioni nominali, è necessario garantire agli scambiatori e in funzione delle pompe disponibili. Lo stesso discorso fatto per le tubazioni frigorifere riguardo la inversa proporzionalità tra la velocità del fluido nelle tubazioni e il diametro del tubo è naturalmente valido anche in questo caso. Come detto, il diametro del tubo ne caratterizza il costo e la velocità del fluido influisce sulle perdite di carico del fluido e sulla turbolenza del fluido stesso. Il dimensionamento si traduce quindi nella ricerca del miglior compromesso tra il costo (legato al diametro della tubazione) e le perdite di carico. Nella tecnica sono generalmente usati diagrammi che permettono di calcolare facilmente, in base alla portata e al diametro del tubo, le perdite di carico per metro lineare di sviluppo della tubazione. Grazie ad altri diagrammi è poi possibile, così come si era fatto con il dimensionamento delle tubazioni frigorifere, tradurre le eventuali perdite di carico concentrate (imbocchi, sbocchi, curve) in lunghezze lineari equivalenti.

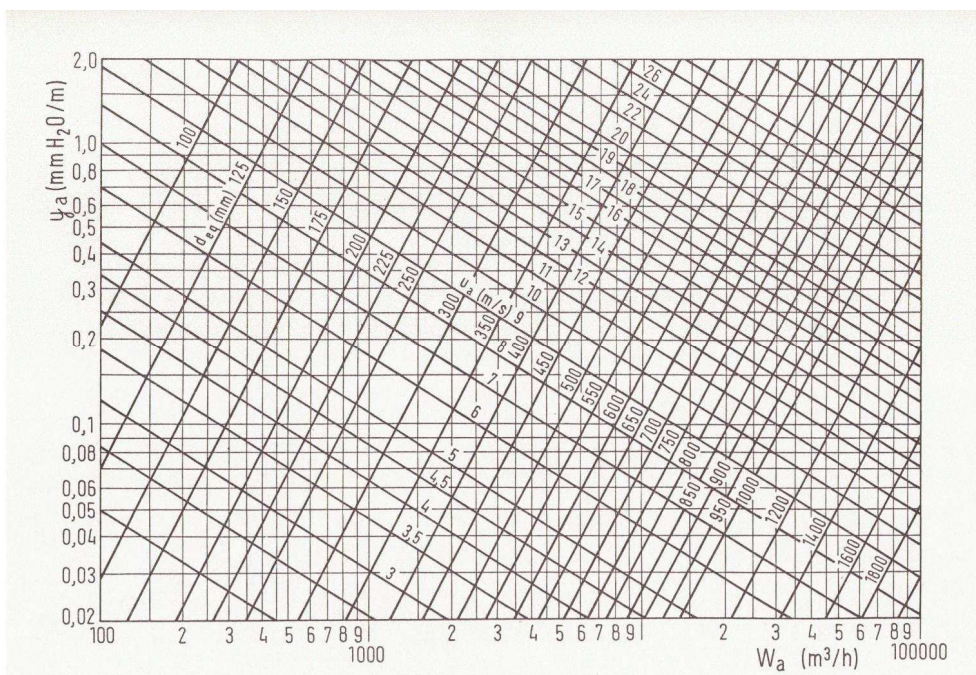


Figura 6-41: Diagramma delle perdite di carico in funzione del diametro

### - 6.7.2 Dimensionamento vaso di espansione



Figura 6-42: Vaso di espansione

La capacità di un vaso d'espansione chiuso a membrana (diaframma) per impianti di riscaldamento viene calcolata applicandola seguente formula;

$$V = \frac{(e \times C)}{\left(1 - \frac{P_i}{P_f}\right)}$$

dove:

<b>V</b>	Volume del vaso
<b>e</b>	Coefficiente di espansione dell'acqua. Calcolato in base alla massima differenza tra la temperatura dell'acqua ad impianto freddo e quella massima d'esercizio.
<b>C</b>	Contenuto di acqua dell'impianto.

<b>P<sub>i</sub></b>	Pressione assoluta iniziale, (bar) alla quota alla quale è installato il vaso, rappresentata da pressione idrostatica + 0,3 bar + pressione atmosferica (1 bar). In pratica è la pressione di precarica del vaso aumentata di 1 bar.
<b>P<sub>f</sub></b>	pressione assoluta finale, (bar) rappresentata dalla pressione massima di esercizio dell'impianto + pressione atmosferica (1 bar). In pratica è la pressione di taratura della valvola di sicurezza aumentata di 1 bar.

• **6.8 schema idraulico**

I due circuiti idraulici dell'unità polivalente sono, a differenza di quelli frigoriferi, diversi tra loro.

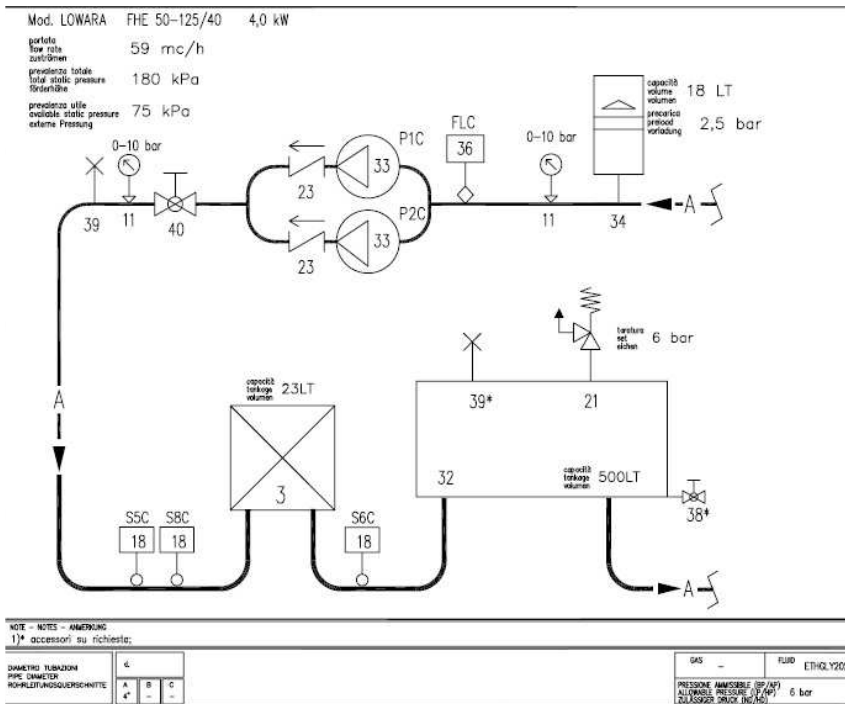


Figura 6-43: schema idraulico "lato caldo"

Il circuito idraulico dell'acqua calda è associato al condensatore a piastre. L'acqua in ingresso dall'impianto è spinta dalla due pompe in parallelo da (4kW l'una) verso lo scambiatore che la riscalda. Flusso dal basso verso l'alto. Da qui entra nel serbatoio di accumulo 500 litri dotato della propria valvola di sicurezza. Il circuito, caratterizzato da tubi di diametro 4", deve essere provvisto di dispositivi di sicurezza e misura e di un vaso di espansione, opportunamente dimensionato, che ne imposti la pressione di esercizio.

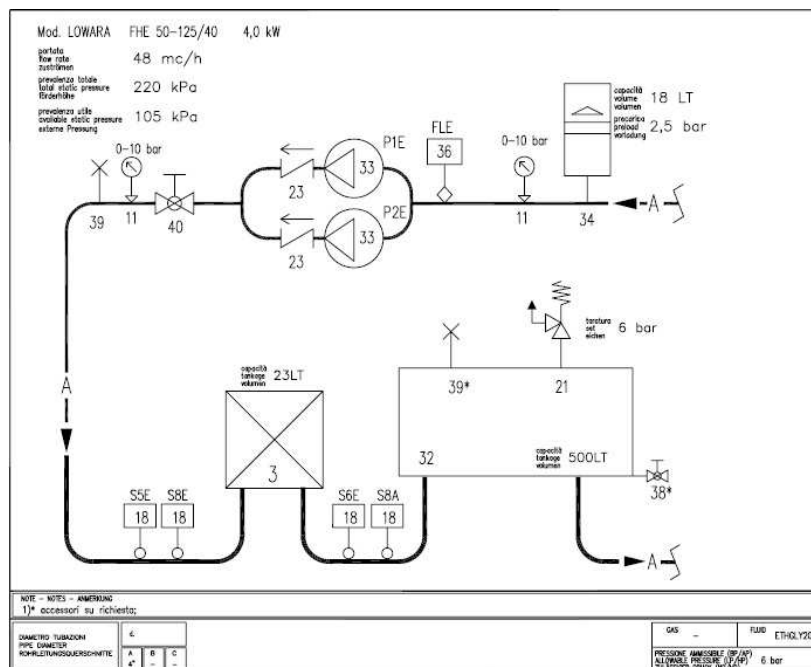


Figura 6-44: schema idraulico "lato freddo"

Il circuito idraulico dell'acqua fredda è associato all'evaporatore a piastre. L'acqua in ingresso dall'impianto è spinta dalla due pompe in parallelo da (4kW l'una) verso lo scambiatore che la raffredda. Flusso dall'alto verso il basso. Da qui entra nel serbatoio di accumulo 500 litri dotato della propria valvola di sicurezza. Il circuito, caratterizzato da tubi del diametro di 4", deve essere provvisto di dispositivi di sicurezza e misura e di un vaso di espansione, opportunamente dimensionato, che ne imposti la pressione di esercizio.

## • 6.9 Progettazione meccanica

I problemi generati, in fase di costruzione, da precedenti unità dello stesso tipo erano legati soprattutto allo spazio oggettivamente angusto nel quale gli operai si erano trovati a lavorare nelle fasi conclusive del lavoro.

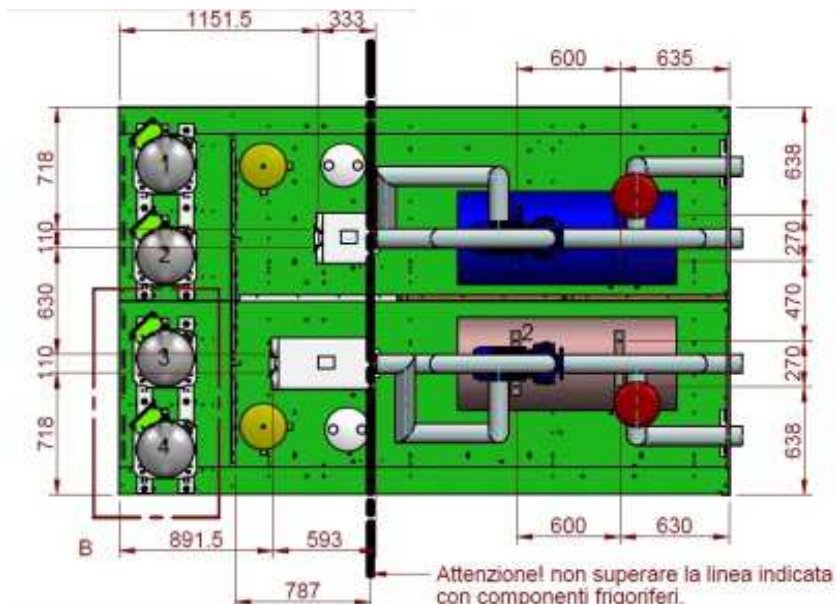


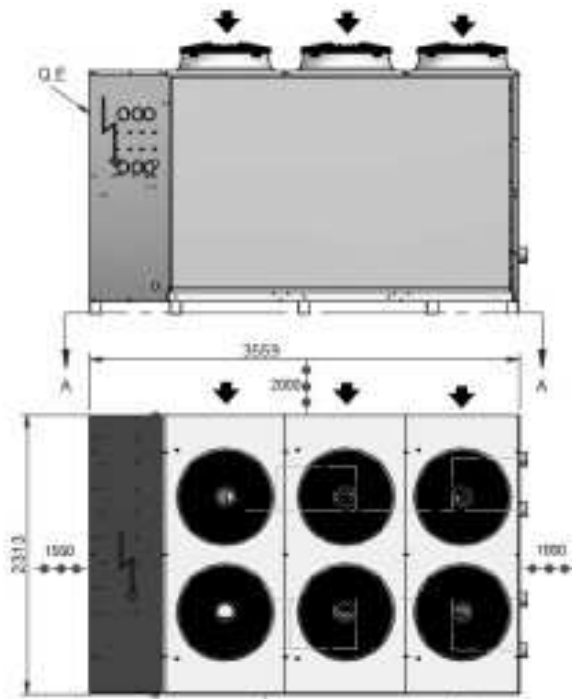
Figura 6-45: configurazione meccanica unità polivalenti precedenti

Come si vede nell'immagine la configurazione era caratterizzata da una compattezza notevole, caratteristica questa, senz'altro apprezzabile, ma che aveva rallentato molto il lavoro rispetto ai tempi che preventivamente erano stati stabiliti. Lamentele e oggettive difficoltà di lavoro da parte degli operai hanno indotto l'ufficio tecnico ad abbandonare la configurazione usata. Per la configurazione spaziale da adottare per la nuova unità si è scelto di cambiare filosofia. L'abbandono della ricerca della compattezza a favore dell'ordine e della funzionalità sono state la forzante del lavoro

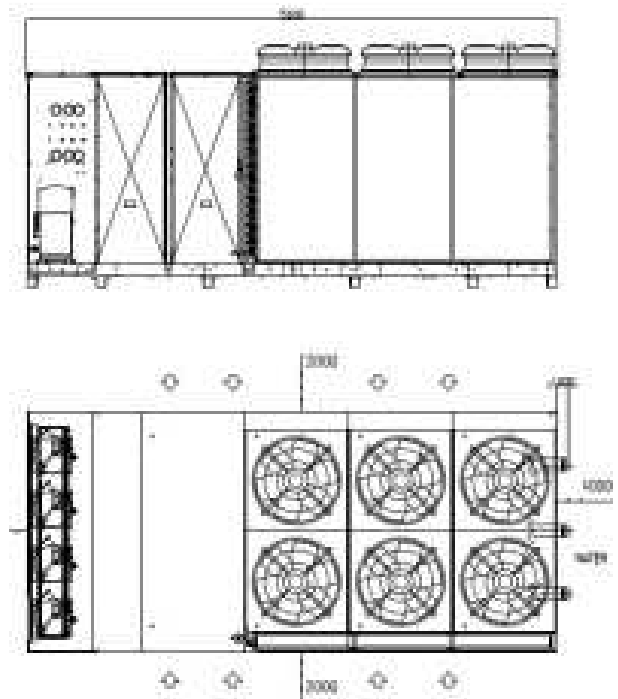
di progettazione meccanica. È stato scelto di separare fisicamente la parte frigorifera (batterie escluse) da quella idraulica, e di dedicare molto più spazio. Il confronto tra le due configurazioni risulta subito evidente dalle proiezioni CAD e da alcune foto.

Inoltre la fase costruttiva è stata più ordinata e ha effettivamente beneficiato delle ottimizzazioni di posizionamento e di ingombri studiata durante la progettazione.





*Figura 6-46: proiezioni unità polivalenti precedenti*



*Figura 6-47: proiezioni unità polivalente progettata*



*Figura 6-48: Immagine rappresentativa del poco spazio disponibile nelle unità precedenti*



*Figura 6-47: Immagine rappresentativa dello spazio disponibile nell'unità progettata*



## 7. Simulazione con il software UNILAB Shark

Vogliamo ora simulare, attraverso il software di progettazione aziendale, il comportamento della macchina nei 3 diversi funzionamenti:

- funzionamento come chiller,
- funzionamento come pompa di calore,
- funzionamento in recupero totale

nelle condizioni di progetto prima e in condizioni diverse da queste poi. Attraverso i risultati forniti dalle diverse simulazioni possiamo valutare le prestazioni dell'unità polivalente e la sua adattabilità, con alti rendimenti, alle diverse condizioni in cui si potrà trovare a lavorare.

### Fase preliminare.

La fase preliminare consiste nell'inserimento all'interno della libreria del programma dei componenti costituenti l'unità che non siano già presenti nella libreria standard. In questa fase si useranno le informazioni fornite dai software di selezione componenti.

### • 7.1 Configurazione CHILLER

#### - 7.1.1 Funzionamento come chiller 100%

In questa configurazione, il refrigerante spinto da tutti e 4 i compressori condenserà nello scambiatore a perdere (la batteria alettata) e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C. I due circuiti sono uguali.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come chiller al 100% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 35°C, 50% di umidità relativa e portata d'acqua nell'evaporatore pari a 46,91 m<sup>3</sup>/h.

### *Dati in input*

#### Circuito 1

#### Ventilatori assiali 3x A6D800-AD01-01

Collegamento	Delta	
Perd. di Carico Addizionali	30,00	Pa
Prevalenza statica utile	20,00	Pa
Regolaz. portata	Non presente	

Per poter tenere conto delle perdite di carico che il flusso d'aria incontra nel suo percorso all'interno della macchina e attraverso la ghiera antiinfortunistica si è scelto di quantificare il

delta di pressione perso in 30Pa che sono inseriti, come dato di input, nel momento in cui si definiscono le condizioni in cui simulare il funzionamento della macchina.

La velocità dei ventilatori è impostata, nelle condizioni di progetto, come quella massima.

**Condensatori a pacco alettato 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Temperatura aria in ingresso	35	°C
Umidità relativa	50	%
Gradi di surriscaldamento	25,00	°C

**Evaporatori a piastre ACH500DQ-102**

Fluido	GLIC. ETIL. AL 20 %	
Modalità	Portata Fluido	
Modalità	Controcorrente	
ModeResa	Resa massima	
Portata fluido	46,91	m <sup>3</sup> /h
Temperatura uscita fluido	7	°C

**Circuito 2**

**Ventilatori assiali 3x A6D800-AD01-01**

Collegamento	Delta	
Perd. di Carico Addizionali	30,00	Pa
Prevalenza statica utile	20,00	Pa
Regolaz. portata	Non presente	

**Condensatori a pacco alettato 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Temperatura aria in ingresso	35	°C
Umidità relativa	50	%
Gradi di surriscaldamento	25,00	°C

**Evaporatori a piastre ACH500DQ-102**

Fluido	GLIC. ETIL. AL 20 %	
Modalità	Portata Fluido	
Modalità	Controcorrente	
ModeResa	Resa massima	

Portata fluido	46,91	m <sup>3</sup> /h
Temperatura uscita fluido	7	°C

Ricordando che l'unità è costituita da due circuiti frigoriferi uguali che condividono gli scambiatori a piastre bi-circuito, generiamo il modello semplificato all'interno dell'ambiente di Shark.

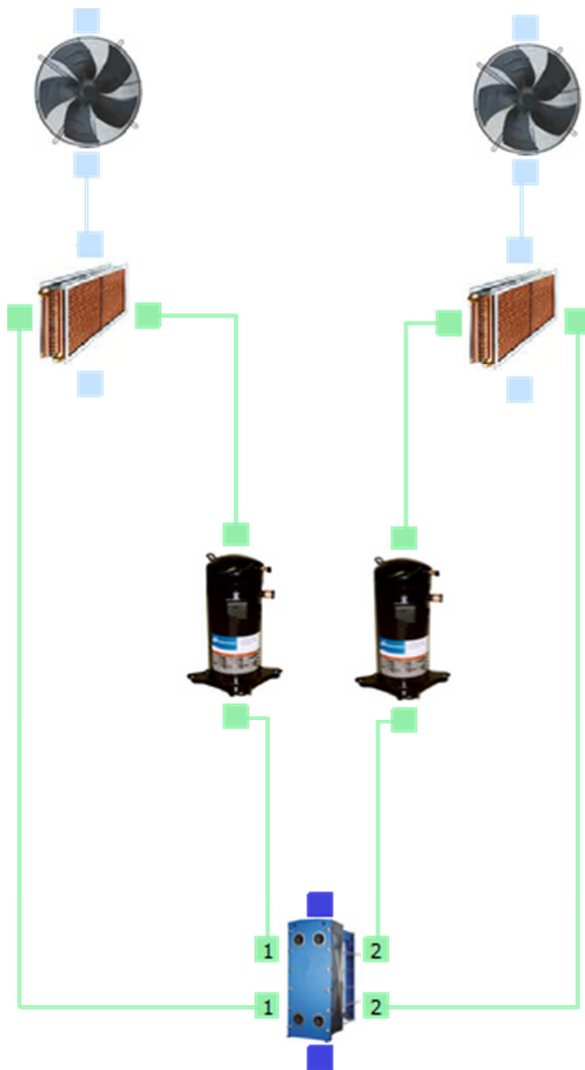


Figura 7-1: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  
- Circuito 2
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

Analizziamo ora i risultati della simulazione.

*Dati in output*

**Ciclo frigorifero globale**

Potenza frigorifera	261,95	kW
Potenza Totale	342,62	kW
Pot. assorbita Compressori	80,67	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW
Pot. assorbita Totale	92,67	kW
EER Compressori	3,25	
EER Totale	2,83	

**Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,03	°C
Temperatura di condensazione	50,42	°C
Potenza frigorifera	130,98	kW
Potenza Totale	171,31	kW
Pot. assorbita Compressori	40,33	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	46,33	kW
EER Compressori	3,25	
EER Totale	2,83	

**3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	134	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	A
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	rpm

**30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sul condensatore	51902,24	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	29,80	kPa
Pdc aria sul condensatore	84	Pa
Temp. uscita aria BS	44,54	°C
Temp. uscita aria BU	8,14	°C
Umidità relativa uscita	29,97	%
Velocità frontale aria	2,96	m/s

Portata refrigerante	3399,6	kg/h
Velocità refrigerante	2,88	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di ingresso: 35x1,5

Collettore di uscita: 35x1,5

### **2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 69,71 A

### **ACH500DQ-102**

### **Ciclo frigorifero - lato 2**

Gli output sono uguali a quelli del primo circuito.

#### ***Ciclo termodinamico***

Nel funzionamento al 100% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi lavorano nelle stesse condizioni. Evaporano e condensano alle stesse temperature/pressioni e scambiano le stesse potenze. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

## Circuito 1 e 2

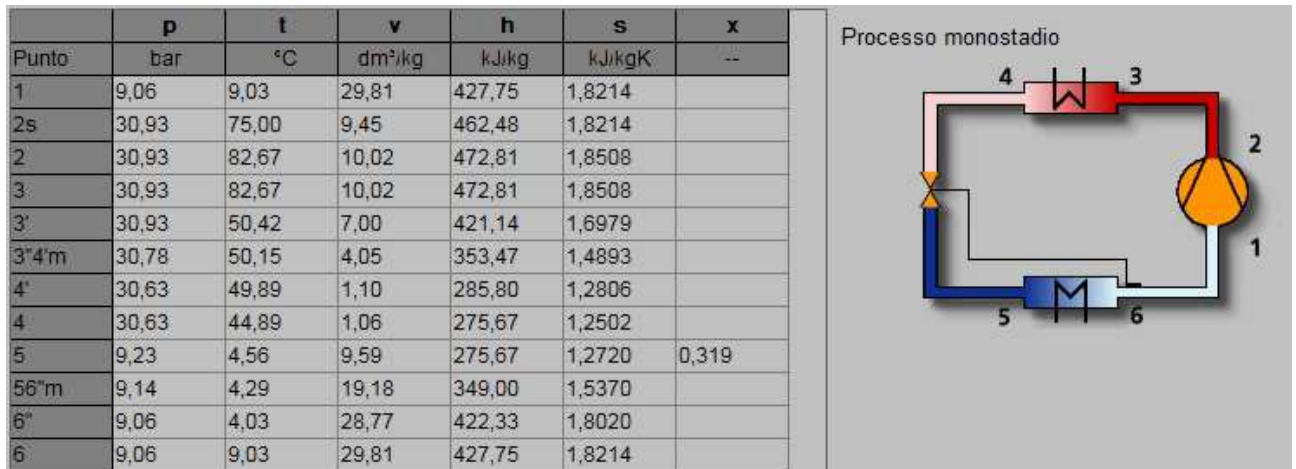


Figura 7-2: Parametri termodinamici del ciclo

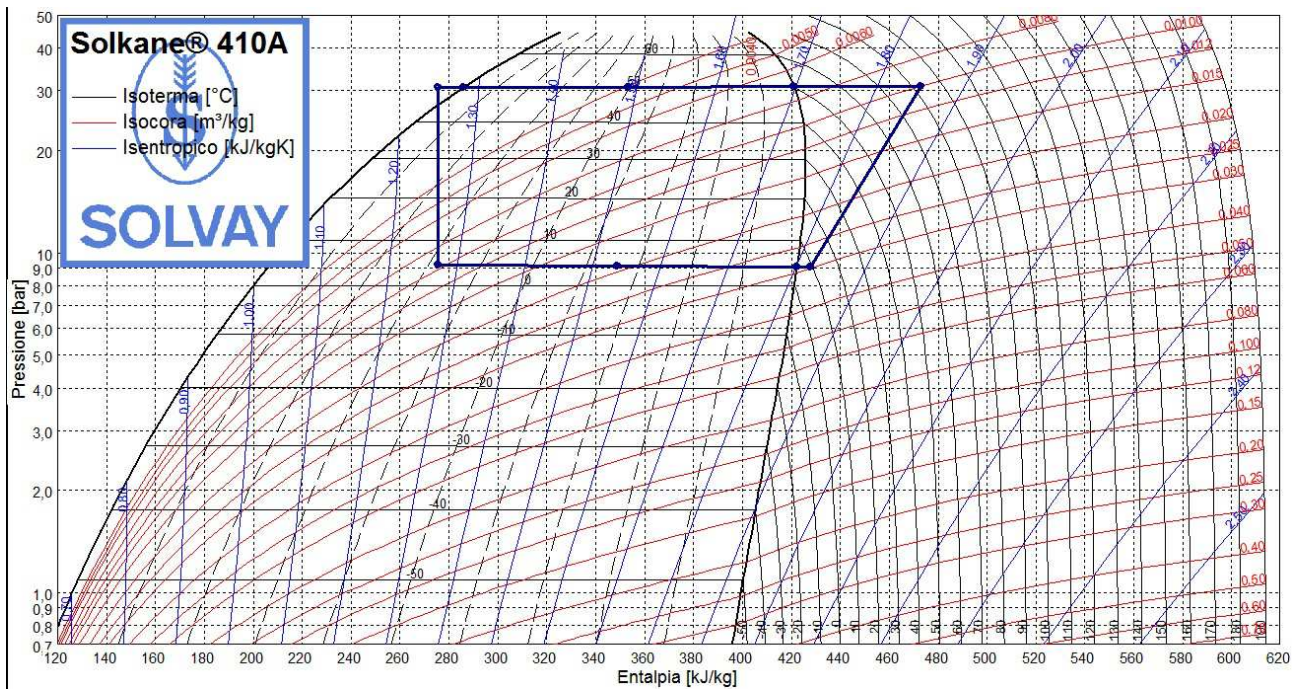


Figura 7-3: rappresentazione del ciclo termodinamico nel diagramma P-h

### - 7.1.2 Funzionamento come chiller 75%

In questa configurazione, i due circuiti paralleli si comportano in modo diverso uno dall'altro. Uno dei due circuiti funzionerà al 100% delle sue potenzialità, l'altro sarà caratterizzato dal funzionamento di uno solo dei due compressori. Il refrigerante spinto dai 3 compressori condenserà nello scambiatore a perdere (la batteria alettata) e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come chiller al 75% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 35°C, 50% di umidità relativa e portata d'acqua nell'evaporatore pari a 46,91 m<sup>3</sup>/h.

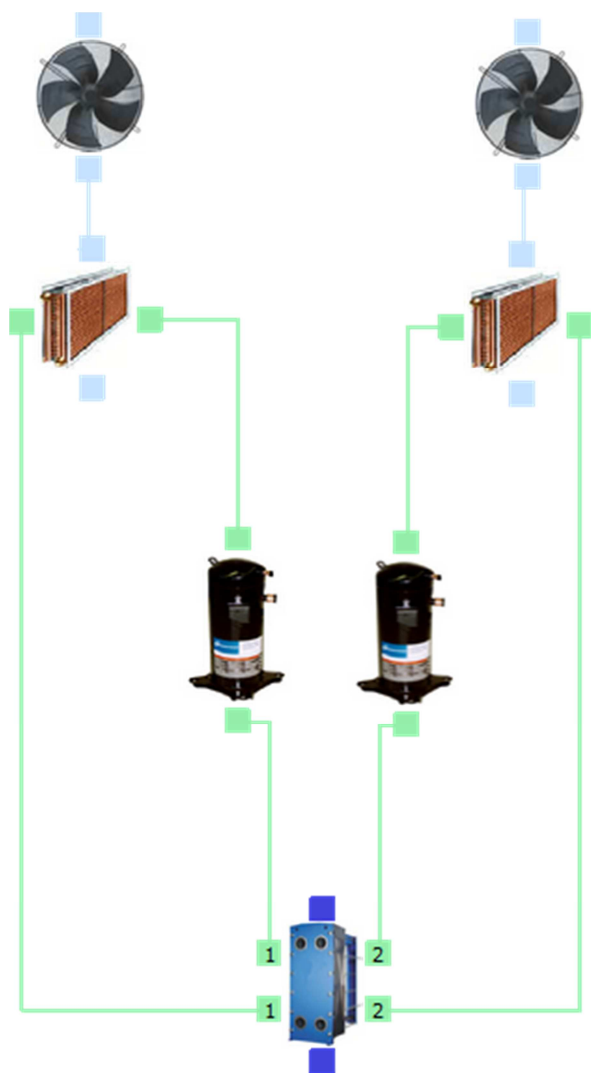


Figura 7-4: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  
- Circuito 2
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	203,54	kW
Potenza Totale	261,49	kW

Pot. assorbita Compressori	57,95	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW
Pot. assorbita Totale	69,95	kW
EER Compressori	3,51	
EER Totale	2,91	

### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,36	°C
Temperatura di condensazione	43,73	°C
Potenza frigorifera	72,57	kW
Potenza Totale	90,18	kW
Pot. assorbita Compressori	17,61	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	23,61	kW
EER Compressori	4,12	
EER Totale	3,07	

### 3x A6D800-AD01-01

Prevalenza	134	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

### 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

Portata Aria sul condensatore	51902,24	m³/h
Pdc fluido sul condensatore	9,55	kPa
Pdc aria sul condensatore	84	Pa
Temp. uscita aria BS	40,02	°C
Temp. uscita aria BU	27,12	°C
Umidità relativa uscita	38,07	%
Velocità frontale aria	2,96	m/s
Portata refrigerante	1663,8	kg/h
Velocità refrigerante	1,73	m/s
Superficie scambiata	457,58	m²
Volume interno batteria	41,0	dm³



Peso	128,34	kg
------	--------	----

Collettore di ingresso: 28x1

Collettore di uscita: 22x1

### ZP295KCE-TWD

Corrente 31,73 A

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	12,11	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,90	kPa
Real Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,90	kPa
PdC Refrigerante	17,10	kPa

### Ciclo frigorifero - lato 2

Temperatura di evaporazione	4,03	°C
Temperatura di condensazione	50,42	°C
Potenza frigorifera	130,98	kW
Potenza Totale	171,31	kW
Pot. assorbita Compressori	40,33	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	46,33	kW
EER Compressori		3,25
EER Totale		2,83

### 3x A6D800-AD01-01

Prevalenza	134	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita		4,3
Collegamento selez.		Delta
Giri al minuto nominali		895

### 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

Portata Aria sul condensatore	51902,24	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	29,80	kPa
Pdc aria sul condensatore	84	Pa
Temp. uscita aria BS	44,54	°C
Temp. uscita aria BU	28,14	°C
Umidità relativa uscita	29,97	%
Velocità frontale aria	2,96	m/s
Portata refrigerante	3399,6	kg/h
Velocità refrigerante	2,88	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di ingresso: 35x1,5

Collettore di uscita: 35x1,5

### 2x ZP295KCE-TWD

Corrente 69,71 A

### Ciclo termodinamico

Nel funzionamento al 75% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi non lavorano nelle stesse condizioni. Evaporano e condensano a diverse temperature/pressioni e scambiano diverse potenze. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h per ognuno dei circuiti.

### Circuito 1

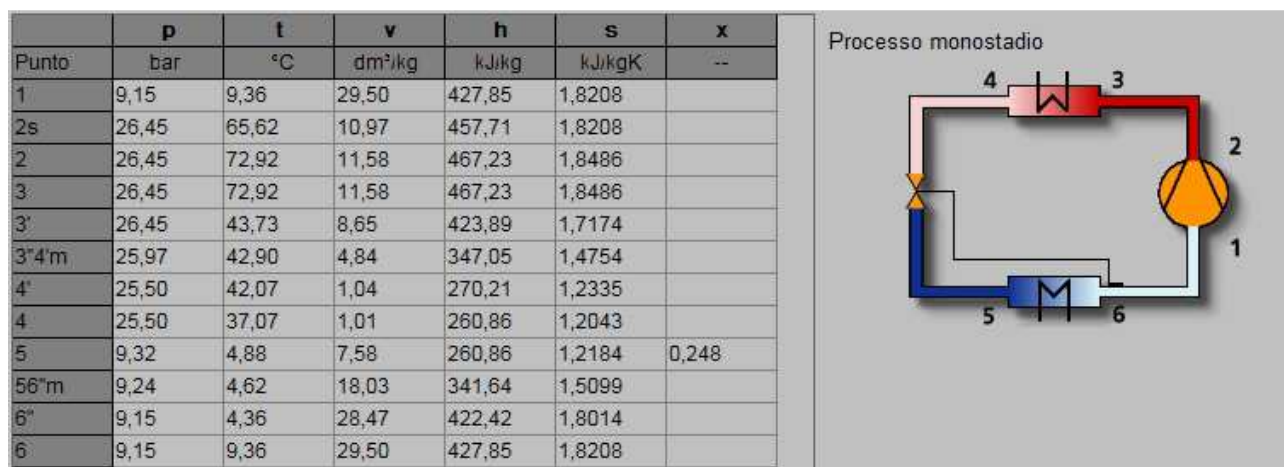


Figura 7-5: Parametri termodinamici del ciclo

## Circuito 2

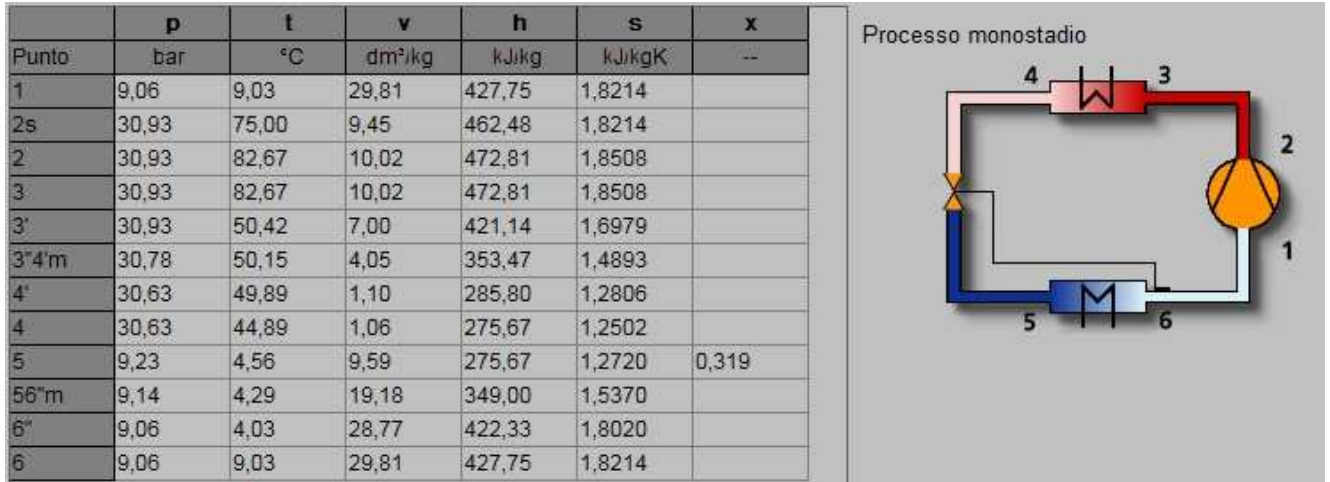


Figura 7-6: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.1.3 Funzionamento come chiller 50%

In questa configurazione, uno dei due circuiti paralleli è spento. L'altro funzionerà al 100% delle sue potenzialità. Il refrigerante spinto dai 2 compressori condenserà nello scambiatore a perdere (la batteria alettata) e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come chiller al 50% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 35°C, 50% di umidità relativa e portata d'acqua nell'evaporatore pari a 46,91 m<sup>3</sup>/h.

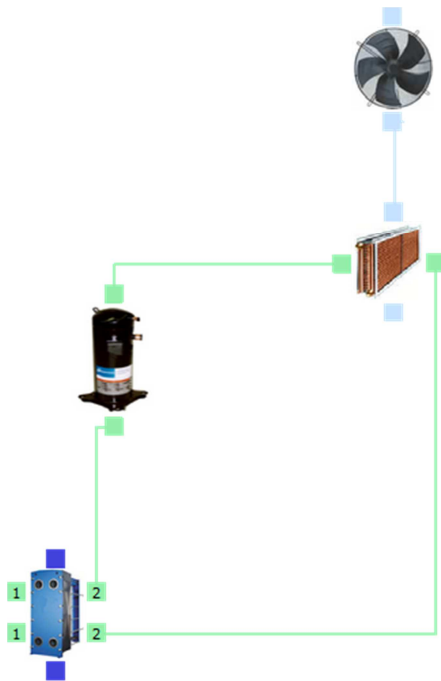


Figura 7-7: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

### *Dati in output*

#### **Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,49	°C
Temperatura di condensazione	50,58	°C
Potenza frigorifera	132,79	kW
Potenza Totale	173,28	kW
Pot. assorbita Compressori	40,49	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	46,49	kW
EER Compressori		3,28
EER Totale		2,86

#### **3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	134	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita		4,3
Collegamento selez.		Delta
Giri al minuto nominali		895

#### **30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sul condensatore	51902,24	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	30,45	kPa
Pdc aria sul condensatore	84	Pa
Temp. uscita aria BS	44,65	°C
Temp. uscita aria BU	28,16	°C
Umidità relativa uscita	29,82	%
Velocità frontale aria	2,96	m/s
Portata refrigerante	3445,6	kg/h
Velocità refrigerante	2,90	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di ingresso: 35x1,5

Collettore di uscita: 35x1,5

#### **2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 69,91 A

### Ciclo termodinamico

Nel funzionamento al 50% della potenza nominale il circuito 1 lavora al 100% e il circuito 2 è spento. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

#### Circuito 1

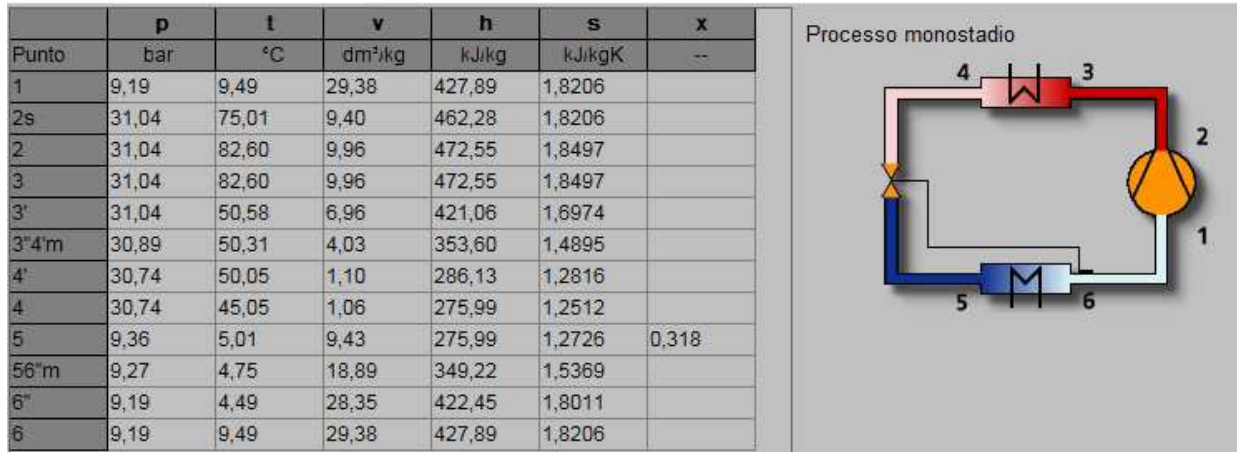


Figura 7-8: Parametri termodinamici del ciclo

#### - 7.1.4 Funzionamento come chiller 25%

In questa configurazione, uno dei due circuiti paralleli è spento. L'altro funzionerà al 50% delle sue potenzialità. Il refrigerante spinto da un unico compressore condenserà nello scambiatore a perdere (la batteria alettata) e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come chiller al 25% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 35°C, 50% di umidità relativa e portata d'acqua nell'evaporatore pari a 46,91 m<sup>3</sup>/h.

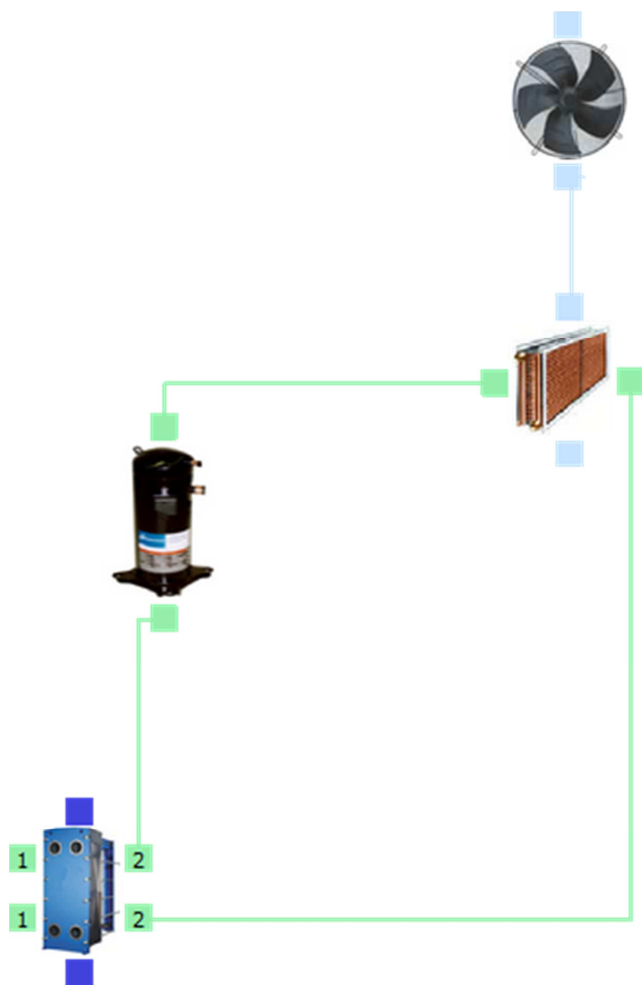


Figura 7-9: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,61	°C
Temperatura di condensazione	43,78	°C
Potenza frigorifera	73,14	kW
Potenza Totale	90,77	kW
Pot. assorbita Compressori	17,64	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	23,64	kW
EER Compressori	4,15	
EER Totale	3,09	

**3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	134	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

**30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sul condensatore	51902,24	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	9,66	kPa
Pdc aria sul condensatore	84	Pa
Temp. uscita aria BS	40,06	°C
Temp. uscita aria BU	27,13	°C
Umidità relativa uscita	37,99	%
Velocità frontale aria	2,96	m/s
Portata refrigerante	1675,5	kg/h
Velocità refrigerante	1,74	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di ingresso: 28x1

Collettore di uscita: 22x1

**ZP295KCE-TWD**

Corrente 31,76 A

**ACH500DQ-102**

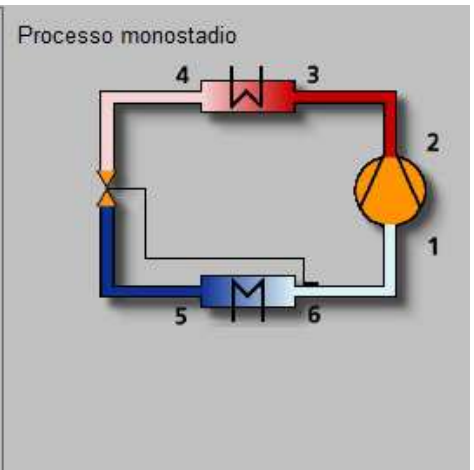
Temperatura ing. fluido	8,44	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,29	kPa
Real Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,29	kPa
PdC Refrigerante	2,33	kPa

### *Ciclo termodinamico*

Nel funzionamento al 25% della potenza nominale il circuito 1 lavora al 50% e il circuito 2 è spento. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

#### **Circuito 1**

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	9,22	9,61	29,27	427,93	1,8203	
2s	26,48	65,57	10,95	457,59	1,8203	
2	26,48	72,84	11,55	467,08	1,8480	
3	26,48	72,84	11,55	467,08	1,8480	
3'	26,48	43,78	8,64	423,87	1,7172	
3"4'm	26,44	43,65	4,84	348,43	1,4796	
4'	26,39	43,51	1,05	272,98	1,2420	
4	26,39	38,51	1,01	263,51	1,2126	
5	9,24	4,60	8,02	263,51	1,2281	0,262
56"m	9,23	4,61	18,14	342,99	1,5145	
6"	9,22	4,61	28,25	422,48	1,8009	
6	9,22	9,61	29,27	427,93	1,8203	



*Figura 7-10: Parametri termodinamici del ciclo*



### - 7.1.5 Calcolo ESEER e IPLV

Vogliamo ora determinare il valore dei coefficienti di efficienza stagionale in base a quanto definito nel paragrafo relativo alle prestazioni energetiche.

#### ESEER

$$ESEER = \frac{3 * EER_{100\%} + 33 * EER_{75\%} + 41 * EER_{50\%} + 23 * EER_{25\%}}{100}$$

Coeff	EER	Temp aria
3	2,8	35
33	3,3	30
41	3,7	25
23	4,2	20

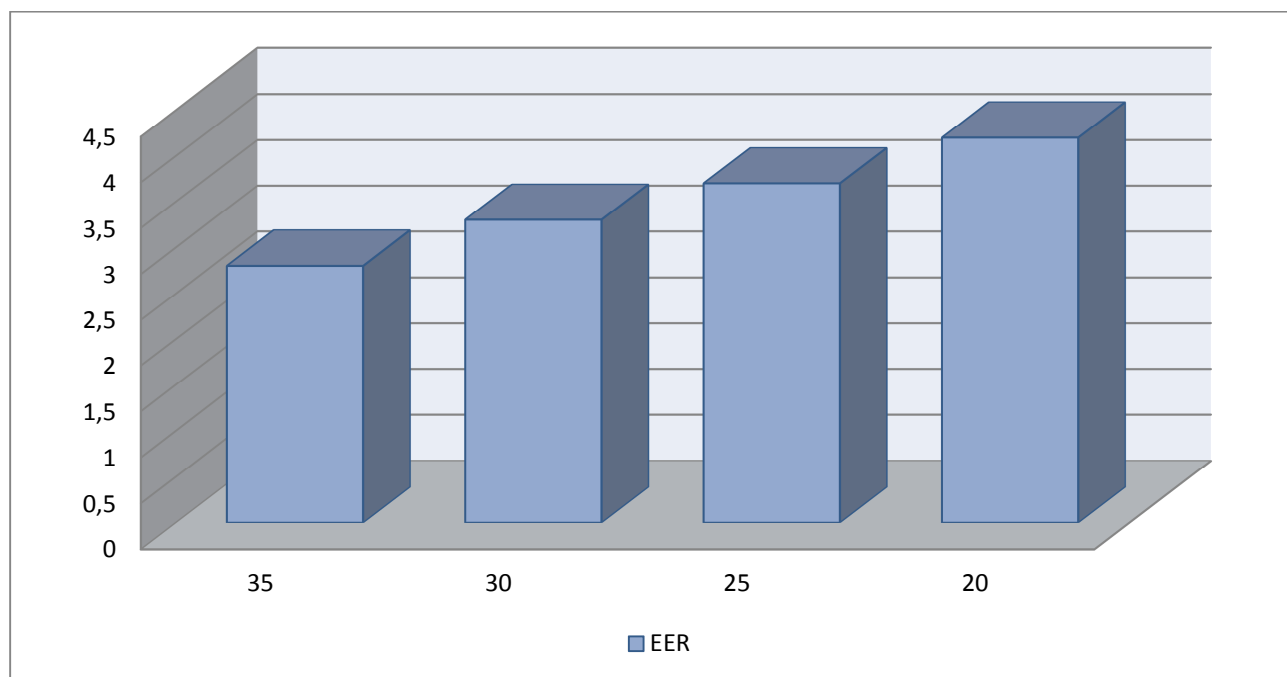


Figura 7-11: ESEER: EER per ogni gradino di parzializzazione in funzione della temperatura esterna.

Si ottiene un valore di efficienza stagionale pari a 3,656.

#### IPLV

$$IPLV = \frac{1 * EER_{100\%} + 42 * EER_{75\%} + 45 * EER_{50\%} + 12 * EER_{25\%}}{100}$$

Coeff	EER	Temp aria
1	2,8	35
42	3,58	26,7
45	4,43	18,3
12	4,6	12,8

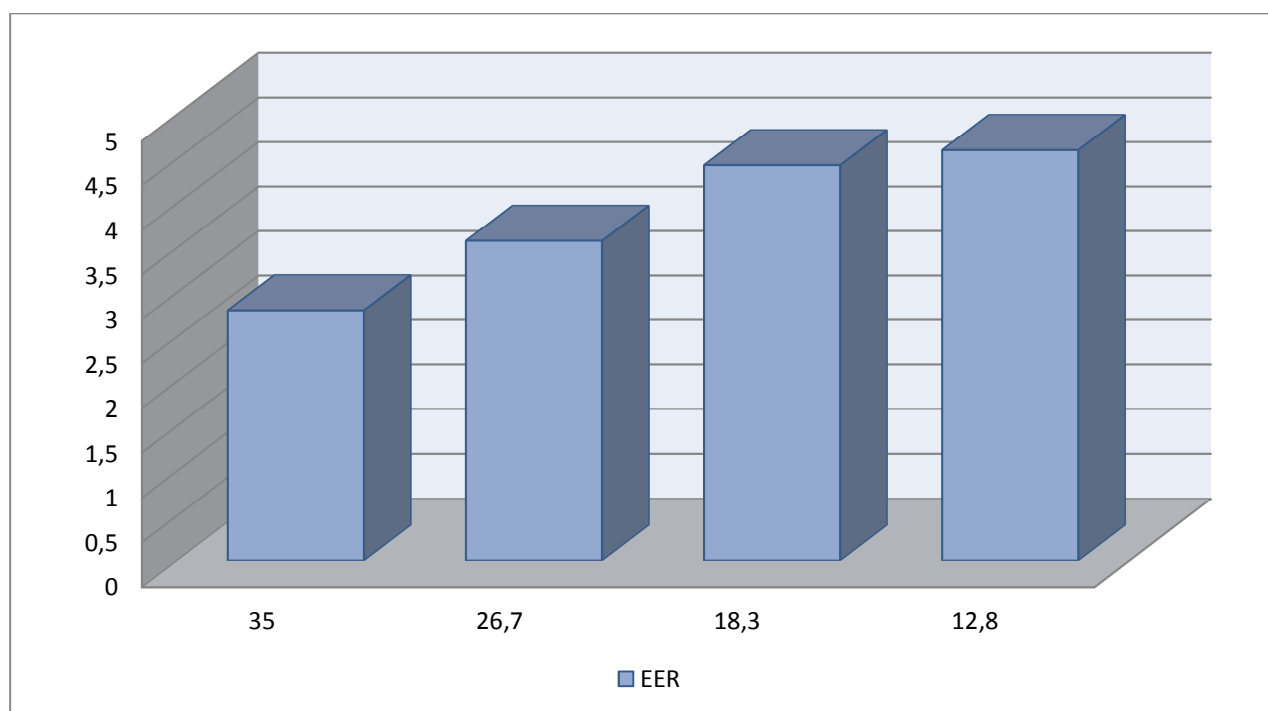


Figura 7-12 IPLV: EER e per ogni gradino di parzializzazione in funzione della temperatura esterna

Si ottiene un valore di IPLV pari a 4,0771.

Il motivo per cui IPLV risulta superiore a ESEER è dovuto al fatto che i valori di temperatura in cui è valutato l'Energy Efficiency Ratio sono più bassi di quelli usati per la valutazione dell'EER nel calcolo di ESEER. Valori più bassi di temperatura dell'aria nel funzionamento della macchina come chiller ne aumentano di molto l'efficienza.

#### - 7.1.6 Simulazioni al variare della temperatura esterna

Vogliamo ora analizzare il comportamento dell'unità polivalente nel funzionamento come chiller al variare della temperatura dell'aria esterna. Il valore di progetto era 35°C con il 50% di umidità relativa.

Una delle particolarità dell'unità polivalente è il fatto che sia chiamata a produrre acqua calda e fredda in qualsiasi stagione, indipendentemente dalle condizioni atmosferiche. Non è quindi raro che la macchina debba funzionare come chiller anche nella stagione invernale. Per questo motivo l'analisi è stata fatta in un range di temperatura che va da -2°C a 42°C.

La prima raccolta dati è stata fatta considerando costante la velocità dei ventilatori. E' apparso subito chiaro come, nel procedere abbassando la temperatura dell'aria esterna, la temperatura di

condensazione si abbassasse sotto il limite imposto dal campo di funzionamento del compressore già intorno ai 17°C di aria esterna.

A questo punto le simulazioni sono state fatte riducendo la velocità dei ventilatori (quindi la relativa portata d'aria) in modo lineare in modo da garantire che la condensazione del fluido frigorifero avvenisse sempre sopra il limite minimo.

La simulazione, svolta in questo modo, è stata fatta per tutti e quattro i gradini di parzializzazione 100%, 75%, 50%, 25%. Questo è quello che è stato ottenuto.

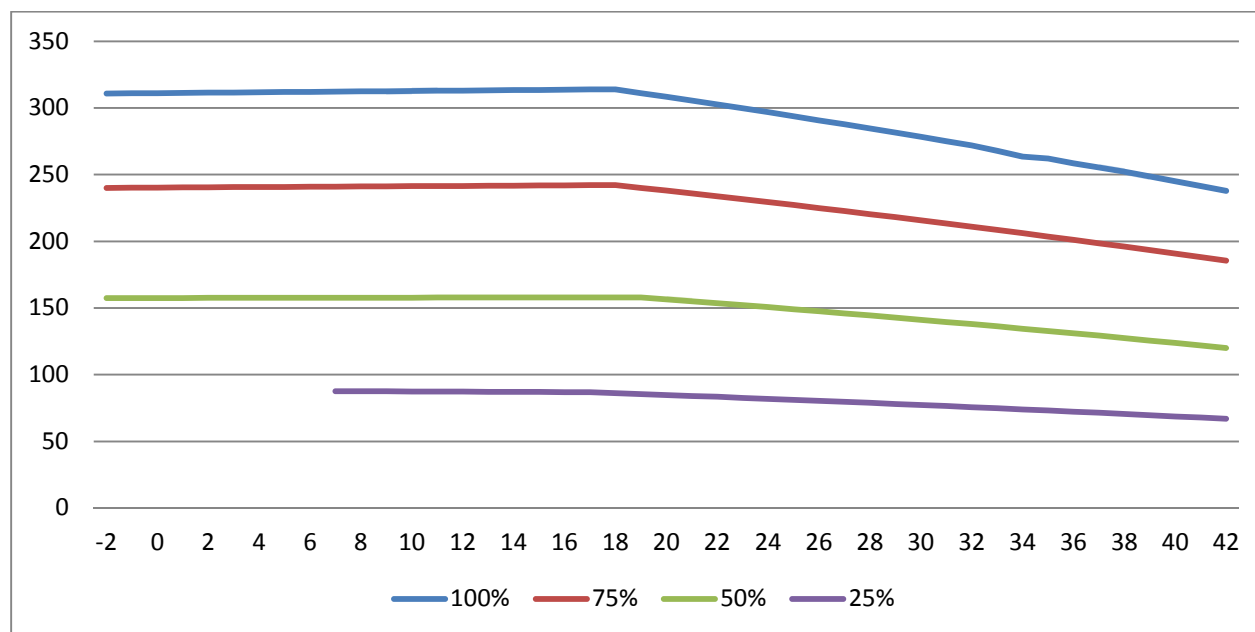


Figura 7-13: Potenza frigorifera nel funzionamento come chiller al variare della temperatura dell'aria esterna

Risulta subito evidente come la potenza frigorifera prodotta, crescente con l'abbassarsi della temperatura, raggiunga un punto (17°C) nel quale cambia pendenza. Questo è dovuto, come detto, all'abbassamento della velocità dei ventilatori per impedire la condensazione al di sotto del limite minimo di temperatura. Quanto detto è visualizzabile dal seguente grafico:

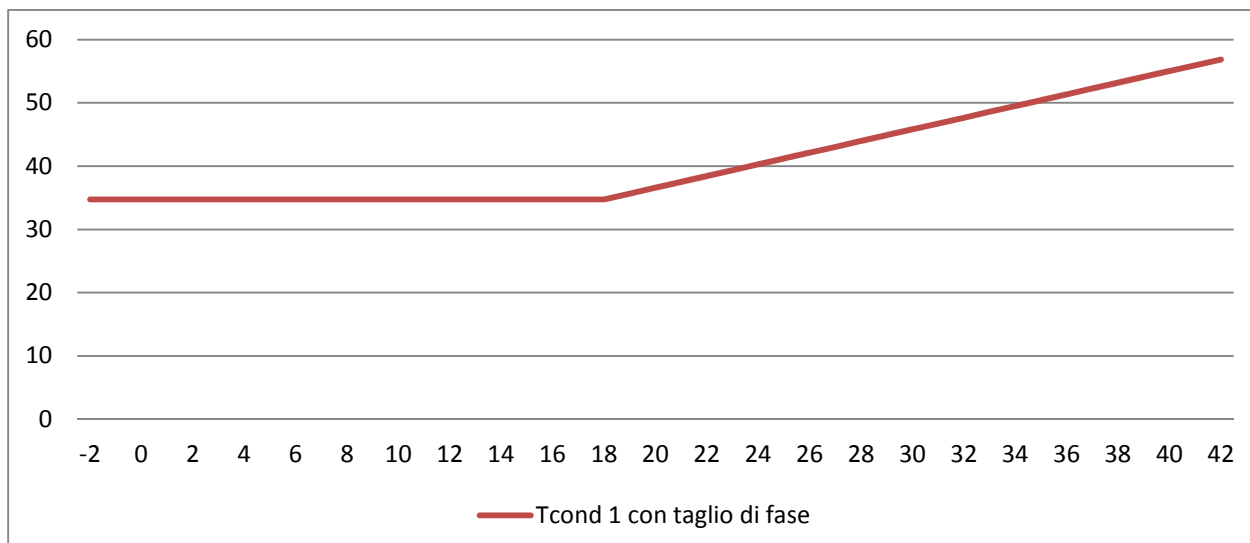


Figura 7-14: temperatura di evaporazione e condensazione nel funzionamento come chiller al 100% al variare della temperatura esterna

Durante l'abbassamento della temperatura esterna le temperature di condensazione ed evaporazione si avvicinano, aumentando l'efficienza del ciclo termodinamico (EER). Raggiunto il livello minimo di temperatura di condensazione questa non scende più ed è mantenuta costante dall'azione dei ventilatori che, con la diminuzione della velocità, controbilanciano l'abbassamento di temperatura esterna rendendo possibile il funzionamento della macchina fino a valori di temperatura molto bassi.

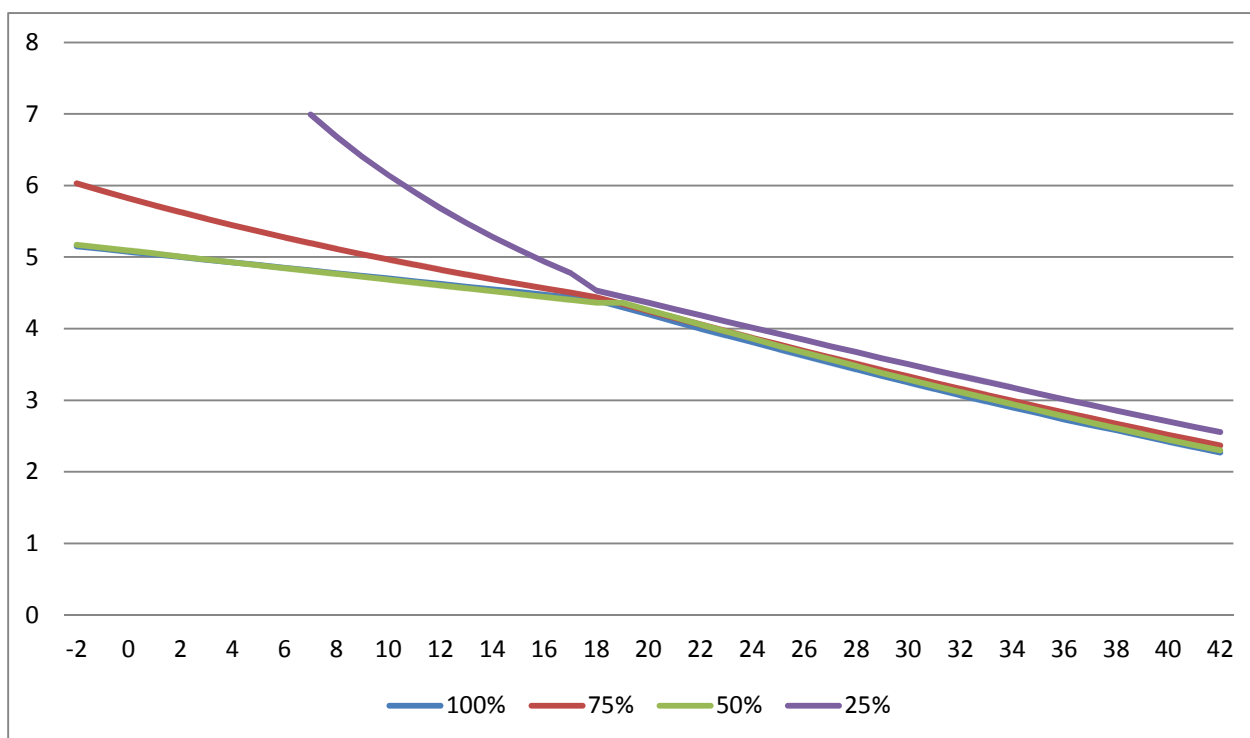


Figura 7-15: EER nel funzionamento come chiller al variare della temperatura dell'aria esterna.

## • 7.2 Configurazione HEAT PUMP

### - 7.2.1 Funzionamento come pompa di calore 100%

In questa configurazione, il refrigerante spinto da tutti e 4 i compressori condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a perdere (batteria alettata). I due circuiti sono uguali. Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come pompa di calore al 100% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 7°C, 87% di umidità relativa e portata d'acqua nel condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h.

### *Dati in input*

#### **Circuito 1**

##### **Ventilatori assiali 3x A6D800-AD01-01**

Collegamento	Delta	
Perd. di Carico Addizionali	30,00	Pa
Prevalenza statica utile	20,00	Pa
Regolaz. portata	Non presente	

##### **Condensatori a piastre ACH500DQ-102**

Fluido	GLIC. ETIL. AL 20 %	
Modalita	Portata Fluido	
Modalità	Controcorrente	
ModeResa	Resa massima	
Gradi di surriscaldamento	25,00	°C
Portata fluido	62,69	m <sup>3</sup> /h
Temperatura uscita fluido	45	°C

##### **Evaporatori a pacco alettato 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Temperatura aria in ingresso	7	°C
Umidità relativa	87	%

#### **Circuito 2**

Il circuito 2 è uguale al circuito 1.

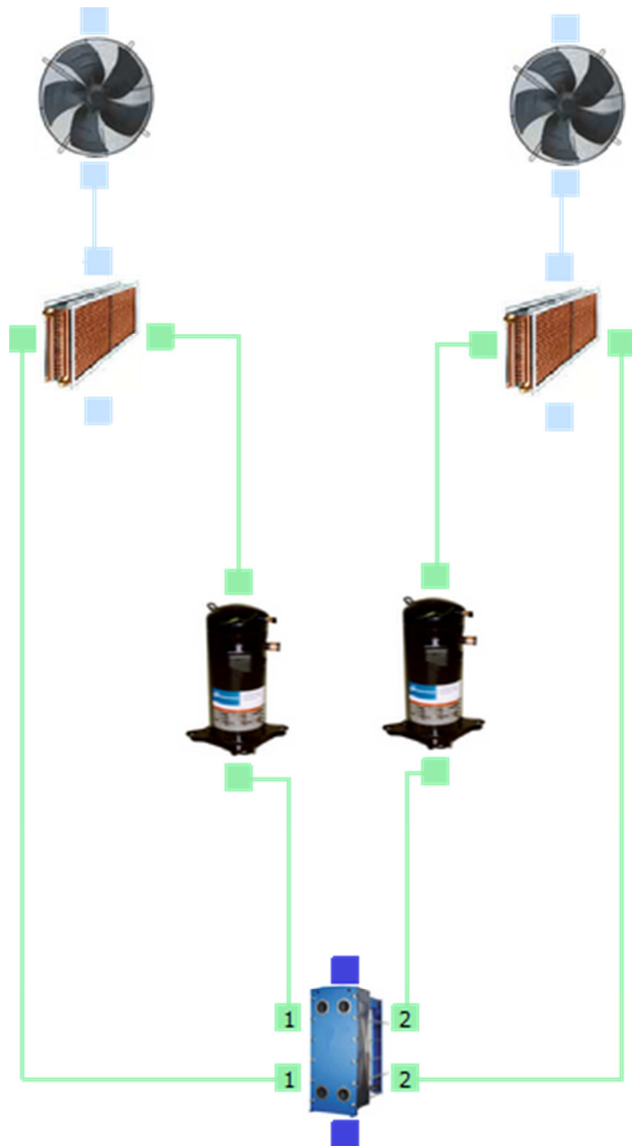


Figura 7-16: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  
- Circuito 2
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	215,54	kW
Potenza sensibile	146,25	kW
Potenza Totale	294,15	kW
Pot. assorbita Compressori	78,61	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW

Pot. assorbita Totale	90,61	kW
COP Compressori	3,74	
COP Totale	3,25	

### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	-1,72	°C
Temperatura di condensazione	49,52	°C
Potenza frigorifera	107,77	kW
Potenza sensibile	73,12	kW
Potenza Totale	147,08	kW
Pot. assorbita Compressori	39,30	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	45,30	kW
COP Compressori	3,74	
COP Totale	3,25	

### 3x A6D800-AD01-01

Prevalenza	151	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	40,53	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	34,23	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	61,13	kPa
PdC Refrigerante	0,89	kPa

### 2x ZP295KCE-TWD

Corrente 68,41 A

### 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

Portata Aria sull'evaporatore	48300,04	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	41,65	kPa
Pdc aria sull'evaporatore	101	Pa
Temp. uscita aria BS	2,53	°C
Temp. uscita aria BU	2,53	°C
Umidità relativa uscita	100	%
Pot. Sensibile / Pot. Latente	0,68	
Velocità frontale aria	2,75	m/s
Portata refrigerante	2493,1	kg/h
Velocità refrigerante	10,14	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di uscita: 54x1,5

### Ciclo frigorifero - lato 2

Gli output del circuito 2 sono gli stessi del circuito 1.

#### Ciclo termodinamico

Nel funzionamento al 100% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi lavorano nelle stesse condizioni. Evaporano e condensano alle stesse temperature/pressioni e scambiano le stesse potenze. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

### Circuito 1 e 2

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	7,55	3,28	35,78	425,89	1,8323	
2s	30,29	76,55	9,85	465,68	1,8323	
2	30,29	85,43	10,50	477,32	1,8652	
3	30,29	85,43	10,50	477,32	1,8652	
3'	30,29	49,52	7,21	421,61	1,7008	
3*4'm	30,09	49,18	4,15	352,61	1,4874	
4'	29,89	48,83	1,09	283,62	1,2741	
4	29,89	43,83	1,05	273,61	1,2439	
5	7,57	-1,71	12,33	273,61	1,2712	0,341
56'm	7,56	-1,71	23,47	347,17	1,5423	
6"	7,55	-1,72	34,61	420,72	1,8135	
6	7,55	3,28	35,78	425,89	1,8323	

Processo monostadio

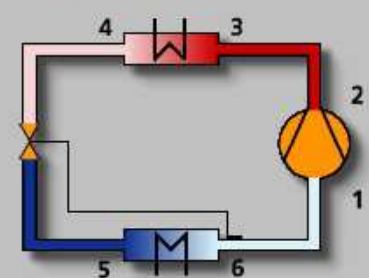


Figura 7-17: Parametri termodinamici del ciclo



### - 7.2.2 Funzionamento come pompa di calore 75%

In questa configurazione, i due circuiti sono diversi. Il primo funziona al 50% e il secondo al 100%. Il refrigerante spinto da 3 dei 4 compressori condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a perdere (batteria alettata).

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come pompa di calore al 75% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 7°C, 87% di umidità relativa e portata d'acqua nel condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h.

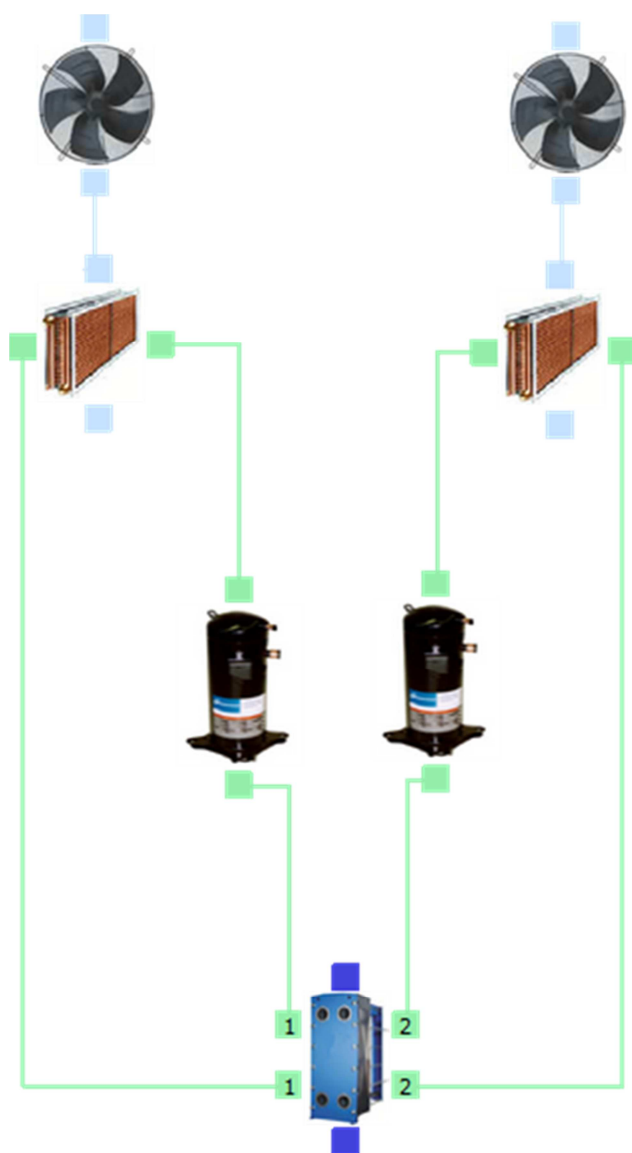


Figura 7-18: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC
  
- Circuito 2
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

### *Dati in output*

#### **Ciclo frigorifero globale**

Potenza frigorifera	170,00	kW
Potenza sensibile	120,14	kW
Potenza Totale	228,36	kW
Pot. assorbita Compressori	58,36	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW
Pot. assorbita Totale	70,36	kW
COP Compressori	3,91	
COP Totale	3,25	

#### **Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	1,55	°C
Temperatura di condensazione	47,83	°C
Potenza frigorifera	62,23	kW
Potenza sensibile	47,02	kW
Potenza Totale	81,28	kW
Pot. assorbita Compressori	19,05	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	25,05	kW
COP Compressori	4,27	
COP Totale	3,24	

#### **3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	146	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

#### **ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	40,53	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h

Pdc fluido sul condensatore	34,23	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	61,13	kPa
PdC Refrigerante	0,89	kPa

### ZP295KCE-TWD

Corrente 33,47 A

### 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

Portata Aria sull'evaporatore	49241,64	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	13,86	kPa
Pdc aria sull'evaporatore	96	Pa
Temp. uscita aria BS	4,18	°C
Temp. uscita aria BU	4,12	°C
Umidità relativa uscita	99,19	%
Pot. Sensibile / Pot. Latente	0,76	
Velocità frontale aria	2,81	m/s
Portata refrigerante	1400,4	kg/h
Velocità refrigerante	5,12	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di uscita: 42x1,5

### Ciclo frigorifero - lato 2

Temperatura di evaporazione	-1,72	°C
Temperatura di condensazione	49,52	°C
Potenza frigorifera	107,77	kW
Potenza sensibile	73,12	kW
Potenza Totale	147,08	kW
Pot. assorbita Compressori	39,30	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	45,30	kW
COP Compressori	3,74	
COP Totale	3,25	

**3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	151	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

**2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 68,41 A

**30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sull'evaporatore	48300,04	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	41,65	kPa
Pdc aria sull'evaporatore	101	Pa
Temp. uscita aria BS	2,53	°C
Temp. uscita aria BU	2,53	°C
Umidità relativa uscita	100	%
Pot. Sensibile / Pot. Latente	0,68	
Velocità frontale aria	2,75	m/s
Portata refrigerante	2493,1	kg/h
Velocità refrigerante	10,14	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di uscita: 54x1,5

***Ciclo termodinamico***

Nel funzionamento al 75% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi lavorano in condizioni diverse. Evaporano e condensano a diverse temperature/pressioni e scambiano potenze diverse. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

## Circuito 1

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	8,38	6,55	32,23	426,98	1,8261	
2s	29,13	72,62	10,11	462,34	1,8261	
2	29,13	80,58	10,71	472,83	1,8561	
3	29,13	80,58	10,71	472,83	1,8561	
3'	29,13	47,83	7,61	422,39	1,7059	
3*4'm	29,09	47,71	4,34	351,73	1,4862	
4'	29,04	47,59	1,08	281,07	1,2665	
4	29,04	42,59	1,04	271,19	1,2365	
5	8,40	1,55	10,33	271,19	1,2588	0,314
5*6'm	8,39	1,55	20,74	346,43	1,5329	
6''	8,38	1,55	31,14	421,67	1,8069	
6	8,38	6,55	32,23	426,98	1,8261	

Processo monostadio

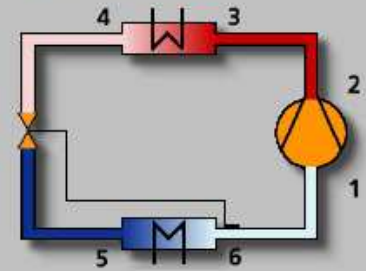


Figura 7-19: Parametri termodinamici del ciclo

## Circuito 2

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	7,55	3,28	35,78	425,89	1,8323	
2s	30,29	76,55	9,85	465,68	1,8323	
2	30,29	85,43	10,50	477,32	1,8652	
3	30,29	85,43	10,50	477,32	1,8652	
3'	30,29	49,52	7,21	421,61	1,7008	
3*4'm	30,09	49,18	4,15	352,61	1,4874	
4'	29,89	48,83	1,09	283,62	1,2741	
4	29,89	43,83	1,05	273,61	1,2439	
5	7,57	-1,71	12,33	273,61	1,2712	0,341
5*6'm	7,56	-1,71	23,47	347,17	1,5423	
6''	7,55	-1,72	34,61	420,72	1,8135	
6	7,55	3,28	35,78	425,89	1,8323	

Processo monostadio

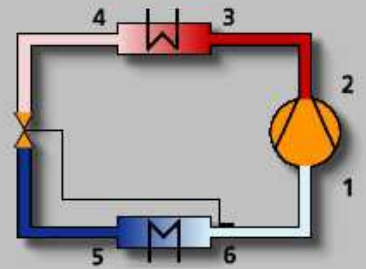
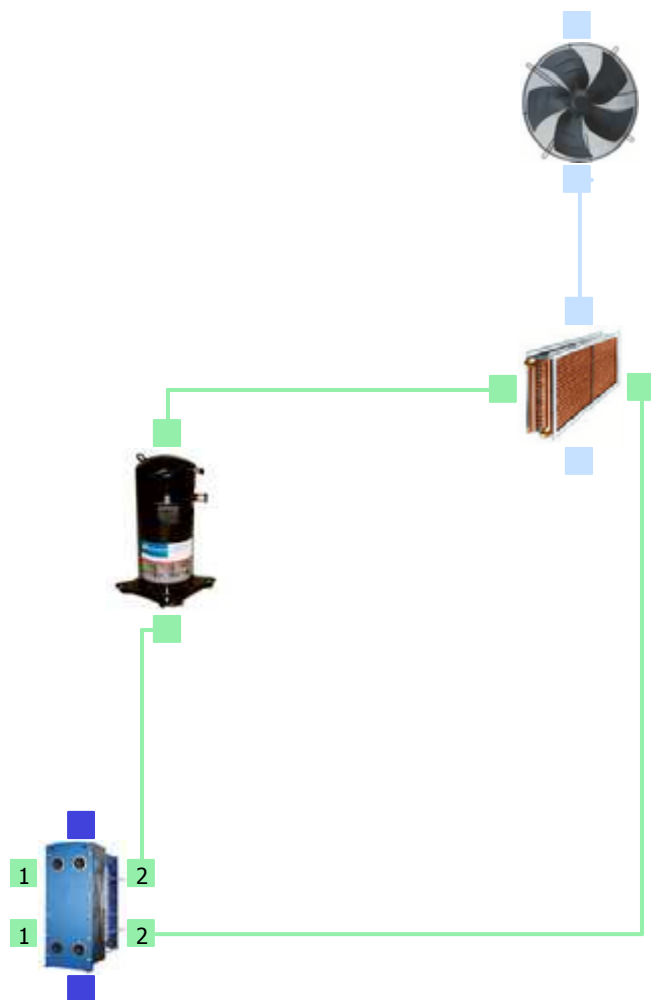


Figura 7-20: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.2.3 Funzionamento come pompa di calore 50%

In questa configurazione, i due circuiti sono diversi. Il primo è spento e il secondo al 100%. Il refrigerante spinto da 2 compressori condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a perdere (batteria alettata).

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come pompa di calore al 50% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 7°C, 87% di umidità relativa e portata d'acqua nel condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h.



### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

Figura 7-21: Configurazione dell'unità in Shark

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	-1,89	°C
Temperatura di condensazione	47,62	°C
Potenza frigorifera	110,10	kW
Potenza sensibile	74,42	kW
Potenza Totale	147,87	kW
Pot. assorbita Compressori	37,77	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	43,77	kW
COP Compressori	3,92	
COP Totale	3,38	

**3x A6D800-AD01-01**

Prevalenza	151	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW
Max Corrente Assorbita	4,3	
Collegamento selez.	Delta	
Giri al minuto nominali	895	

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	43,27	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	50,01	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	89,31	kPa
PdC Refrigerante	0,22	kPa

**2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 66,51 A

**30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sull'evaporatore	48276,89	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	41,71	kPa
Pdc aria sull'evaporatore	101	Pa
Temp. uscita aria BS	2,44	°C
Temp. uscita aria BU	2,44	°C
Umidità relativa uscita	100	%
Pot. Sensibile / Pot. Latente	0,68	
Velocità frontale aria	2,75	m/s
Portata refrigerante	2490,1	kg/h
Velocità refrigerante	10,18	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di uscita: 54x1,5

## Ciclo termodinamico

Nel funzionamento al 50% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi lavorano in condizioni diverse. Il primo lavora al 100%, il secondo è spento. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.

### Circuito 1

	<b>p</b>	<b>t</b>	<b>v</b>	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>x</b>
Punto	bar	°C	dm <sup>3</sup> /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	7,51	3,11	35,98	425,84	1,8327	
2s	28,99	74,03	10,29	464,48	1,8327	
2	28,99	82,74	10,94	475,79	1,8649	
3	28,99	82,74	10,94	475,79	1,8649	
3'	28,99	47,62	7,66	422,48	1,7065	
3"4'm	28,94	47,50	4,37	351,56	1,4859	
4'	28,90	47,37	1,08	280,64	1,2652	
4	28,90	42,37	1,04	270,78	1,2352	
5	7,53	-1,88	12,00	270,78	1,2609	0,329
56"m	7,52	-1,88	23,40	345,73	1,5374	
6"	7,51	-1,89	34,80	420,67	1,8138	
6	7,51	3,11	35,98	425,84	1,8327	

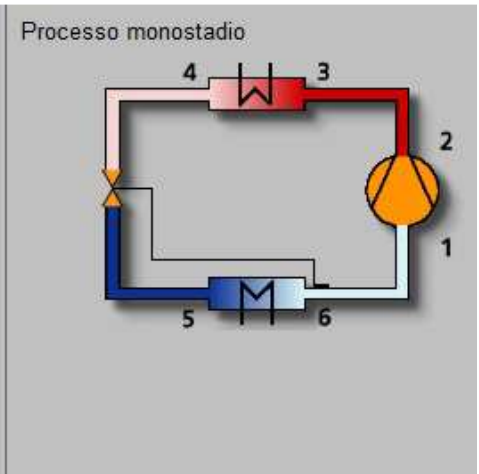


Figura 7-22: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.2.4 Funzionamento come pompa di calore 25%

In questa configurazione, i due circuiti sono diversi. Il primo è spento e il secondo al 50%. Il refrigerante spinto da 1 compressori condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a perdere (batteria alettata).

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento come pompa di calore al 25% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, aria esterna a 7°C, 87% di umidità relativa e portata d'acqua nel condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h.



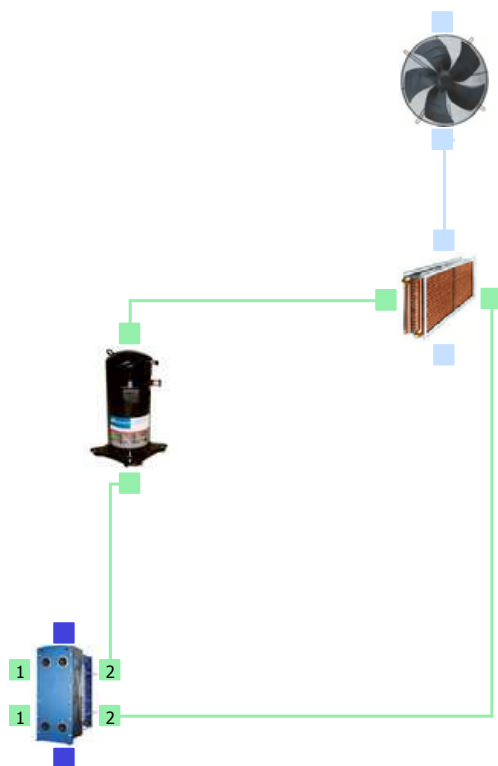


Figura 7-23: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Ventilatori assiali
    - 3x A6D800-AD01-01 (Ebm)
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a pacco alettato
    - 1x 30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC

### Dati di Output

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	1,48	°C
Temperatura di condensazione	46,51	°C
Potenza frigorifera	63,20	kW
Potenza sensibile	47,57	kW
Potenza Totale	81,75	kW
Pot. assorbita Compressori	18,54	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	24,54	kW
COP Compressori		4,41
COP Totale		3,33

#### 3x A6D800-AD01-01

Prevalenza	147	Pa
Prevalenza utile	20	Pa
Potenza Assorbita	6,00	kW

Max Corrente Assorbita	4,3
Collegamento selez.	Delta
Giri al minuto nominali	895

### **ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	43,83	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	32,72	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	58,44	kPa
PdC Refrigerante	0,13	kPa

### **ZP295KCE-TWD**

Corrente 32,85 A

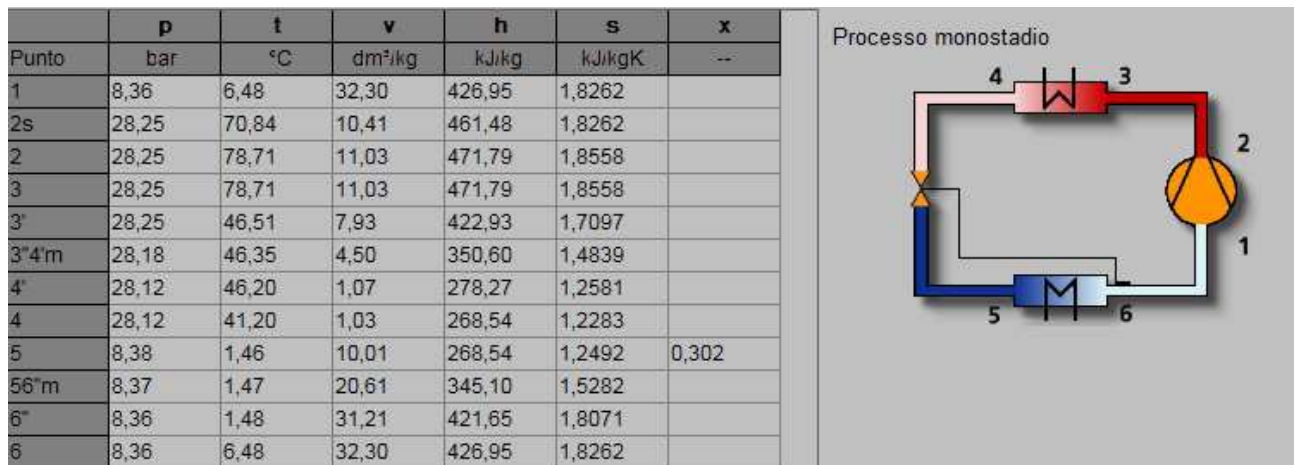
### **30x26 d.10 CS 58T 4NR 2800A 2,1P 38NC**

Portata Aria sull'evaporatore	49212,82	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	13,89	kPa
Pdc aria sull'evaporatore	97	Pa
Temp. uscita aria BS	4,14	°C
Temp. uscita aria BU	4,09	°C
Umidità relativa uscita	99,2	%
Pot. Sensibile / Pot. Latente	0,75	
Velocità frontale aria	2,81	m/s
Portata refrigerante	1401,0	kg/h
Velocità refrigerante	5,13	m/s
Superficie scambiata	457,58	m <sup>2</sup>
Volume interno batteria	41,0	dm <sup>3</sup>
Peso	128,34	kg

Collettore di uscita: 42x1,5

## *Ciclo termodinamico*

Nel funzionamento al 25% della potenza nominale i due circuiti frigoriferi lavorano in condizioni diverse. Il primo lavora al 50%, il secondo è spento. Attraverso l'utilizzo del software Solkane è possibile, in base ai dati di output ottenuti, determinare le caratteristiche dei principali punti del ciclo e disegnare il ciclo termodinamico del fluido refrigerante nel piano P/h.



*Figura 7-24: Parametri termodinamici del ciclo*

### - 7.2.5 Simulazioni al variare della temperatura esterna

Vogliamo ora analizzare il comportamento dell'unità polivalente nel funzionamento come pompa di calore al variare della temperatura dell'aria esterna. Il valore di progetto era 7°C con 87% di umidità relativa.

Una delle particolarità dell'unità polivalente è il fatto che sia chiamata a produrre acqua calda e fredda in qualsiasi stagione, indipendentemente dalle condizioni atmosferiche. Non è quindi raro che la macchina debba funzionare come pompa di calore anche nella stagione estiva. Per questo motivo l'analisi è stata fatta in un range di temperatura che va da -5°C a 37°C.

La prima raccolta dati è stata fatta considerando costante la velocità dei ventilatori. E' apparso subito chiaro come, nel procedere alzando la temperatura dell'aria esterna, la temperatura di evaporazione si alzasse sopra il limite imposto dal campo di funzionamento del compressore già intorno ai 25°C di aria esterna.

A questo punto le simulazioni sono state fatte riducendo la velocità dei ventilatori (quindi la relativa portata d'aria) in modo lineare in modo da garantire che l'evaporazione del fluido refrigerante avvenisse sempre sotto il limite massimo.

La simulazione, svolta in questo modo, è stata fatta per tutti e quattro i gradini di parzializzazione 100%, 75%, 50%, 25%. Questo è quello che è stato ottenuto.

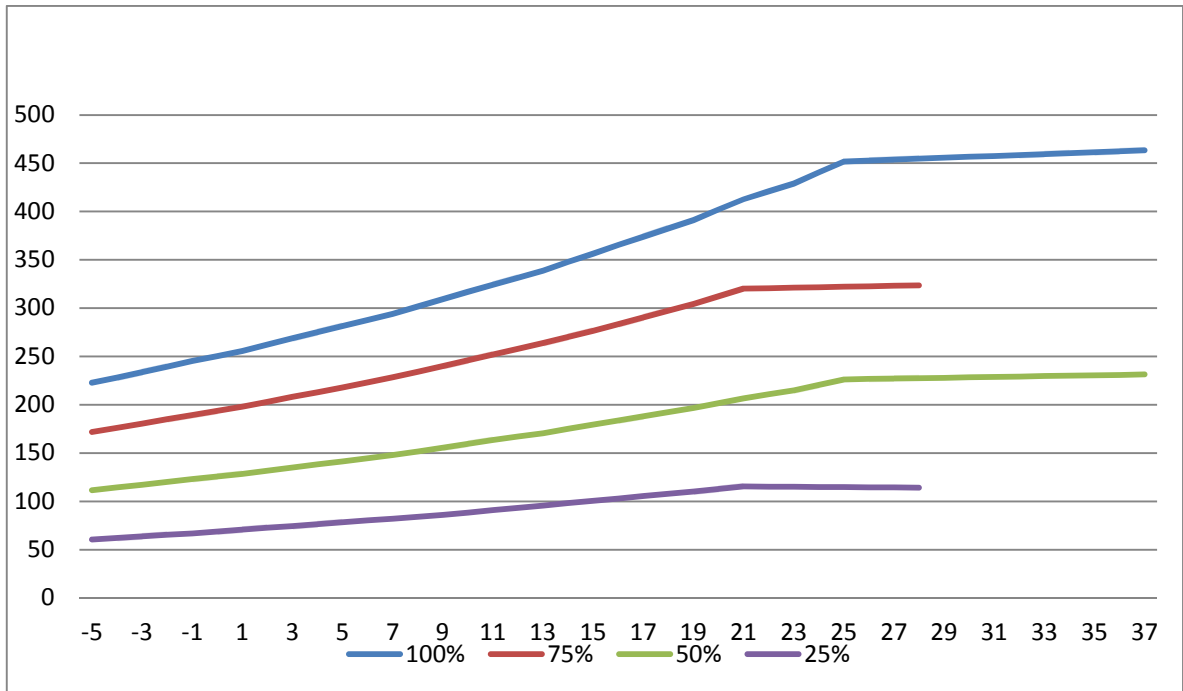


Figura 7-25: Potenza termica nel funzionamento della macchina come pompa di calore al variare della temperatura esterna

Risulta subito evidente come la potenza termica prodotta, crescente con l'aumento della temperatura esterna, raggiunga un punto (circa 25°C) nel quale cambia pendenza. Questo è dovuto, come detto, all'abbassamento della velocità dei ventilatori per impedire l'evaporazione al di sopra del limite massimo di temperatura. Quanto detto è visualizzabile dal seguente grafico:

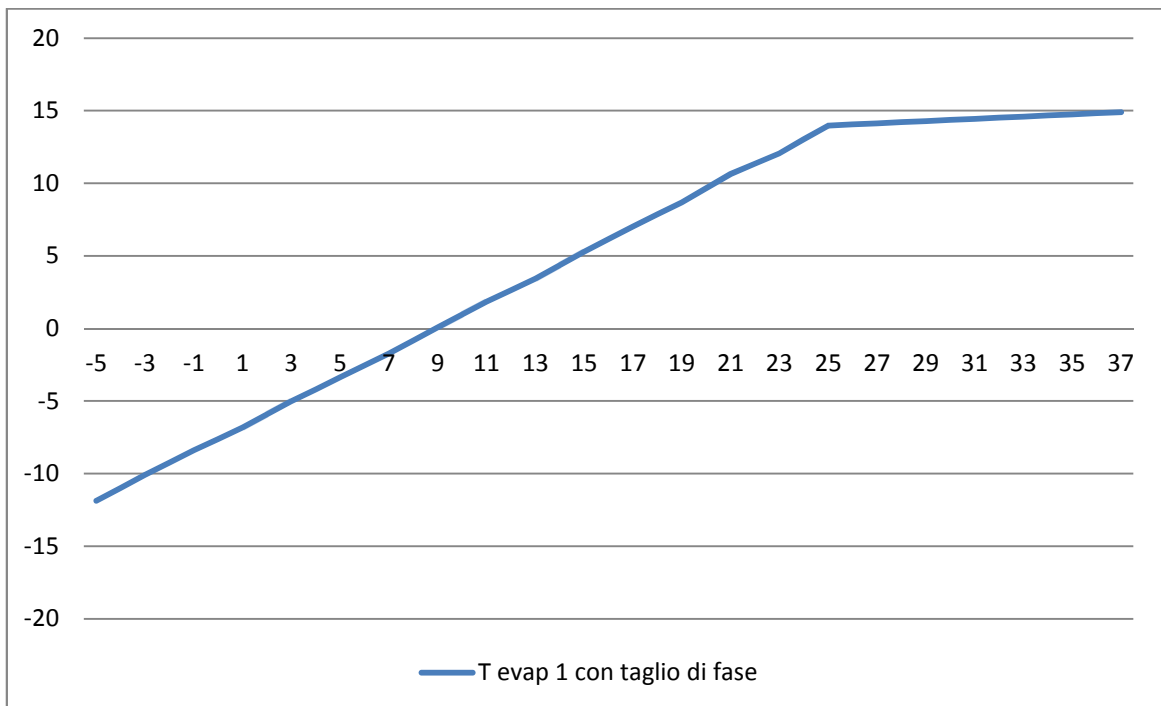


Figura 7-26: Temperatura di evaporazione e condensazione nel funzionamento come pompa di calore al 100% al variare della temperatura esterna

Durante l'aumento della temperatura esterna le temperature di condensazione ed evaporazione si avvicinano, aumentando l'efficienza del ciclo termodinamico (COP). Raggiunto il livello massimo di temperatura di evaporazione questa non sale più ed è mantenuta costante dall'azione dei ventilatori che, con la diminuzione della velocità, controbilanciano l'aumento di temperatura esterna rendendo possibile il funzionamento della macchina fino a valori di temperatura piuttosto alti.

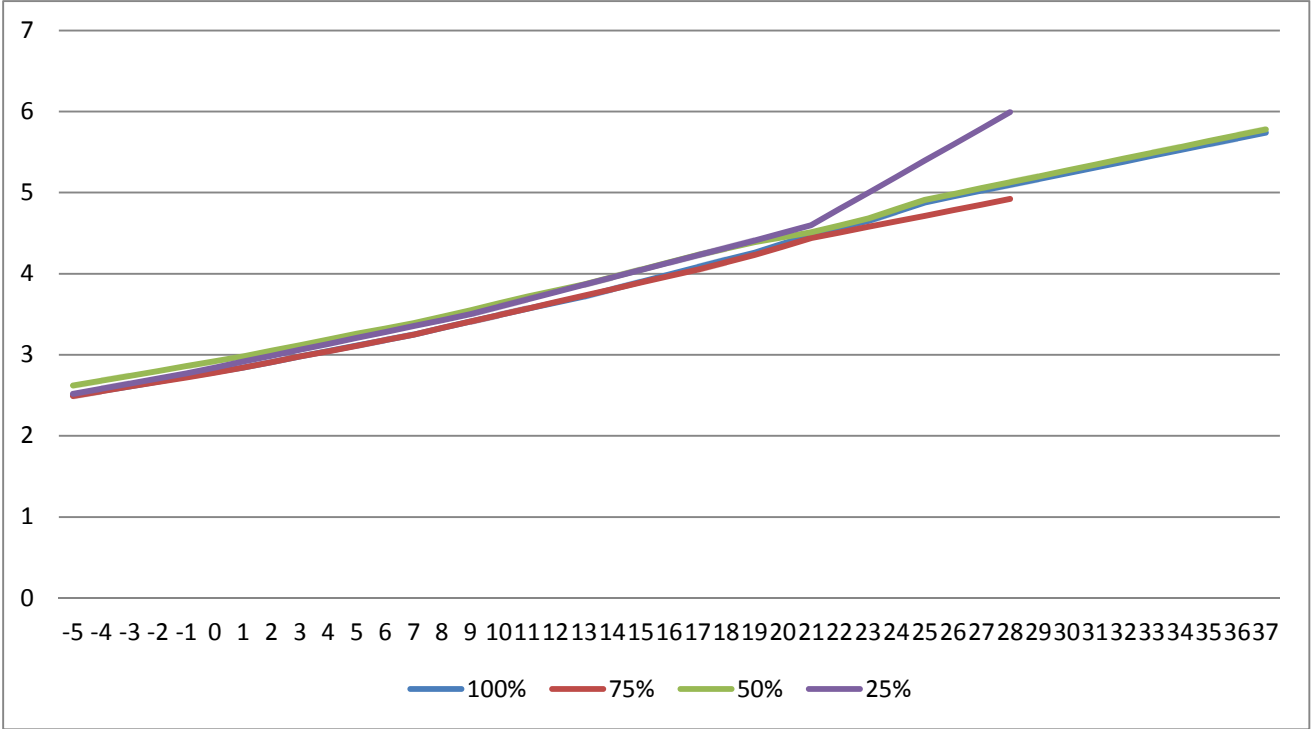


Figura 7-27: COP della macchina nel funzionamento come pompa di calore al variare della temperatura esterna

## • 7.3 Configurazione Recupero totale

### - 7.3.1 Funzionamento recupero totale 100%

In questa configurazione, il refrigerante spinto da tutti e 4 i compressori condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo, raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C. I due circuiti sono uguali.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento in recupero totale al 100% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, portata d'acqua al condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h e portata d'acqua all'evaporatore di 46,91 m<sup>3</sup>/h.

#### *Dati in input*

#### **Circuito 1**

#### **Condensatori a piastre ACH500DQ-102**

Fluido	GLIC. ETIL. AL 20 %	
Modalita	Portata Fluido	
Modalità	Controcorrente	
ModeResa	Resa massima	
Gradi di surriscaldamento	25,00	°C
Gradi di surriscaldamento	25,00	°C
Portata fluido	62,69	m <sup>3</sup> /h
Temperatura uscita fluido	45	°C

#### **Evaporatori a piastre ACH500DQ-102**

Fluido	GLIC. ETIL. AL 20 %	
Modalita	Portata Fluido	
Modalità	Controcorrente	
ModeResa	Resa massima	
Portata fluido	46,91	m <sup>3</sup> /h
Temperatura uscita fluido	7	°C

#### **Circuito 2**

Il circuito 2 è uguale al circuito 1.

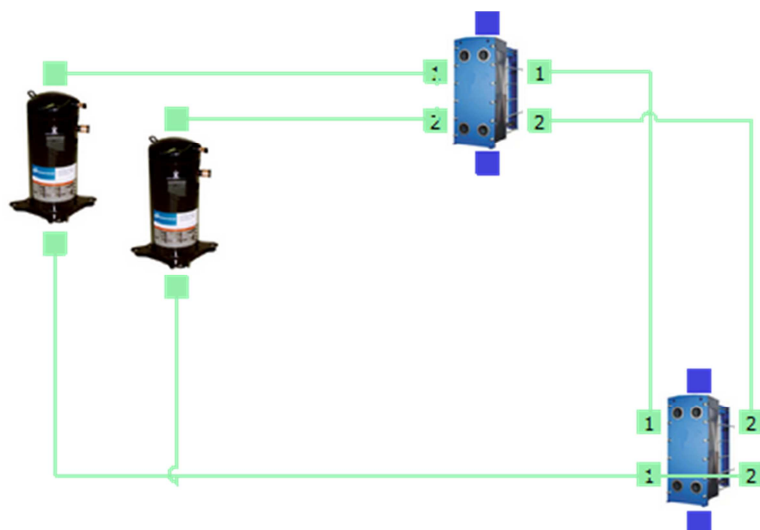


Figura 7-28: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista componenti

- Circuito 1
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  
- Circuito 2
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	265,15	kW
Potenza Totale	344,36	kW
Potenza Assorbita	79,21	kW
EER		3,35
COP		4,35

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,01	°C
Temperatura di condensazione	49,54	°C
Potenza frigorifera	132,58	kW
Potenza Totale	172,18	kW

Potenza Assorbita	39,61	kW
EER		3,35
COP		4,35

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	40,32	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	69,71	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	75,09	kPa
PdC Refrigerante	0,96	kPa

### 2x ZP295KCE-TWD [NC: 72,80 kW]

Corrente 68,81 A

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	12,18	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,90	kPa
Real Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,90	kPa
PdC Refrigerante	17,19	kPa

### Ciclo frigorifero - lato 2

I dati di output del circuito 2 sono uguali a quelli del circuito 1.

### 2x ZP295KCE-TWD [NC: 72,80 kW]

Corrente 68,81 A



## Ciclo termodinamico

### Circuito 1 e circuito 2

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	9,05	9,01	29,82	427,75	1,8214	
2s	30,31	73,80	9,64	461,90	1,8214	
2	30,31	81,41	10,21	472,11	1,8506	
3	30,31	81,41	10,21	472,11	1,8506	
3'	30,31	49,54	7,20	421,60	1,7007	
3"4'm	30,21	49,35	4,15	352,94	1,4884	
4'	30,12	49,16	1,09	284,28	1,2761	
4	30,12	44,16	1,05	274,24	1,2458	
5	9,25	4,64	9,37	274,24	1,2667	0,312
56"m	9,15	4,33	19,08	348,28	1,5344	
6"	9,05	4,01	28,79	422,33	1,8021	
6	9,05	9,01	29,82	427,75	1,8214	

Processo monostadio

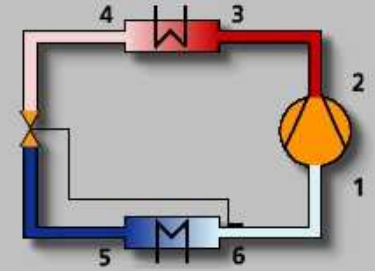


Figura 7-29: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.3.2 Funzionamento recupero totale 75%

In questa configurazione, il refrigerante spinto da 3 dei 4 compressori, condenserà nello scambiatore a piastre caldo, riscaldando la portata d'acqua definita fino a 45°C e, dopo essere stato laminato evaporerà nello scambiatore a piastre freddo, raffreddando la portata d'acqua definita fino a 7°C. I due circuiti si comportano in modo diverso. Il secondo funziona al 50% della potenzialità e il primo al 100%.

Vogliamo ora simulare il funzionamento dell'unità nel funzionamento in recupero totale al 75% della potenza nominale e nelle condizioni di progetto, vale a dire, portata d'acqua al condensatore pari a 62,69 m<sup>3</sup>/h e portata d'acqua all'evaporatore di 46,91 m<sup>3</sup>/h.

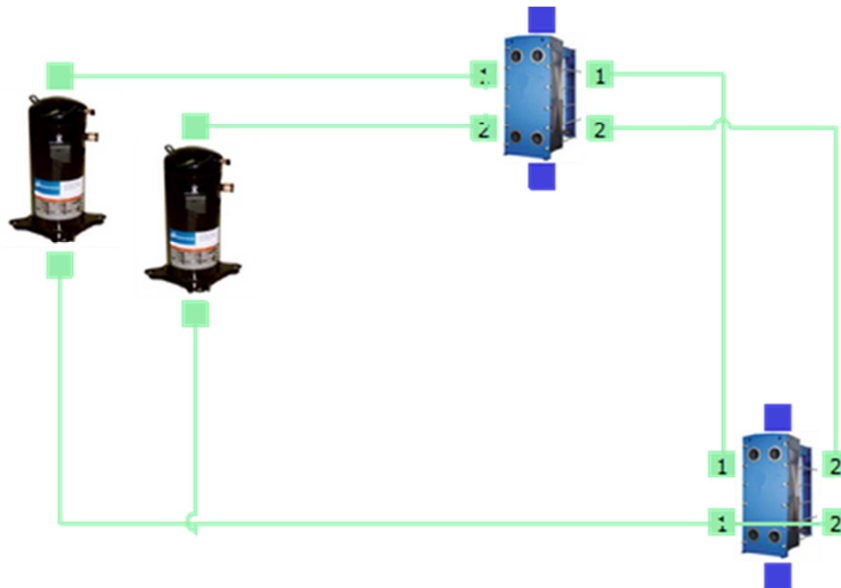


Figura 7-30: Configurazione dell'unità in Shark

### *Lista componenti*

- Circuito 1
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
- Circuito 2
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

### *Dati in output*

#### **Ciclo frigorifero globale**

Potenza frigorifera	201,57	kW
Potenza Totale	260,29	kW
Potenza Assorbita	58,71	kW
EER		3,43
COP		4,43

#### **Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,01	°C
Temperatura di condensazione	49,54	°C
Potenza frigorifera	132,58	kW
Potenza Totale	172,18	kW
Potenza Assorbita	39,61	kW
EER	3,35	
COP	4,70	

#### **ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	43,20	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	110,21	kPa

Real Pdc fluido sul condensatore	118,72	kPa
PdC Refrigerante	0,24	kPa

### 2x ZP295KCE-TWD

Corrente 68,81 A

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	9,71	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,20	kPa
PdC Refrigerante	6,33	kPa

### Ciclo frigorifero - lato 2

Temperatura di evaporazione	4,44	°C
Temperatura di condensazione	47,77	°C
Potenza frigorifera	69,00	kW
Potenza Totale	88,10	kW
Potenza Assorbita	19,11	kW
EER		3,61
COP		4,61

### ZP295KCE-TWD [NC: 72,80 kW]

Corrente 33,54 A

### Ciclo termodinamico

#### Circuito 1

Punto	p	t	v	h	s	x
	bar	°C	dm <sup>3</sup> /kg	KJ/kg	KJ/kgK	--
1	9,05	9,01	29,82	427,75	1,8214	
2s	30,31	73,80	9,64	461,90	1,8214	
2	30,31	81,41	10,21	472,11	1,8506	
3	30,31	81,41	10,21	472,11	1,8506	
3'	30,31	49,54	7,20	421,60	1,7007	
3"4'm	30,21	49,35	4,15	352,94	1,4884	
4'	30,12	49,16	1,09	284,28	1,2761	
4	30,12	44,16	1,05	274,24	1,2458	
5	9,25	4,64	9,37	274,24	1,2667	0,312
5"6'm	9,15	4,33	19,08	348,28	1,5344	
6"	9,05	4,01	28,79	422,33	1,8021	
6	9,05	9,01	29,82	427,75	1,8214	

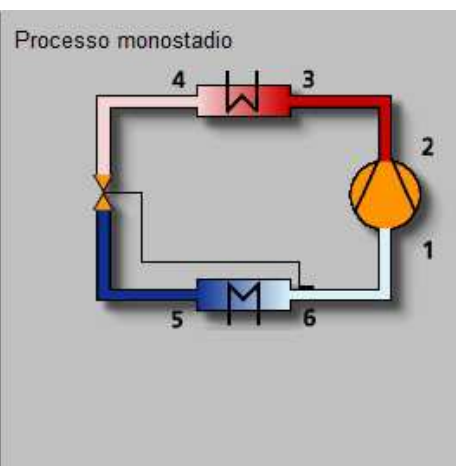


Figura 7-31: Parametri termodinamici del ciclo

## Circuito 2

Punto	p bar	t °C	v dm <sup>3</sup> /kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	9,17	9,44	29,43	427,88	1,8206	
2s	29,09	71,16	10,01	460,42	1,8206	
2	29,09	78,60	10,59	470,34	1,8491	
3	29,09	78,60	10,59	470,34	1,8491	
3'	29,09	47,77	7,62	422,42	1,7061	
3*4'm	28,99	47,57	4,35	351,53	1,4856	
4'	28,90	47,38	1,08	280,64	1,2652	
4	28,90	42,38	1,04	270,79	1,2353	
5	9,37	5,07	8,76	270,79	1,2539	0,293
56"m	9,27	4,75	18,58	346,61	1,5276	
6"	9,17	4,44	28,40	422,44	1,8012	
6	9,17	9,44	29,43	427,88	1,8206	

Processo monostadio

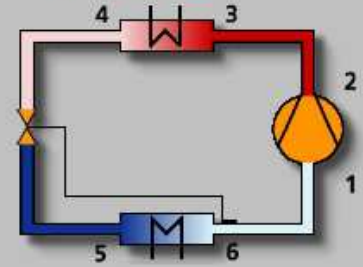


Figura 7-32: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.3.3 Funzionamento recupero totale 50%

*Dati in input*

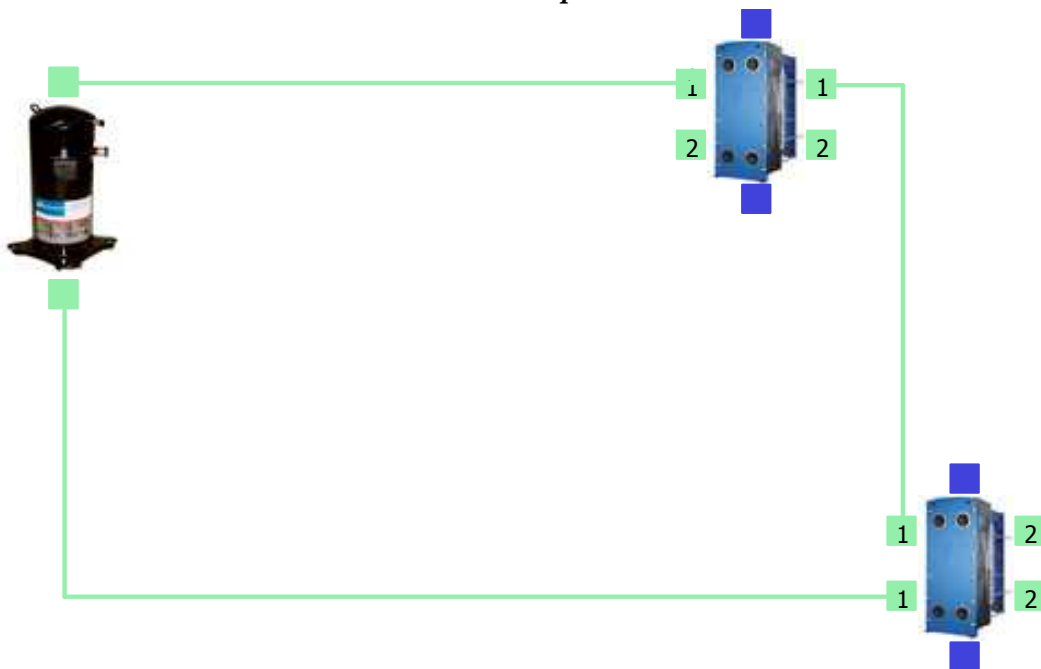


Figura 7-33: Configurazione dell'unità in Shark

## Lista componenti

- Circuito 1
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 2x ZP295KCE-TWD (Copeland)

- Evaporatori a piastre
  - 1x ACH500DQ-102

*Dati in output*

**Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,44	°C
Temperatura di condensazione	47,77	°C
Potenza frigorifera	137,99	kW
Potenza Totale	176,21	kW
Potenza Assorbita	38,21	kW
EER	3,61	
COP	4,61	

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	43,20	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	110,21	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	118,72	kPa
PdC Refrigerante	0,24	kPa

**2x ZP295KCE-TWD**

Corrente      67,09 A

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	9,71	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,20	kPa
Real Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,20	kPa
PdC Refrigerante	6,33	kPa

## Ciclo termodinamico

### Circuito 1

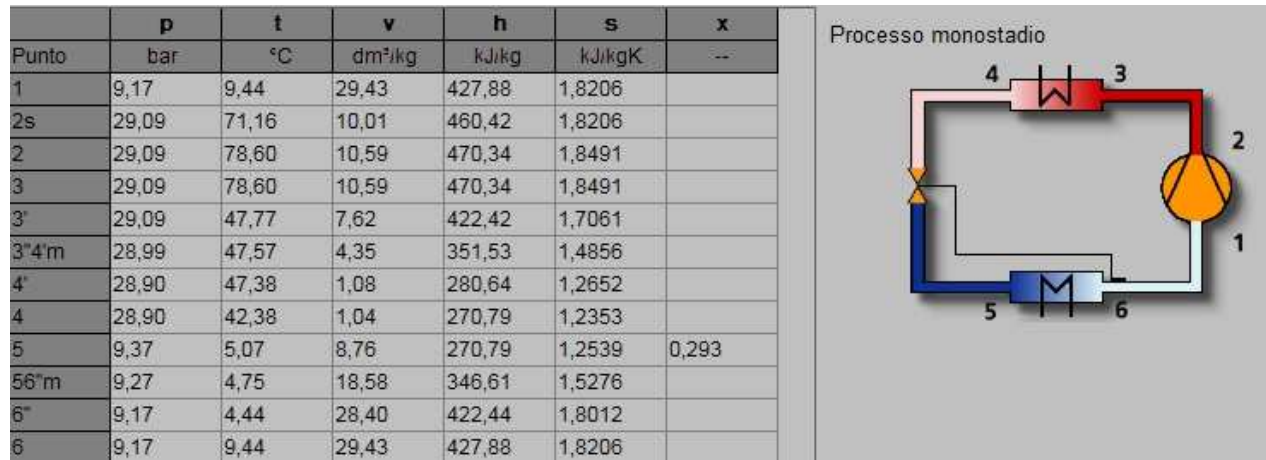


Figura 7-34: Parametri termodinamici del ciclo

### - 7.3.4 Funzionamento recupero totale 25%

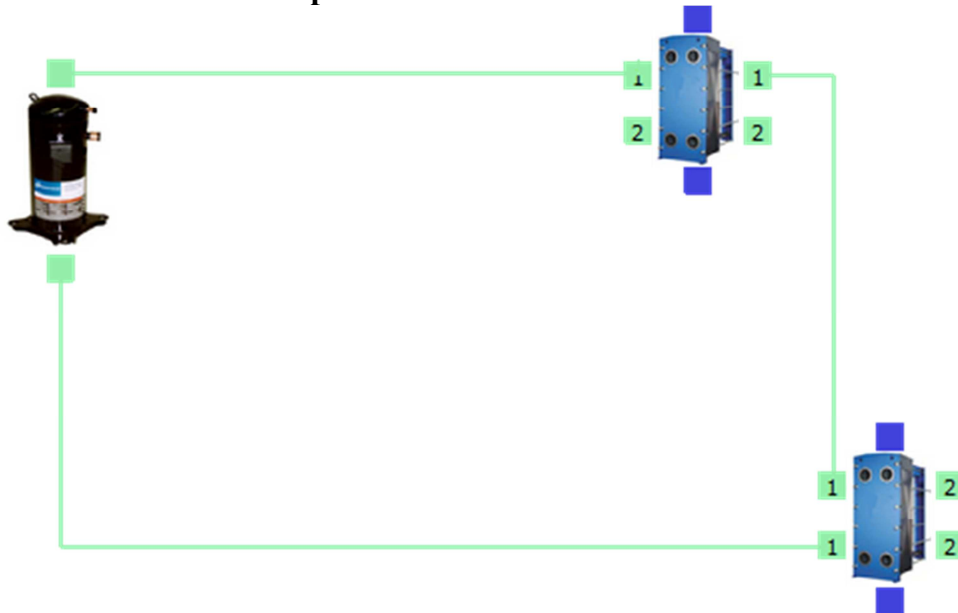


Figura 7-35: Configurazione dell'unità in Shark

### Lista component

- Circuito 1
  - Condensatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102
  - Compressori scroll
    - 1x ZP295KCE-TWD (Copeland)
  - Evaporatori a piastre
    - 1x ACH500DQ-102

*Dati in output*

**Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,63	°C
Temperatura di condensazione	46,47	°C
Potenza frigorifera	70,70	kW
Potenza Totale	89,31	kW
Potenza Assorbita	18,62	kW
EER		3,80
COP		4,79

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	43,85	°C
Temperatura usc. fluido	45,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Real Portata fluido condensatore	62,69	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	65,82	kPa
Real Pdc fluido sul condensatore	70,89	kPa
PdC Refrigerante	0,12	kPa

**ZP295KCE-TWD**

Corrente 32,94 A

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	8,39	°C
Temperatura usc. fluido	7,00	°C
Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Real Portata totale fluido evaporatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,31	kPa
Real Pdc fluido sul singolo evaporatore	45,31	kPa
PdC Refrigerante	2,31	kPa

### Ciclo termodinamico

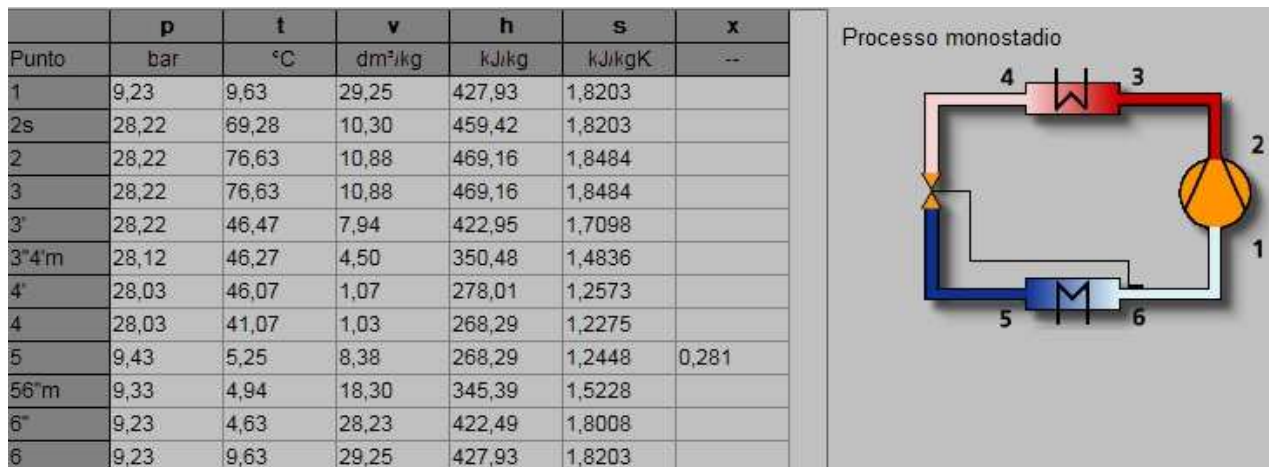


Figura 7-36: Parametri termodinamici del ciclo

### • 7.4 Confronto Prestazioni

Vogliamo ora confrontare le prestazioni energetiche istantanee (EER/COP) delle diverse configurazioni. Lo scopo è quello di confrontare l'efficienza dei diversi scambiatori utilizzati acqua/acqua e aria/acqua.

Confrontiamo l'Energy Efficiency Ratio nel funzionamento dell'unità (nelle condizioni nominali) come chiller e in recupero totale. Questo è quello che otteniamo.

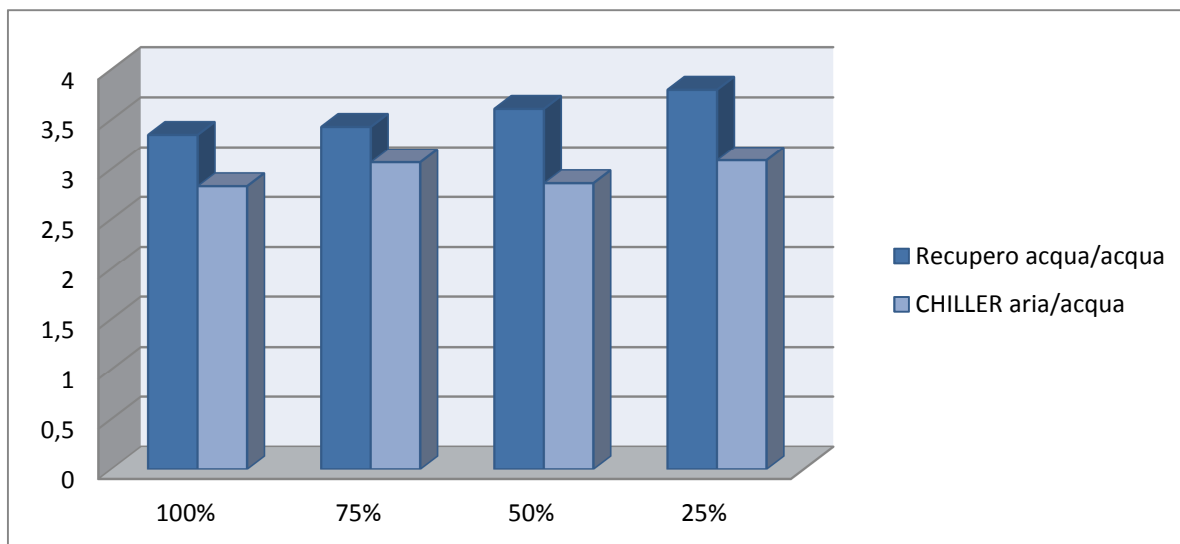


Figura 7-37: Confronto EER nella configurazione chiller e in quella in recupero totale.

Si nota chiaramente come, in ognuno dei gradini di funzionamento, l'efficienza frigorifera dell'unità nel funzionamento in recupero totale sia superiore all'efficienza nel funzionamento



come chiller. Questo è dovuto alla migliore efficienza dello scambiatore di calore acqua/acqua rispetto allo scambiatore aria/acqua.

Confrontiamo il Coefficient of Performance nel funzionamento dell'unità (nelle condizioni nominali) come pompa di calore e in recupero totale. Otteniamo:

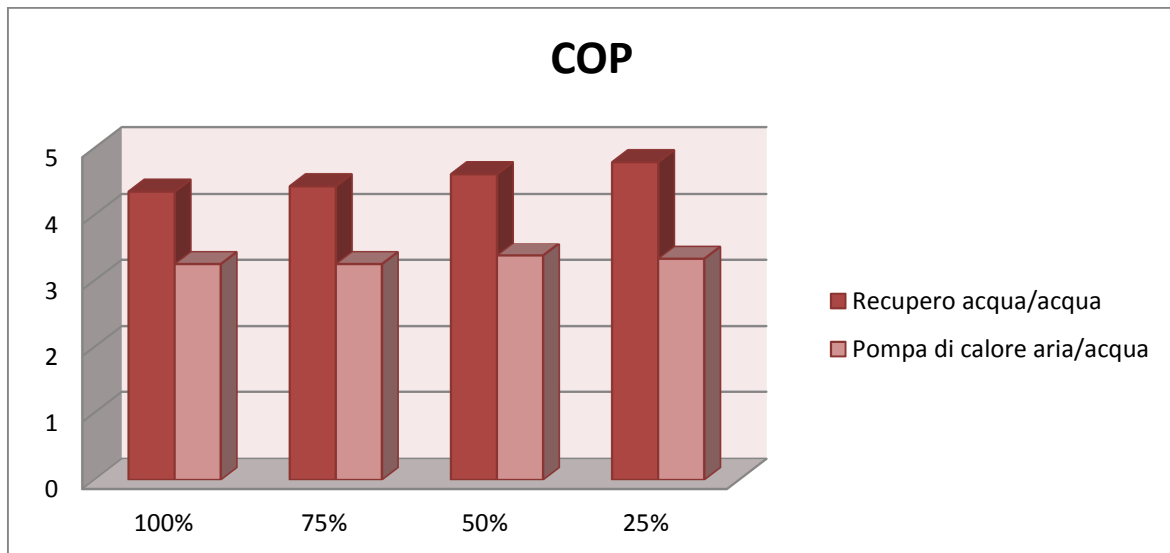
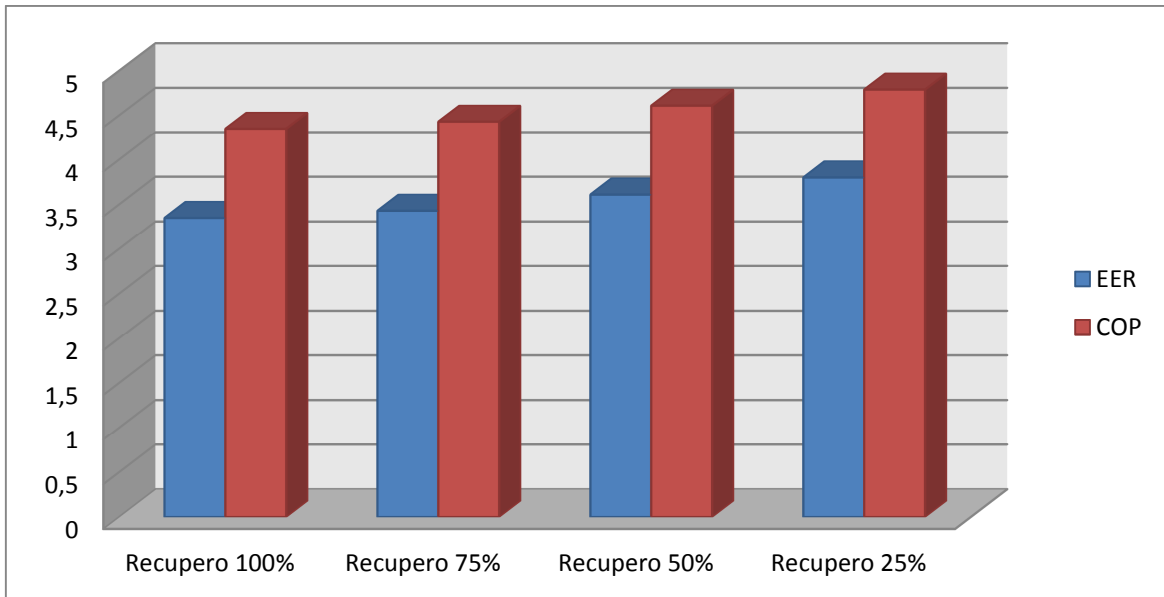


Figura 7-38: Confronto COP nella configurazione come pompa di calore e in recupero totale

Anche in questo caso è evidente il miglioramento del COP, in ognuno dei gradini di parzializzazione, nel funzionamento in recupero totale rispetto al funzionamento in pompa di calore. E' evidente quindi il miglioramento dell'efficienza di scambio termico dovuta all'utilizzo di uno scambiatore acqua/acqua rispetto ad uno aria/acqua.

Lo studio relativo alle prestazioni energetiche dell'unità nel funzionamento in recupero totale dimostra come, all'aumentare della parzializzazione, aumentino COP ed EER. Questo è dovuto al sovradimensionamento degli scambiatori acqua/acqua che rendono ancora più efficiente lo scambio di calore rispetto alle condizioni nominali rispetto alle quali sono stati dimensionati gli scambiatori.



*Figura 7-39: Andamento EER/COP al variare dei gradini di parzializzazione nella configurazione in recupero totale*

### • 7.5 Conclusioni

A causa della migliore efficienza degli scambiatori acqua/acqua rispetto a quelli aria/acqua risulta evidente come, l'utilizzo di una unità polivalente, non sia conveniente solo perché permette di recuperare energia che altrimenti andrebbe dissipata, ma anche perché, nel funzionamento, presenta efficienze superiori a quelle di pompe di calore reversibili con scambiatori aria/acqua.

## 8. Applicazioni

### • 8.1 Produzione di ACS

Simuliamo ora il funzionamento dell'unità nelle configurazioni Pompa di calore e recupero totale nel caso in cui la stessa sia chiamata a produrre acqua calda sanitaria invece di acqua per il riscaldamento.

L'ipotesi su cui basiamo le simulazioni è che l'acqua in uscita dal condensatore sia di 60°C.

Questo è quello che si ottiene (sono riportati solo i risultati riguardanti le prestazioni globali del ciclo, di ognuno dei due circuiti e le condizioni di lavoro del condensatore):

#### - 8.1.1 Funzionamento in pompa i calore con produzione di ACS

#### *Pompa di calore al 100% per la produzione di ACS*

#### Dati in output

##### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	207,84	kW
Potenza sensibile	131,65	kW
Potenza Totale	313,54	kW
Pot. assorbita Compressori	105,70	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW
Pot. assorbita Totale	117,70	kW
COP Compressori		2,97
COP Totale		2,66

##### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,03	°C
Temperatura di condensazione	63,22	°C
Potenza frigorifera	103,92	kW
Potenza sensibile	65,82	kW
Potenza Totale	156,77	kW
Pot. assorbita Compressori	52,85	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	58,85	kW
COP Compressori		2,97
COP Totale		2,66

## ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	46,83	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	19,57	kPa
PdC Refrigerante	4,96	kPa

## 2x ZP295KCE-TWD

Corrente 86,02 A

## Ciclo frigorifero - lato 2

Uguale al circuito 1

*Pompa di calore al 75% per la produzione di ACS*

## Dati in output

### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	161,99	kW
Potenza sensibile	108,35	kW
Potenza Totale	241,31	kW
Pot. assorbita Compressori	79,33	kW
Pot. assorbita Ventilatori	12,00	kW
Pot. assorbita Totale	91,33	kW
COP Compressori	3,04	
COP Totale	2,64	

### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	7,09	°C
Temperatura di condensazione	63,22	°C
Potenza frigorifera	58,07	kW
Potenza sensibile	42,52	kW
Potenza Totale	84,54	kW
Pot. assorbita Compressori	26,48	kW

Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	32,48	kW
COP Compressori	3,19	
COP Totale	2,60	

### **ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	46,83	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	21,86	kPa
PdC Refrigerante	4,96	kPa

### **ZP295KCE-TWD**

Corrente 43,08 A

### **Ciclo frigorifero - lato 2**

Temperatura di evaporazione	4,03	°C
Temperatura di condensazione	63,22	°C
Potenza frigorifera	103,92	kW
Potenza sensibile	65,82	kW
Potenza Totale	156,77	kW
Pot. assorbita Compressori	52,85	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	58,85	kW
COP Compressori	2,97	
COP Totale	2,66	

### **2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 86,02 A

*Pompa di calore al 50% per la produzione di ACS*

**Dati in output**

**Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,03	°C
Temperatura di condensazione	63,22	°C
Potenza frigorifera	103,92	kW
Potenza sensibile	65,82	kW
Potenza Totale	156,77	kW
Pot. assorbita Compressori	52,85	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	58,85	kW
COP Compressori	2,97	
COP Totale	2,66	

**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	46,83	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	21,86	kPa
PdC Refrigerante	4,96	kPa

**2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 86,02 A

*Pompa di calore al 25% per la produzione di ACS*

**Dati in output**

**Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	7,08	°C
Temperatura di condensazione	63,15	°C
Potenza frigorifera	58,14	kW
Potenza sensibile	42,56	kW

Potenza Totale	84,58	kW
Pot. assorbita Compressori	26,44	kW
Pot. assorbita Ventilatori	6,00	kW
Pot. assorbita Totale	32,44	kW
COP Compressori	3,20	
COP Totale	2,61	

### **ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	57,80	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	46,91	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	21,45	kPa
PdC Refrigerante	0,26	kPa

### **ZP295KCE-TWD**

Corrente 43,03 A

## **- 8.1.2 Funzionamento in recupero totale con produzione di ACS**

### *Recupero al 100% per la produzione di ACS*

#### **Dati in output**

#### **Ciclo frigorifero globale**

Potenza frigorifera	209,35	kW
Potenza Totale	315,87	kW
Potenza Assorbita	106,52	kW
EER	1,97	
COP	2,97	

#### **Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,44	°C
Temperatura di condensazione	63,57	°C
Potenza frigorifera	104,67	kW
Potenza Totale	157,94	kW
Potenza Assorbita	53,26	kW

EER	1,97
COP	2,97

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	53,65	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	34,74	kPa
PdC Refrigerante	2,17	kPa

### 2x ZP295KCE-TWD [NC: 72,80 kW]

Corrente 86,57 A

### Ciclo frigorifero - lato 2

Uguale al circuito 1

*Recupero al 75% per la produzione di ACS*

### Dati in output

#### Ciclo frigorifero globale

Potenza frigorifera	157,59	kW
Potenza Totale	237,41	kW
Potenza Assorbita	79,82	kW
EER	1,97	
COP	2,97	

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,44	°C
Temperatura di condensazione	63,57	°C
Potenza frigorifera	104,67	kW
Potenza Totale	157,94	kW
Potenza Assorbita	53,26	kW
EER	1,97	
COP	2,97	



**ACH500DQ-102**

Temperatura ing. fluido	56,79	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	34,45	kPa
PdC Refrigerante	0,65	kPa

**2x ZP295KCE-TWD**

Corrente 86,57 A

**Ciclo frigorifero - lato 2**

Temperatura di evaporazione	4,66	°C
Temperatura di condensazione	63,44	°C
Potenza frigorifera	52,91	kW
Potenza Totale	79,47	kW
Potenza Assorbita	26,56	kW
EER		1,99
COP		2,99

**ZP295KCE-TWD [NC: 72,80 kW]**

Corrente 43,19 A

***Recupero al 50% per la produzione di ACS*****Dati in output****Ciclo frigorifero - lato 1**

Temperatura di evaporazione	4,66	°C
Temperatura di condensazione	63,44	°C
Potenza frigorifera	105,82	kW
Potenza Totale	158,94	kW
Potenza Assorbita	53,12	kW
EER		1,99
COP		2,99

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	56,79	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	34,45	kPa
PdC Refrigerante	0,65	kPa

### *Recupero al 25% per la produzione di ACS*

#### Dati in output

#### Ciclo frigorifero - lato 1

Temperatura di evaporazione	4,82	°C
Temperatura di condensazione	63,27	°C
Potenza frigorifera	53,42	kW
Potenza Totale	79,89	kW
Potenza Assorbita	26,47	kW
EER		2,02
COP		3,02

### ACH500DQ-102

Temperatura ing. fluido	58,38	°C
Temperatura usc. fluido	60,00	°C
Portata fluido condensatore	60,40	m <sup>3</sup> /h
Pdc fluido sul condensatore	34,11	kPa
PdC Refrigerante	0,24	kPa

### ZP295KCE-TWD

Corrente 43,07 A

#### - 8.1.3 Risultati

Come si evince dai risultati delle simulazioni, l'unità polivalente può essere utilizzata per la produzione di ACS a 60°C anche se l'utilizzo della macchina in queste condizioni è caratterizzato da coefficienti di prestazione estremamente bassi. Inoltre, soprattutto nell'utilizzo

in condizioni di parzializzazione la temperatura di ritorno dell'acqua al condensatore deve essere molto alta perché siano garantiti i 60°C di temperatura di uscita con la portata di progetto. L'utilizzo dell'unità in queste condizioni è pertanto da utilizzare solo in condizioni particolari.

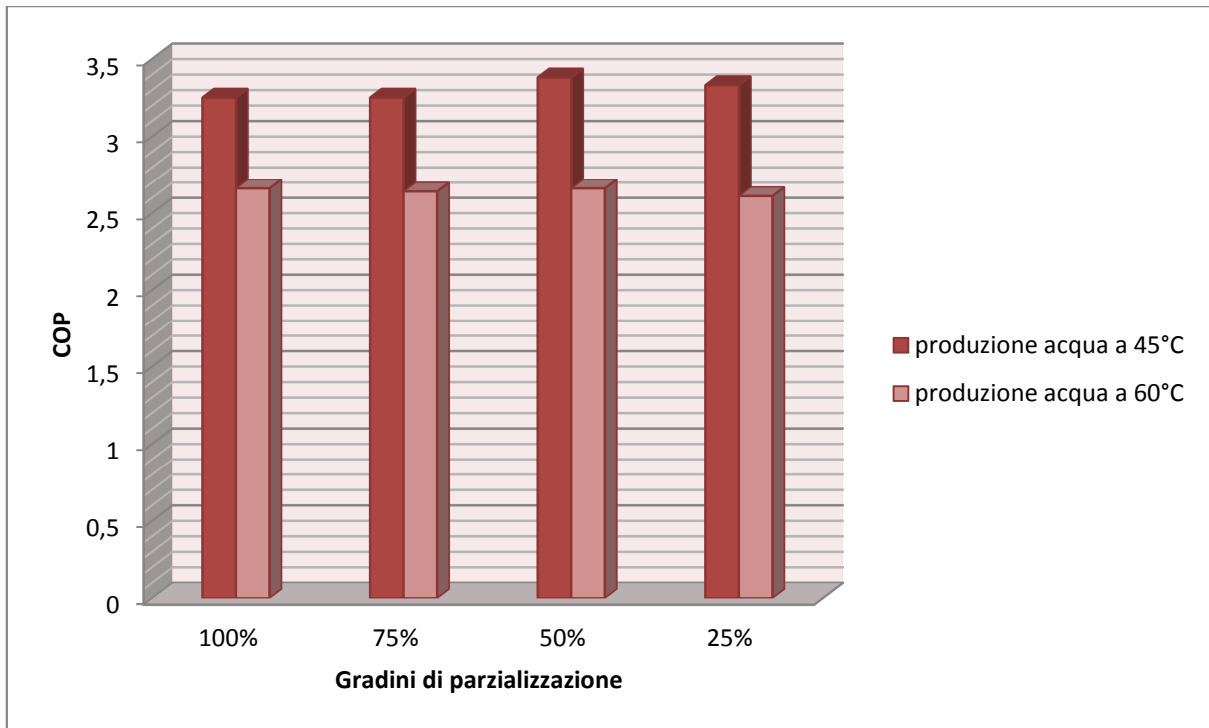


Figura 8-1: Confronto COP nel funzionamento come pompa di calore al variare della temperatura dell'acqua prodotta.

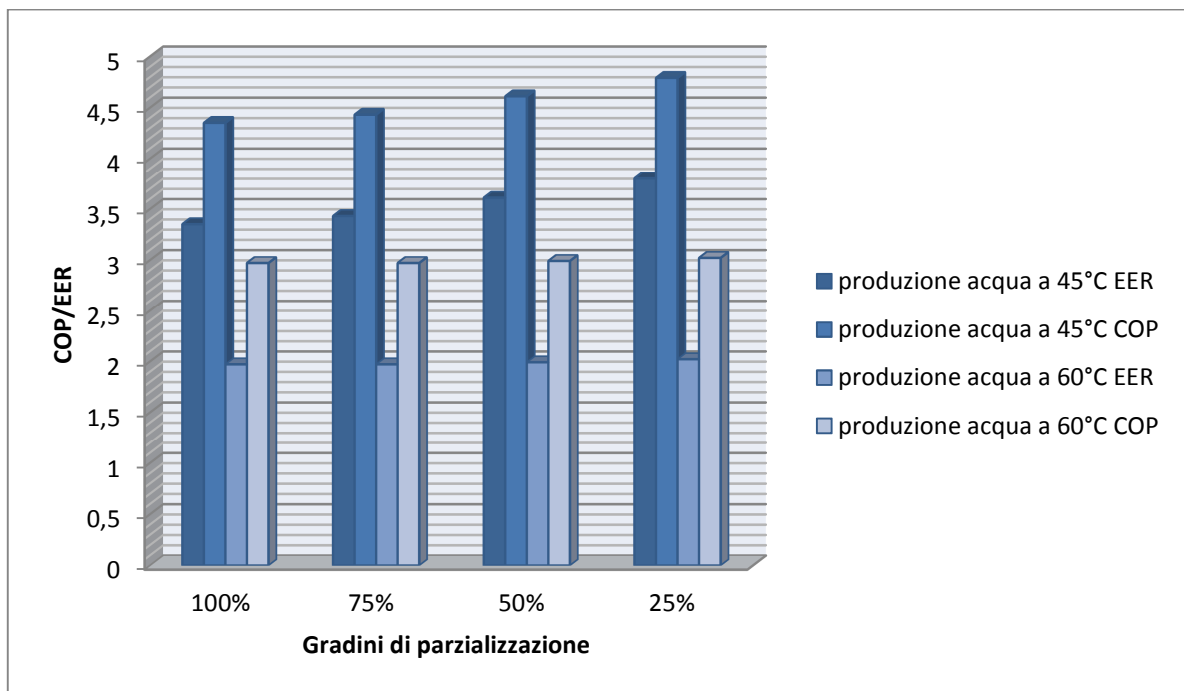


Figura 8-2: Confronto COP/EER nel funzionamento in recupero totale al variare della temperatura dell'acqua prodotta.

Per la produzione di ACS, l'analisi dei risultati spinge a ritenere che la soluzione più adatta potrebbe essere quella di integrare il calore fornito dal sistema con sistemi ausiliari in modo da far funzionare l'unità nelle condizioni di più alto rendimento.

Ulteriore problema che nasce dall'utilizzo della macchina in condizioni così limite è legato al compressore. Il campo di lavoro del compressore è limitato ad una temperatura di condensazione massima di circa 65°C che può essere facilmente raggiunta in questo funzionamento, portando al blocco della macchina.



Figura 8-3: Punto di funzionamento del compressore (molto prossimo al confine del campo operativo)

La macchina non è ottimizzata per la produzione di ACS. Una possibilità potrebbe essere quella di utilizzare al posto del condensatore un desurriscaldatore.

## • 8.2 Unità di trattamento aria

Applicazione tipica di una unità di questo tipo è la centrale di trattamento aria.

L'uso di queste unità è principalmente indicata per sale cinema, teatri, sale conferenze, palestre, piscine, ristoranti, applicazioni industriali, negozi e centri commerciali, open space. Vista l'importanza e la grandezza di questi ambienti è infatti sconsigliabile l'utilizzo di un numero elevato di macchine di piccola/media taglia, che oltretutto avrebbero un forte impatto estetico o non sarebbero in grado di controllare adeguatamente l'umidità relativa dell'ambiente. Alle Unità è infatti collegata una rete aerea in grado di distribuire in maniera ottimale il flusso d'aria trattata. La rete aerea è installabile in controsoffitto e pertanto non visibile all'utente; è possibile anche installare la canalizzazione a vista (canali in lamiera zincata colorata o canali in tessuto), rendendo l'impianto parte integrante dell'arredo. La diffusione dell'aria avviene mediante bocchette di mandata e griglie di ripresa che, opportunamente dimensionate, creano omogeneità di temperatura in tutte le zone servite.

Da sottolineare che le U.T.A., trattando l'aria esterna, garantiscono le condizioni di ricambio d'aria previste dalla legislazione vigente (Riferimento Norma UNI 10339) assicurando i requisiti di igienicità e ventilazione ormai necessari in ogni ambiente frequentato dall'uomo. Corredate da sistemi di regolazione automatici queste macchine sono in grado di "dialogare" con le altre

componenti dell'impianto al fine di garantire sia un risparmio energetico che un adattamento alle variazioni dei carichi gravanti sull'ambiente trattato.

L' U.T.A. è collegata ad un gruppo di produzione di acqua calda e refrigerata mediante un circuito idronico. Sono apparecchiature modulari, la cui utilizzazione è necessaria nel caso di impianti di condizionamento invernale e/o estivo in quanto consentono di trattare e controllare la "qualità" dell'aria da immettere negli ambienti sotto il profilo termo-igrometrico e della purezza oltre che della quantità (portata). Sono costituite essenzialmente da:

- una sezione per la filtrazione dell'aria esterna e/o di ripresa
- una sezione di riscaldamento con batteria alettata calda
- una sezione di raffreddamento-deumidificazione con batteria alettata fredda e bacinella di raccolta condensa
- una sezione di umidificazione (ad acqua o a vapore)
- una sezione di post-riscaldamento con una batteria alettata calda
- una sezione ventilante di mandata e/o di ripresa dell'aria

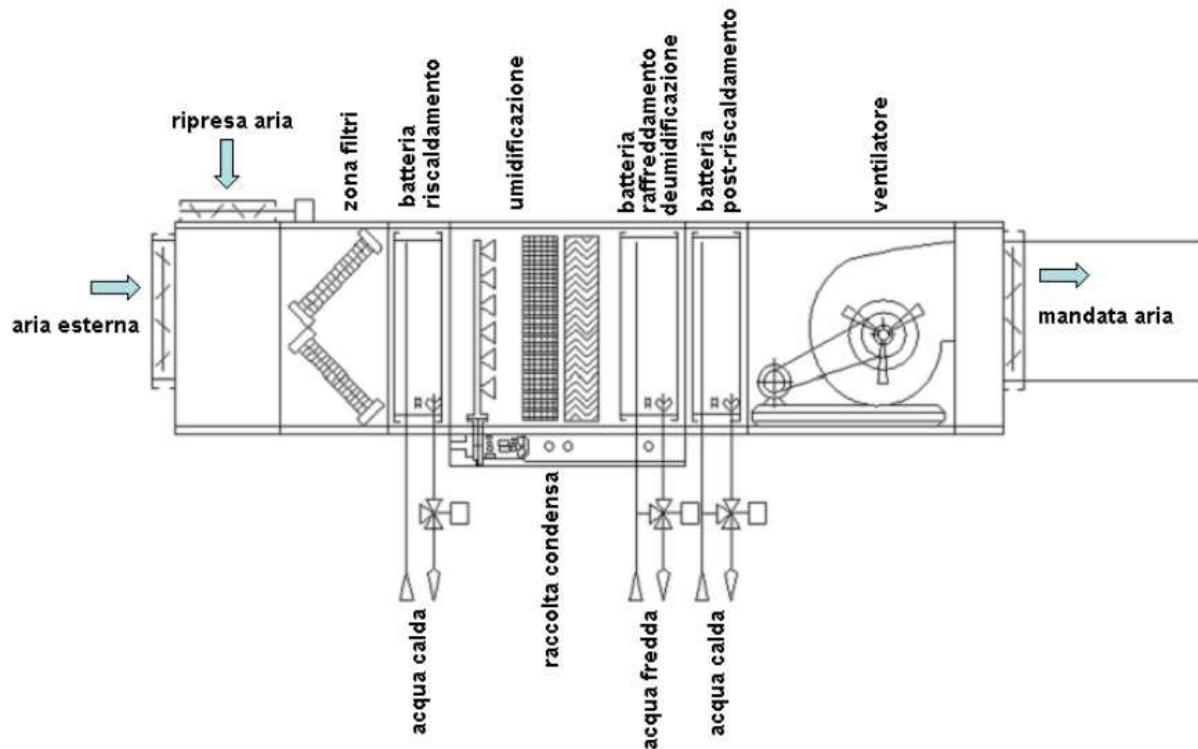


Figura 8-4: Scema di una unità di trattamento aria.

In questo tipo di unità, come è noto, in determinate condizioni è necessaria la contemporanea disponibilità di acqua calda e fredda per il controllo e il raggiungimento delle condizioni termo-igrometriche ideali. L'unità polivalente è, in questo senso, la macchina più adatta ad essere associata a questo tipo di impianto.

## Bibliografia

- [1] UNEP, The Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer (2000), Nairobi, Kenya.
- [2] Regulation (EC) No 2037/2000 of the European Parliament and of the Council of 29<sup>th</sup> June 2000 on substances that deplete the ozone layer, Luxemburg.
- [3] Regulation (EC) No 842/2006 of the European Parliament and of the Council of 17<sup>th</sup> May 2006 on certain fluorinated greenhouse gases, Strasbourg, France.
- [4] The Fluorinated Greenhouse Gases Regulations 2008.
- [5] E. Fornasieri, A. Cavallini, Recenti sviluppi delle conoscenze sull'uso dei fluidi operatori nei cicli frigoriferi, Padova, 2004.
- [6] Miniguida AICARR 2a Edizione, 2005.
- [7] E. Fornasieri, Tecnica del freddo, Padova, 2011.
- [8] D. Del col, Appunti di energetica, Padova, 2011.
- [9] A. Cavallini, D. Del Col, L. Doretti, C. Zilio, I fluidi frigoriferi: processi di sostituzione e nuove frontiere tecnologiche, Area Science Park, Progetto Novimpresa, No 26, 2007.
- [10] Refrigeration Guide Book, 2002.
- [11] M.DeCarli, Appunti di impianti termici e frigoriferi, Padova, 2012.
- [12] L. Rossetto, Dispense delle lezioni, Padova, 2011.
- [13] C. Bonacina, A. Cavallini, L. Mattarolo, Trasmissione del calore, Padova, 1985.
- [14] Kern Process Heat Transfer, McGraw Hill Book Company, 1950.
- [15] K.J. Bell Final Report of the Cooperative Research Program on Shell-and-tube Heat Exchangers, University of Delaware, 1963.
- [16] ASHRAE, ASHRAE Handbook, HVAC Systems and Equipment, 2008.
- [17] Unilab SHARK Software © copyright 2012.

[18] BITZER Software Version 5.3.2 © copyright 2012.

[19] Copeland Software Version 7.6 © copyright 2012.

[20] Solkane Software Version 7.0 © copyright 2012.

[21] Sanyo Software Version 1.4-BETA © copyright 2012.

[22] Onda Software Version 3.8 © copyright 2012.

[23] UNI EN 14825:2012, Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps, with electrically driven compressors, for space heating and cooling. Testing and rating at part load conditions and calculation of seasonal performance.

[24] UNI TS 11300-4 Prestazioni energetiche degli edifici: utilizzo di energie rinnovabili e altri metodi di generazione per la climatizzazione invernale e la produzione di acqua calda sanitaria, 2012.

[25] UNI 11135 Condizionatori d'aria, refrigeratori d'acqua e pompe di calore - Calcolo dell'efficienza stagionale, 2004.

[26] Pressure Equipment Directive, 1997.

[27] Direttiva RoHS, 2002.

## **Ringraziamenti**

Un vivo ringraziamento è rivolto ad ACM kaelte klima srl, in particolare al Presidente ed Amministratore Carla Fornasiero ed al Vice Presidente Marianarcisa Fornasiero, per avermi dato l'opportunità di acquisire una preziosa esperienza di lavoro in un contesto caratterizzato da elevata tecnologia, dinamica interrelazione tra le funzioni Aziendali e sensibilità nella gestione delle Risorse Umane. Un ringraziamento speciale va all'ing. Roberta Angelini, per avermi inserito nel team di ACM ed avere dedicato parte del suo tempo prezioso ad illustrarmi progetti ed applicazioni di questa innovativa realtà imprenditoriale, oltre che per avermi assistito nella stesura della presente tesi. Ringrazio con affetto i ragazzi dell'ufficio tecnico per i preziosi consigli e gli insegnamenti che mi hanno sempre dato.

Ringrazio inoltre l'ing Michele De Carli non solo per i suoi preziosi consigli ma anche per la sua disponibilità e cortesia.