



UNIVERSITA
POLITECNICA
DELLE MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

**ANALISI E DIMENSIONAMENTO DEL CIRCUITO DI CELLE
THERMOSTATICHE PER TESTING DI COMPONENTI
AUTOMOTIVE**

**ANALYSIS AND SIZING OF THE THERMOSTATIC CELL
CIRCUIT FOR AUTOMOTIVE COMPONENT TESTING**

Relatore:

Prof. Gabriele Comodi

Laureando:

Ulisse Mannucci

Correlatore:

Prof. Valerio D'Alessandro

Ing. Simone Scarpini

ANNO ACCADEMICO 2018/2019

A mia madre

Indice

Introduzione.....	8
Capitolo 1: Normative camere climatiche	9
1.1 Norme di riferimento per il dimensionamento di una camera climatica	9
1.2 Norme riguardanti i fluidi refrigeranti	9
Capitolo 2: Camera Climatica	13
2.1 Struttura camera climatica.....	13
2.2 Calcolo della potenza	16
2.2.1 Calcolo della potenza dissipata	16
2.2.1.1 Dissipazione lungo il telaio.....	17
2.2.1.2 Dissipazione lungo le vetrate degli oblò	20
2.2.2 Calcolo della potenza totale.....	22
Capitolo 3: Dimensionamento del ciclo frigorifero.....	24
3.1 I cicli frigoriferi	24
3.3 Fluido frigorifero	28
3.3.1 Tipologie di fluidi frigoriferi.....	31
3.3.2 Scelta del gas refrigerante	35
3.5 Ciclo frigorifero R404a	40
3.6 Ciclo frigorifero bistadio R448/449A.....	44
3.7 I componenti del ciclo frigorifero.....	48
3.7.1 Il compressore.....	48
3.7.1.1 Compressori scroll.....	48
3.7.1.2 Compressori a vite	50
3.7.1.3 Compressori alternativi.....	52
3.7.2 L'evaporatore	53

3.7.3 Calcolo analitico dello scambio termico dell'evaporatore	53
3.7.3.1 Calcolo del coefficiente di scambio termico in evaporazione (lato refrigerante)	57
3.7.3.2 Calcolo del coefficiente di conducibilità	62
3.7.3.3 Calcolo della resistenza di contatto tra aletta e parte del tubo	63
3.7.3.4 Calcolo del coefficiente di convezione ed irraggiamento lato aria	64
3.7.3.5 Le alette	65
3.7.4 Il condensatore	67
3.7.4 Valvole di espansione termostatiche e automatiche	69
3.7.4.1 Valvole d'espansione automatiche (valvole a pressione costante)	69
3.7.4.2 Valvole d'espansione termostatiche	70
3.7.5 Indicatori di liquido	71
3.7.6 Separatore d'olio	72
3.7.8 Elementi antivibranti	74
3.7.9 Le tubazioni	74
3.9 Dimensionamento dell'evaporatore	79
3.10 Dimensionamento del condensatore	90
3.11 Dimensionamento valvola termostatica	91
3.12 Dimensionamento Indicatori di umidità	91
3.13 Dimensionamento ricevitori di liquido	92
3.14 Separatori d'olio nella linea di mandata	93
3.15 Dimensionamento filtro disidratatore	94
3.16 Circuito reale impianto frigorifero	95
Capitolo 4: Analisi transitorio termico e simulazioni CFD	97
4.1 Convezione forzata:	97
4.1.1 Studio del coefficiente di scambio convettivo su lastra piana	98

4.2 Cenni di fluidodinamica computazionale.....	103
4.3 Impostazione della simulazione in Star-CCM ⁺ (Siemens).....	107
4.4 Simulazione camera climatica.....	108
4.4.1 La geometria della simulazione.....	108
4.4.2 Risultati	110
4.5 Simulazione camera climatica con elemento di test.....	112
4.5.1 La geometria della simulazione.....	112
4.5.2 Risultati simulazione fluidodinamica	115
4.5.3 Simulazione termica.....	116
4.5.4 Risultati simulazione termica caso 1	117
4.5.5 Risultati simulazione termica caso 2	118
Capitolo 5: Conclusioni.....	119
Bibliografia	120

Introduzione

La tesi da me svolta nasce dal percorso intrapreso durante il tirocinio curriculare svolto presso l'impresa Loccioni di Angeli di Rosora, il cui obiettivo prefissato era quello di studiare e dimensionare un circuito di celle termostatiche per il testing di componenti automotive.

Questo progetto per l'impresa è di estrema importanza vista l'esigenza di eseguire sempre più frequentemente test termici su componenti del ramo automotive, in particolar modo sui motori elettrici.

La camera climatica permette, infatti, al componente da testare di raggiungere temperature glaciali, come potrebbe accadere ai motori elettrici in ambienti nordici; allo stesso tempo, la stessa può raggiungere anche temperature elevate per controllare lo stress termico.

I primi capitoli si incentreranno sul dimensionamento dell'impianto frigorifero finalizzato al raggiungimento di temperature di -40° all'interno della cella.

I successivi capitoli si baseranno, invece, sul dimensionamento analitico dell'evaporatore con la correlazione di Heat Atlas e Shah.

Per finire, sarà effettuato uno studio transitorio termico al fine di comprendere il tempo di riscaldamento e raffreddamento della camera climatica e l'interazione del componente da testare.

Capitolo 1: Normative camere climatiche

Lo scopo di questo capitolo è l'introduzione delle norme necessarie per il dimensionamento della camera climatica, partendo dalle prove per determinarne la performance, fino ad arrivare alle normative ambientali che regolano l'utilizzo dei gas refrigeranti.

1.1 Norme di riferimento per il dimensionamento di una camera climatica

La norma di riferimento per il dimensionamento delle camere climatiche è la "EN-60068".

Questa norma definisce i parametri fondamentali da tenere in considerazione per il dimensionamento di una camera climatica per delle prove ambientali.

In particolar modo, questo specifico capitolo della norma (60068 – 2 – 14) tratta della prova di variazione di temperatura; tale prova ha lo scopo di determinare gli effetti che una variazione di temperatura comporta su dei campioni – in questo caso componenti automobilistici.

I parametri della prova sono:

- i valori di alta e bassa temperatura di condizionamento entro cui deve essere effettuata la variazione (T_{\min} , T_{\max});
- i periodi di condizionamento durante i quali il campione è mantenuto a queste temperature (t);
- la velocità di variazione tra queste temperature (gradiente di temperatura)
- il numero di cicli di condizionamento (N);
- la quantità di calore trasferita da o verso il campione (Q).

In conseguenza la camera climatica deve essere dimensionata secondo questi parametri.

1.2 Norme riguardanti i fluidi refrigeranti

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.

Avendolo introdotto nella classificazione precedente, il **GWP (Global Warning Potential)** è l'indice che esprime il contributo all'effetto serra, quindi al riscaldamento globale di una data sostanza.

Esso è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato orizzonte di tempo dovuto all'emissione di una unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di una unità di massa di anidride carbonica nello stesso tempo.

$$GWP = \frac{\text{impatto sostanza in esame}}{\text{impatto anidride carbonica}}$$

Per misurare il riscaldamento globale causato dall'effetto serra da un gas la comunità scientifica utilizza il biossido di carbonio (anidride carbonica CO₂) come unità di confronto.

Il **Total Equivalent Warming Impact (TEWI)** è un parametro più completo del precedente, in quanto tiene conto anche dell'effetto indiretto causato dalle emissioni di anidride carbonica proveniente dalla produzione dell'energia elettrica che l'impianto consuma; pertanto quest'indice non dipende solamente dal tipo di fluido, ma anche dall'impianto.

Per contrastare l'inquinamento globale dovuto ai fluidi refrigeranti sono state prese delle precauzioni dal punto di vista legislativo:

- Nel 1984 con la Convenzione di Vienna e nel 1987 con il Protocollo di Montreal si stabiliva la progressiva riduzione nel tempo dell'uso di refrigeranti CFC fino ad una diminuzione del 50% della produzione e dei consumi entro il 1999.
- Nel 1990, nella Conferenza di Londra, si decise la sospensione della produzione dei CFC entro il 2000.
- Nel 1991 la Comunità Europea mette al bando i CFC entro il 1997.

- Nel 1992 si riunirono le parti aderenti al Protocollo di Montreal e si decise di considerare come sostanze lesive all'ozono anche gli HCFC.
- Nel 1994 venne approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissava definitivamente l'arresto dei CFC al 31 dicembre 1999 e indicava le varie tappe per il bando degli HCFC con la riduzione della produzione:
 - dal 2004 riduzione del 35%
 - dal 2010 riduzione del 65%
 - dal 2015 riduzione del 90%
 - dal 2020 riduzione del 99.5%
 - dal 2030 divieto di produzione.
- Nel 1997, durante la Conferenza di Kyoto, si decise di includere anche i refrigeranti HFC tra le sostanze responsabili dell'effetto serra e, in particolare, il R134a, molto utilizzato negli impianti di climatizzazione mobile.

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 UE, 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 dello stesso, 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 comportino 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:

- 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.

Capitolo 2: Camera Climatica

Il progetto della camera climatica parte dalla necessità di testare motori elettrici ed altri componenti automotive in condizioni di stress termico; la camera, infatti, ha la necessità di raggiungere temperature di 150° e scendere fino a -40°.

La velocità della camera con cui varia la temperatura – il gradiente termico medio – deve essere non inferiore ai 2°C al minuto.

2.1 Struttura camera climatica

Lo studio è partito da una struttura già dimensionata ed adattata ad una linea.

Le misure interne della camera erano rispettivamente 1000mm in lunghezza, 1000mm in larghezza ed infine 1400mm in altezza, di cui 400mm predisposti per il piazzamento degli scambiatori.



Figura 1 struttura esterna camera climatica



Figura 2 porte isolate camera climatica



Figura 3 struttura interna camera climatica

L'involucro esterno della camera è strutturato da un lamierino di acciaio inossidabile da 2mm, per evitare che gli agenti contaminanti e corrosivi degli iniettori e dei vari componenti da testare non attacchino l'integrità strutturale del telaio, 160mm di poliuretano espanso per l'isolamento termico ed, infine, un ulteriore lamierino di 3 mm verniciato come ultimo strato.

La realizzazione de telaio è composta di 3 fasi:

1. Realizzazione della struttura metallica interna;
2. Realizzazione della struttura metallica esterna;
3. Schiumatura con il poliuretano espanso,
 - a. per evitare la deformazione della lamiera durante la schiumatura esse vengono bloccate da delle piastre che ne mantengono la posizione.

- b. La schiumatura avviene ad elevata pressione per ottenere un isolamento omogeneo e continuo.

4. Verniciatura finale.

Per l'inserimento dei componenti la struttura è munita di 3 sportelli 800x800mm con tre oblò 400x400mm isolati termicamente per controllare durante l'esecuzione dei test.

Gli sportelli sono composti dalla stessa stratigrafia del telaio descritto precedentemente.

Gli oblò sono studiati per mantenere l'isolamento della camera, la loro stratigrafia:

1. Vetro interno più spesso, 19mm per resistere anche ad un ambiente in pressione (normato da Atex, "atmosfera esplosiva");
2. I vetri successivi di 5mm sono distanziati l'uno dall'altro di 10mm.

Ovviamente per mantenere la struttura completamente isolata sono state utilizzate delle speciali guarnizioni in silicone per ridurre la dissipazione di calore sia sui vetri che sugli sportelli a contatto con il telaio.

2.2 Calcolo della potenza

Il calcolo della potenza è il primo passo per il dimensionamento dell'impianto, essa è composta da potenza dissipata dalla camera e potenza transitoria, necessaria per portare in temperatura gli elementi interni alla camera.

$$P_{tot} = P_d + P_t$$

2.2.1 Calcolo della potenza dissipata

Il calcolo della potenza dissipata viene studiata alla temperatura massima raggiungibile dalla camera, cioè al delta di temperatura massimo raggiungibili corrispondente a 150°-25° (temperatura esterna ambiente).

Il calcolo fatto su Excel quindi si basa su un delta termico di 125°C.

$$Qd = U A \Delta T$$

2.2.1.1 Dissipazione lungo il telaio

La dissipazione lungo lo spessore del telaio è stata studiata partendo dalla temperatura interna della camera di 150°C, temperatura critica poiché caratterizzata dal delta termico più elevato; il primo approccio alla parete avviene mediante convezione.

Vista la complessità nel ricavare i parametri necessari al calcolo è stato deciso di utilizzare dei coefficienti liminari, considerando l'aria all'interno della camera ferma, nella condizione di regime, per facilitare i primi calcoli sulla potenza.

Inserisci formula liminare)

Successivamente si è passati allo studio della conduzione;

Valori conducibilità termiche:

- Lamiera di acciaio inox 316L: $\lambda = 16.3 \left[\frac{W}{m K} \right]$
- poliuretano espanso: $\lambda = 0.022 \left[\frac{W}{m K} \right]$
- lamiera di acciaio pre-verniciato: $\lambda = 50 \left[\frac{W}{m K} \right]$

Inserisci resistenze conduzione)

Lo studio è stato effettuato non considerando gli effetti di contatto e quindi massimizzando la potenza dissipata.

Una volta ricavate queste quantità si è passati allo studio della trasmittanza media della parete considerando le resistenze termiche mediante un equivalente elettrico e studiandone quindi il parallelo.

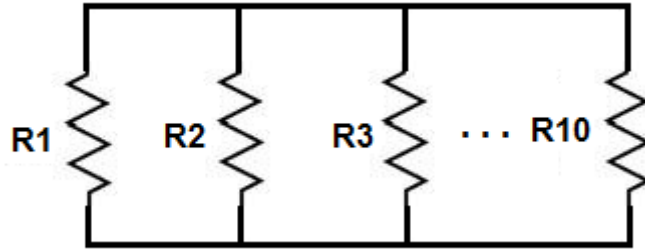


Figura 4 resistenze termiche in parallelo

$$R_{tot} = R_{conv, in} + R_{ferro} + R_{poliuretano} + R_{ferro\ verniciato} + R_{conv, e}$$

Indicando con 1,2 e 3 rispettivamente la lamiera di acciaio inox, l'isolante in poliuretano espanso e la lamiera esterno in acciaio verniciato la formula diventa:

$$R_{tot} = \frac{1}{hiAi} + \frac{L_1}{\lambda_1 A_1} + \frac{L_2}{\lambda_2 A_2} + \frac{L_3}{\lambda_3 A_3} + \frac{1}{heAe}$$

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

Ricavata la trasmittanza, data dal parallelo delle resistenze viste precedentemente è possibile ora calcolare il calore dissipato lungo tutte le pareti della camera.

$$Qd = U A \Delta T$$

	UA	Qd (150°C)	Qd (-40°C)
lato verticale	0.2666	33.3323101	17.33
lato porta	0.2551	31.8970602	16.58
lato porta 2	0.2551	31.8970602	16.58
lato porta 3	0.2551	31.8970602	16.58
fondo	0.1663	20.79	10.81
tetto	0.1873	23.38	12.16
TOTALE	1.3856	173.20	90.06

Tabella 1 trasmittanze camera climatica

Una volta ottenuto il valore del calore dissipato lungo tutta la parete si procedere ad analizzare le temperature strato per strato.

- $T_{in} = 150^{\circ}C$
- $T_{convezione} = T_{in} - Qd * R_{liminare\ interna}$
- $T_{lamiera} = T_{convezione} - Qd * R_{lamiera}$
- $T_{poliuretano} = T_{lamiera} - Qd * R_{poliuretano}$
- $T_{lamiera\ esterna} = T_{poliuretano} - Qd * R_{lamiera\ esterna}$
- $T_{convezione\ esterna} = T_{lamiera\ esterna} - Qd * R_{liminare\ esterna}$
- $T_e = 25^{\circ}C$

TEMPERATURE PARETI 150÷25					
T_{in}	T1	T2	T3	T4	T5
423.15	420.173901	420.17098	301.127015	301.126099	298.15
TEMPERATURE PARETI -40÷25					
T_{in}	T1	T2	T3	T4	T5
233.15	231.6024285	231.6009094	169.6980477	169.6975715	168.15

Tabella 2 temperature lungo la sezione della parete

2.2.1.2 Dissipazione lungo le vetrate degli oblò

Come per lo studio delle pareti si procede calcolando la trasmittanza dei 5 vetri per poi calcolare la distribuzione del calore lungo lo spessore.

Ricordando che tra un vetro ed un altro vi è un'intercapedine di 10mm, allora oltre a considerare le resistenze dei singoli vetri bisogna considerare anche una resistenza aggiuntiva data proprio dall'intercapedine.

$$Ug = \frac{1}{R_{se} + \sum_j \left(\frac{d_j}{\lambda_j} \right) + \sum_k R_{s,k} + R_{si}}$$

Dove:

- R_{se} = resistenza termica superficiale esterna
- λ_j = conducibilità termica del vetro j – esimo
- d_j = spessore della lastra di vetro j – esimo
- R_{si} = resistenza termica superficiale interna
- $R_{s,k}$ = resistenza termica dell'intercapedine k – esima

α	R_{si} [m ² K/W]	R_{se} [m ² K/W]
$60^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$	0.13	0.04
$0^\circ \leq \alpha < 60^\circ$	0.10	0.04

Spessore intercapedine [mm]	Resistenza termica R_s [m ² K/W]				
	rivestimento bassoemissivo su un solo lato emissività normale del rivestimento				nessun rivestimento
	0.1	0.2	0.4	0.8	
6	0.211	0.191	0.163	0.132	0.127
9	0.299	0.259	0.211	0.162	0.154
12	0.377	0.316	0.247	0.182	0.173
15	0.447	0.364	0.276	0.197	0.186
50	0.406	0.336	0.260	0.189	0.179

Tabella 3 resistenze liminari esterne ed interne

Ricavata la trasmittanza si procede con il calcolo della potenza:

$$Qd = Ug A \Delta T$$

Una volta ottenuto il valore del calore dissipato lungo tutta la vetrata si procedere ad analizzare le temperature strato per strato.

- $T_{in} = 150^{\circ}C$
- $T_{convezione} = T_{in} - Qd * R_{liminare\ interna}$
- $T_{vetro,1} = T_{convezione} - Qd * R_{vetro,1}$
- $T_{intercapedine} = T_{vetro,1} - Qd * R_{intercapedine}$
- $T_{vetro,2} = T_{intercapedine} - Qd * R_{vetro,2}$
- $T_{intercapedine} = T_{vetro,2} - Qd * R_{intercapedine}$
- $T_{vetro,3} = T_{intercapedine} - Qd * R_{vetro,3}$
- $T_{intercapedine} = T_{vetro,3} - Qd * R_{intercapedine}$
- $T_{vetro,4} = T_{intercapedine} - Qd * R_{vetro,4}$
- $T_{intercapedine} = T_{vetro,4} - Qd * R_{intercapedine}$
- $T_{vetro,5} = T_{intercapedine} - Qd * R_{vetro,5}$
- $T_{convezione} = T_{vetro,5} - Qd * R_{liminare\ esterna}$
- $T_{out} = 25^{\circ}C$

TEMPERATURE PARETI OBLO' 150÷25					
T_{in}	T1	T2	T3	T4	T5
423.15	421.40	420.89	390.45	390.34	359.90
T6	T7	T8	T9	T10	T11
359.79	329.35	329.24	298.80	298.69	298.15
TEMPERATURE PARETI OBLO' -40÷25					
T_{in}	T1	T2	T3	T4	T5
233.15	232.24	231.97	216.14	216.09	200.26
T6	T7	T8	T9	T10	T11
200.20	184.37	184.32	168.49	168.43	168.15

Tabella 4 Temperature lungo la sezione della vetrata

2.2.2 Calcolo della potenza totale

Il calcolo della potenza delle masse interne al sistema viene effettuato imponendo dei coefficienti di prestazione e delle variabili inerenti al calcolo, quali:

- La massa da riscaldare da sommare alla massa della camera (lamiera interna);
- Il tempo necessario per raggiungere la temperatura (tempo del test);
- Le proprietà termiche dei materiali da portare in temperatura:
 - Calore specifico $\left[\frac{J}{Kg K}\right]$
 - Densità $[kg/m^3]$

Una cosa fondamentale da tenere in considerazione nel calcolo della potenza è la massa dei componenti che verranno testati e le attrezzature ad essi collegati.

Per il dimensionamento della camera sono stati considerati:

- $m_{ferro} = 375 Kg$
- $m_{alluminio} = 50Kg$

Che rappresentano la capacità di carico della macchina

- $c_{ferro} = 448 \left[\frac{J}{KgK}\right]$
- $c_{alluminio} = 916 \left[\frac{J}{KgK}\right]$

Il calcolo della potenza necessaria a portare in temperatura il materiale caricato all'interno della camera climatica, con una velocità pari al gradiente termico, sarà:

$$\Delta T = 150 - (-40)^\circ C = 190^\circ C$$

$$tempo\ di\ esecuzione = \frac{190^\circ C}{2 \frac{^\circ C}{min}} \times 60 \frac{s}{min} = 5700 s$$

$$Q = \frac{m_{ferro} c_{ferro} \Delta T}{tempo\ di\ esecuzione} + \frac{m_{alluminio} c_{alluminio} \Delta T}{tempo\ di\ esecuzione} = 7400 W$$

A questo valore vanno aggiunti 2000 W dovuti a potenze termiche che potrebbero generarsi all'interno della camera durante le fasi di test;

$$Q_{tot} = Q + 2000W = 9400W$$

Per evitare di sottodimensionare l'impianto è stato utilizzato un coefficiente di sicurezza pari al 15%:

$$Q_{tot} = Q_{tot} + 15\%Q_{tot} = 10700 W$$

Capitolo 3: Dimensionamento del ciclo frigorifero

Un ciclo frigorifero è un ciclo termodinamico in grado di trasferire calore da un ambiente a bassa temperatura a uno a temperatura superiore.

Il coefficiente di prestazione (coefficient of performance o COP) indica la quantità di calore immesso o asportato in un sistema rispetto al lavoro impiegato.

È quindi un parametro che rappresenta la bontà di funzionamento di una macchina ma, a differenza del rendimento termodinamico, può essere maggiore dell'unità, poiché, oltre ad avere la conversione del lavoro fornito in calore utile, è presente in aggiunta anche un flusso di calore da una sorgente a dove questo calore è richiesto.

$$COP = \frac{Q}{L}$$

3.1 I cicli frigoriferi

Le tipologie di ciclo frigorifero sono molteplici:

Ciclo a compressione di vapore: ciclo termodinamico in cui si applica un lavoro di compressione per far passare un fluido dallo stato gassoso al liquido.

La compressione produce calore, estratto dal ciclo mediante il condensatore, che ha il compito di riportare lo stato gassoso allo stato liquido, sfruttando un fluido termovettore, in genere acqua (di stabilimento a 16°C) o aria.

Successivamente il liquido è fatto espandere mediante una valvola di laminazione ed evaporare, sottraendo calore nel cambiamento di stato; il liquido in evaporazione produce, quindi, il voluto effetto frigorifero.

Nel ciclo frigorifero a compressione è essenziale, dunque, l'impiego di un fluido frigorifero, che sia nelle condizioni di condensare ed evaporare ciclicamente: è, pertanto, importante la scelta del tipo di fluido per conciliare la temperatura del corpo freddo con quella della sorgente calda.

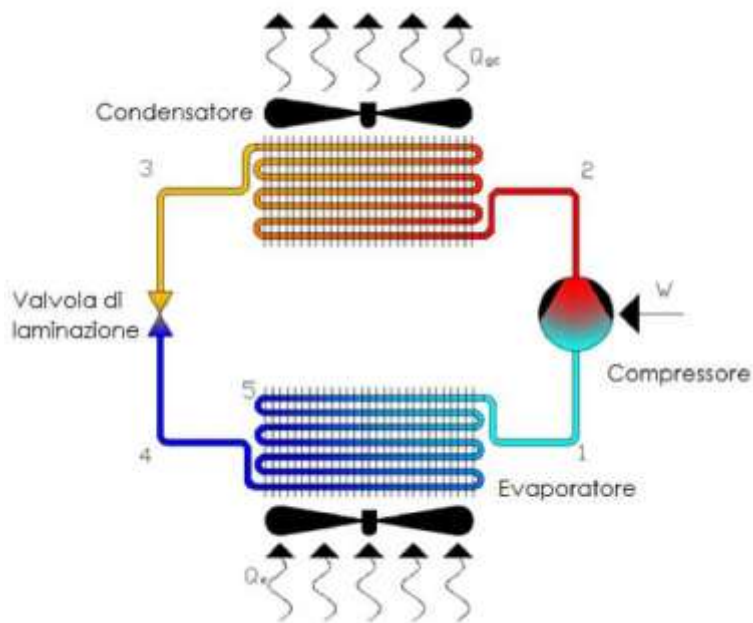


Figura 5 Ciclo frigorifero a compressione di vapore

I cicli a compressore sono anche divisi in:

- **Ciclo monostadio:** presenta un solo stadio di compressione.

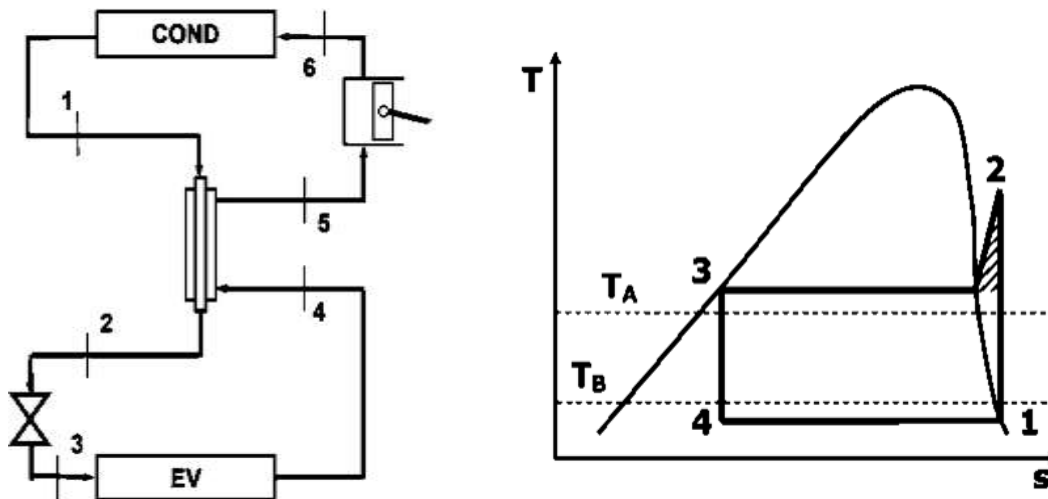


Figura 6 Ciclo frigorifero a compressione di vapore monostadio

- **Ciclo Bistadio:** presenta due stadi di compressione; tra i due stadi di compressione è posto un intercooler.

Sia le perdite del compressore che di scambio termico sono ridotte; il lavoro di compressione diminuisce e di conseguenza il COP aumenta.

Oltre all'aumento del COP il ciclo bistadio riesce ad eliminare gli inconvenienti che si presentano sotto certi valori di temperatura di evaporazione (T_{ev}) nei cicli monostadio, quali:

- L'evaporatore va in depressione e quindi anche l'aspirazione del compressore sarà in depressione;
- Diminuzione dell'efficienza poiché a parità di temperatura di condensazione (T_{cond}) il DT aumenta;
- Aumenta il rapporto di compressione e diminuisce il rendimento volumetrico;
- La temperatura di fine compressione (T_{FC}) aumenta fino a raggiungere valori di 150-180°C che potrebbero il fluido lubrificante a dissociarsi.

- Ciclo Bistadio con separatore di liquido**

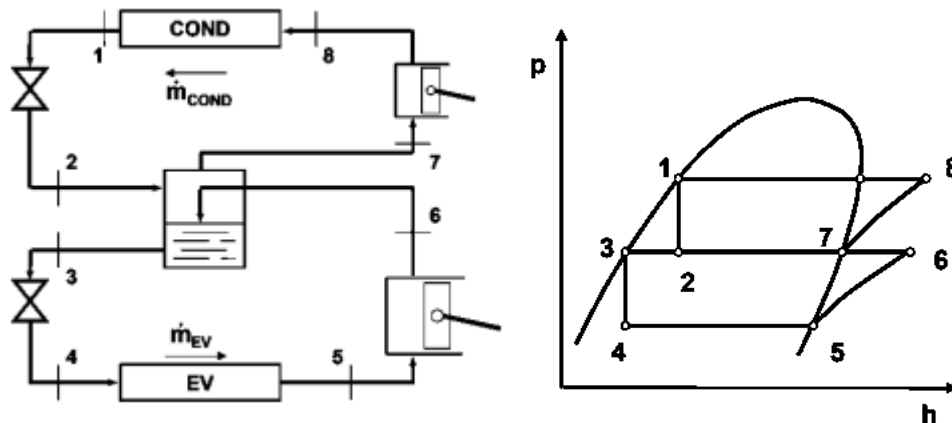


Figura 7 Ciclo frigorifero bistadio con separatore

- **Ciclo bistadio con intercooler/ scambiatore rigenerativo**

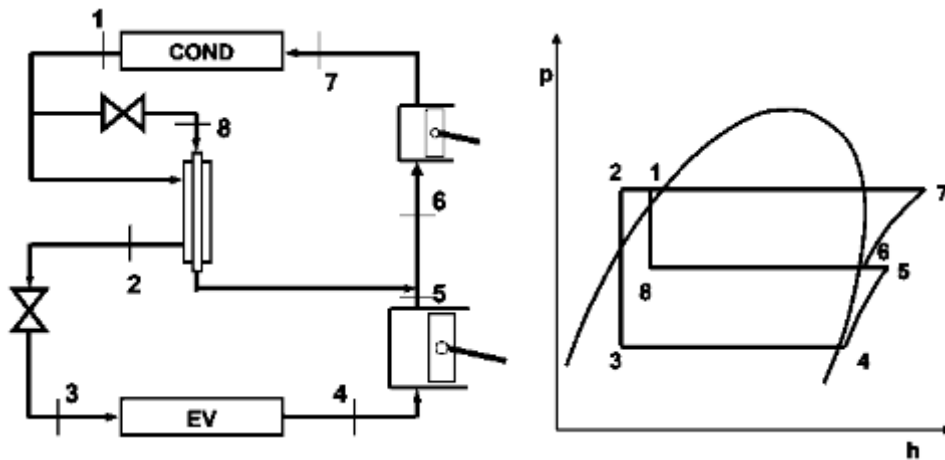


Figura 8 Ciclo frigorifero bistadio con intercooler

- **Ciclo a Cascata:** i cicli a cascata sono utilizzati quando anche i limiti inferiori dei cicli bistadio vengono superati. Essi riescono ad abbassare ulteriormente la temperatura di evaporazione andando ad utilizzare due cicli distinti, in cui l'evaporatore del ciclo ad alta temperatura fa da condensatore al ciclo a bassa temperatura.

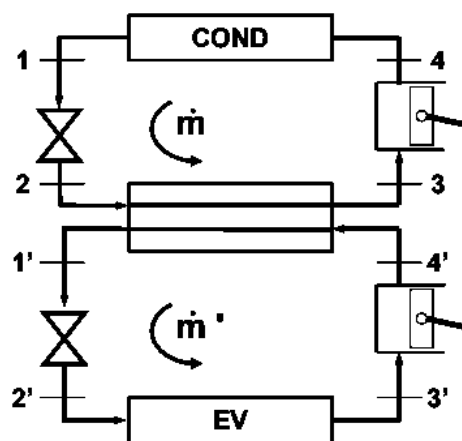


Figura 9 Ciclo a cascata

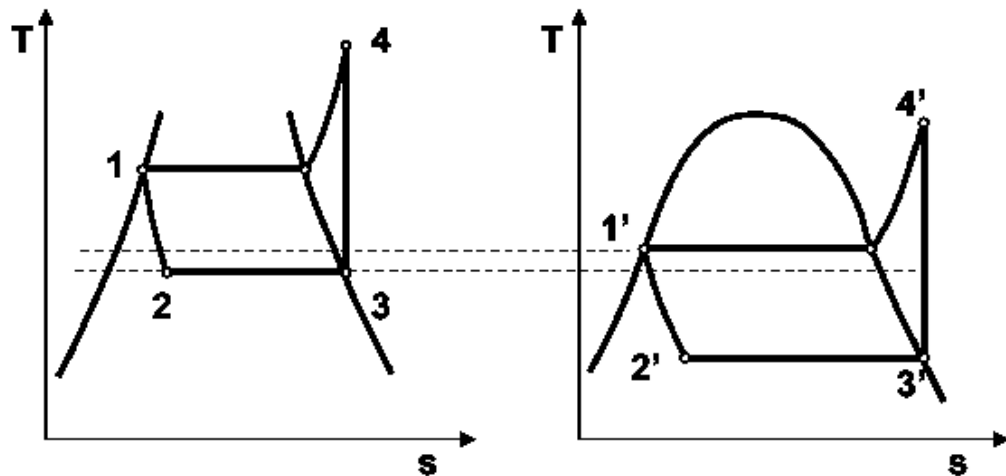


Figura 10 Diagramma termodinamico Ciclo a cascata

Ciclo ad assorbimento: oltre al ciclo frigorifero a compressione, ha impiego diffuso nelle industrie il ciclo frigorifero ad assorbimento, in cui si sfrutta il calore di dissoluzione di un soluto in un solvente che viene ciclicamente concentrato e diluito. Il ciclo ad assorbimento non ha particolare efficienza, ma consente il raggiungimento di temperature particolarmente basse, fino a $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ con ammoniaca come refrigerante e acqua come assorbente; è molto impiegato nei casi in cui si disponga di recuperi termici industriali o recuperi termici da cogenerazione o in mancanza di energia elettrica necessaria all'azionamento del compressore per il ciclo a compressione di vapore.

3.3 Fluido frigorifero

Il fluido refrigerante è l'elemento che ha il compito di trasferire in modo ottimale il calore da una sorgente calda ad una sorgente fredda.

Il trasferimento avviene mediante uno scambio di calore latente (evaporazione e condensazione).

Proprietà dei fluidi frigoriferi

Un fluido frigorifero ideale deve possedere tutte le seguenti caratteristiche:

- deve evaporare e condensare a temperature e pressioni adatte al campo di utilizzo e il punto di funzionamento nel diagramma delle fasi deve cadere al di sopra del punto triplo, in quanto al di sotto si avrebbe solo transizione solido-vapore;

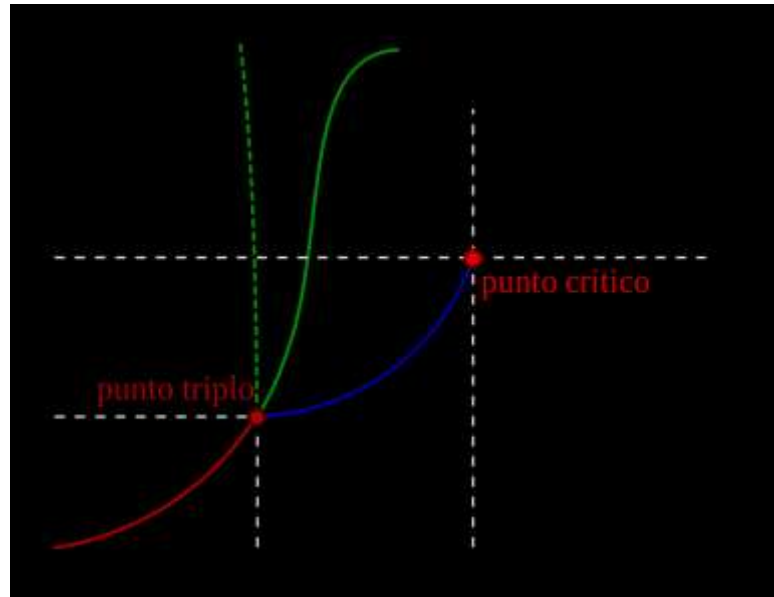


Figura 11 Diagramma di fase

- all'interno del campo di lavoro deve mantenere una pressione maggiore di quella atmosferica per evitare rientrate di aria umida nell'impianto;
- occorre avere un rapporto tra le pressioni di condensazione ed evaporazione non troppo elevato;
- deve avere un elevato calore specifico del vapore in modo da non avere una temperatura di fine compressione eccessivamente alta;
- deve possedere, alla temperatura di evaporazione, un elevato valore del calore latente di cambiamento di fase per evitare di dover incrementare la portata di fluido;
- deve avere elevata densità;
- non deve aggredire chimicamente i componenti del ciclo: non aggredire i metalli, avere un comportamento dielettrico per non interferire con gli avvolgimenti del motore, compatibilità con gli oli lubrificanti.

Oltre a tutti questi fattori più tecnici ne esistono altri due più generali:

- il fluido deve essere sicuro:
 - non tossico;
 - non infiammabile.
- il fluido non deve essere dannoso per l'ambiente ad esempio non aggravare i problemi all'ozono e all'effetto serra.

3.3.1 Tipologie di fluidi frigoriferi

Le tipologie dei fluidi frigoriferi sono:

- **Naturale:** i fluidi refrigeranti naturali sono fluidi già presenti in natura e nella nostra atmosfera; dovrebbero causare effetti dannosi minimi nei confronti dell'ambiente. I refrigeranti naturali furono tra i primi fluidi ad essere utilizzati.

I principali sono:

- Ammoniaca:
 - PRO: fluido refrigerante dalle eccellenti proprietà di trasporto del calore, avendo un calore latente di evaporazione molto elevato ed essendo un refrigerante naturale non rappresenta un problema per l'ambiente, né per il buco dell'ozono né per quanto riguarda l'effetto serra.
 - CONTRO: presenta un'elevata tossicità per l'uomo, un odore pungente, un'elevata infiammabilità; non può, inoltre, essere utilizzata a contatto con componenti costruiti in rame.
- Anidride carbonica:
 - PRO: Gas non infiammabile, sostanzialmente non tossico e non pericoloso per l'uomo; risulta molto economico.
 - CONTRO: ha il difetto di lavorare nei circuiti frigoriferi ad alte pressioni oltre le condizioni critiche.
- Propano
- Etc...

- **Artificiale (Freon):** per la pericolosità di alcuni dei fluidi che venivano utilizzati negli anni Trenta si cercarono nuove soluzioni.

Sul mercato emersero nuovi refrigeranti che consentivano una maggiore sicurezza d'uso: **i fluidi clorurati.**

Di questi fanno parte gli R11, R12 e successivamente gli R22 e R502. Con questi fluidi si riuscì ad avere sostanze stabili chimicamente, con buone proprietà termodinamiche, non tossiche e non infiammabili.

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 quello parzialmente alogenato (HCFC) o completamente privo di atomo di cloro (HFC).

- CFC (CLOROFLUOROCARBURI): sono prodotti di sintesi derivanti dagli idrocarburi più semplici della serie paraffina satura, metano (CH_4) ed etano (C_2H_6), mediante sostituzione di tutti gli atomi di idrogeno della molecola con atomi di cloro (Cl) e fluoro (F).
 - PRO: gas incolore, inodore, ininfiammabili, chimicamente stabili e senza alcuna tossicità;
 - CONTRO: non sono utilizzati a causa della loro dannosità per lo strato di ozono atmosferico.

- HCFC (IDRO CLOROFLUOROCARBURI): sono sostanze simili ai precedenti CFC, ma nella molecola rimangono atomi di idrogeno, i quali rendono la composizione del fluido meno stabile in atmosfera, dove si decomporrà rapidamente senza, però, compromettere la stabilità chimica e fisica del refrigerante all'interno dell'impianto frigorifero.
 - PRO: gas incolore, inodore, ininfiammabili, chimicamente stabili e senza alcuna tossicità;
 - CONTRO: non sono utilizzati a causa della loro dannosità per lo strato di ozono atmosferico, anche se in maniera ridotta rispetto ai CFC.

- HFC (IDRO-FLUORO-CARBURI): la completa sostituzione degli atomi di cloro con atomi di idrogeno ha portato alla nascita degli HFC (idrofluorocarburi).
 - PRO: elementi completamente privi di cloro, quindi non rappresentano un problema per quanto riguarda l'ozono;
 - CONTRO: tutti questi fluidi contribuiscono all'effetto serra.

- HFO (IDRO-FLUORO-OLEFINE):
 - PRO: sono molecole fluorurate caratterizzate dalla presenza dell'ossigeno non dannose per l'ozono e con un basso GWP;
 - CONTRO: presentano una capacità termica inferiore.

Avendolo introdotto nella classificazione precedente, il **GWP (Global Warning Potential)** è l'indice che esprime il contributo all'effetto serra e quindi al riscaldamento globale di una data sostanza.

Esso è definito come il rapporto tra l'effetto serra in un prefissato orizzonte di tempo dovuto all'emissione di una unità di massa di refrigerante e l'effetto serra dovuto all'emissione di una unità di massa di anidride carbonica nello stesso tempo.

$$GWP = \frac{\text{impatto sostanza in esame}}{\text{impatto anidride carbonica}}$$

Per misurare il riscaldamento globale causato dall'effetto serra da un gas la comunità scientifica utilizza il biossido di carbonio (anidride carbonica CO₂) come unità di confronto.

Il **Total Equivalent Warming Impact (TEWI)** è un parametro più completo del precedente, in quanto tiene conto anche dell'effetto indiretto causato dalle emissioni di anidride carbonica proveniente dalla produzione dell'energia elettrica che

l'impianto consuma. Tale indice non dipende, dunque, solamente dal tipo di fluido, ma anche dall'impianto.

Per contrastare l'inquinamento globale dovuto ai fluidi refrigeranti sono state prese delle precauzioni dal punto di vista legislativo:

- Nel 1984 con la Convenzione di Vienna e nel 1987 con il Protocollo di Montreal si stabiliva la progressiva riduzione nel tempo dell'uso di refrigeranti CFC fino ad una diminuzione del 50% della produzione e dei consumi entro il 1999.
- Nel 1990, nella Conferenza di Londra, si decise la sospensione della produzione dei CFC entro il 2000.
- Nel 1991 la Comunità Europea mette al bando i CFC entro il 1997.
- Nel 1992 si riunirono le parti aderenti al Protocollo di Montreal e si decise di considerare come sostanze lesive all'ozono anche gli HCFC.
- Nel 1994 venne approvato il regolamento europeo 3093/94 che fissava definitivamente l'arresto dei CFC al 31 dicembre 1999 e indicava le varie tappe per il bando degli HCFC con la riduzione della produzione:
 - dal 2004 riduzione del 35%
 - dal 2010 riduzione del 65%
 - dal 2015 riduzione del 90%
 - dal 2020 riduzione del 99.5%
 - dal 2030 divieto di produzione.
- Nel 1997, durante la Conferenza di Kyoto, si decise di includere anche i refrigeranti HFC tra le sostanze responsabili dell'effetto serra e, in particolare, il R134a, molto utilizzato negli impianti di climatizzazione mobile.

3.3.2 Scelta del gas refrigerante

La scelta del gas refrigerante viene fatta sulla base dei diagrammi di Mollier.

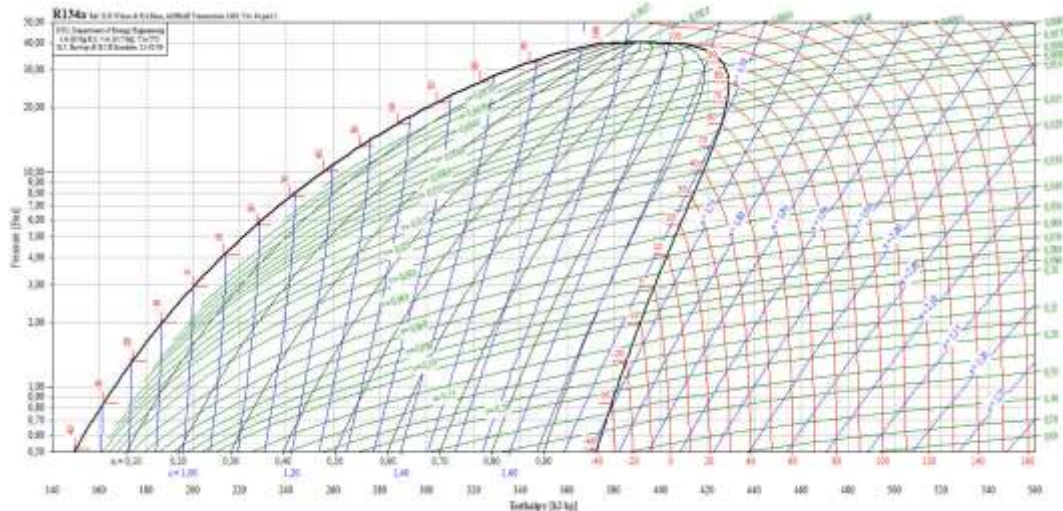


Figura 12: Diagramma di Mollier

Il diagramma di Mollier è un diagramma termodinamico che rappresenta l'entalpia di un sistema (che può essere di una miscela o di una sostanza chimica) in funzione di altre grandezze termodinamiche.

La scelta del refrigerante tiene conto di diversi parametri tra cui:

- Temperatura di evaporizzazione, che deve avere un salto termico di almeno 5°C.
- Pressione di vaporizzazione, che, per evitare problemi di surriscaldamento e sovradimensionamento del compressore, deve essere sopra la pressione atmosferica.
- Parametri ambientali GPW.
- Temperatura di glide (variazione di temperatura durante un cambiamento di fase) per miscele azeotropiche.

La temperatura da raggiungere – come visto precedentemente – deve essere -45°C, dovendo imporre una temperatura di camera di -40°C.

Il fluido dalle migliori prestazioni risulta essere l'ammoniaca, ma viste le numerose problematiche, quali la tossicità e l'infiammabilità, è risultato inutilizzabile.

Dato che la camera climatica deve anche lavorare in ambiente Atex (Atmosfere EXplosion) non è possibile utilizzare fluidi refrigeranti infiammabili; proprio per tale motivo la scelta ricade sui gas freon, fluidi refrigeranti sintetici.

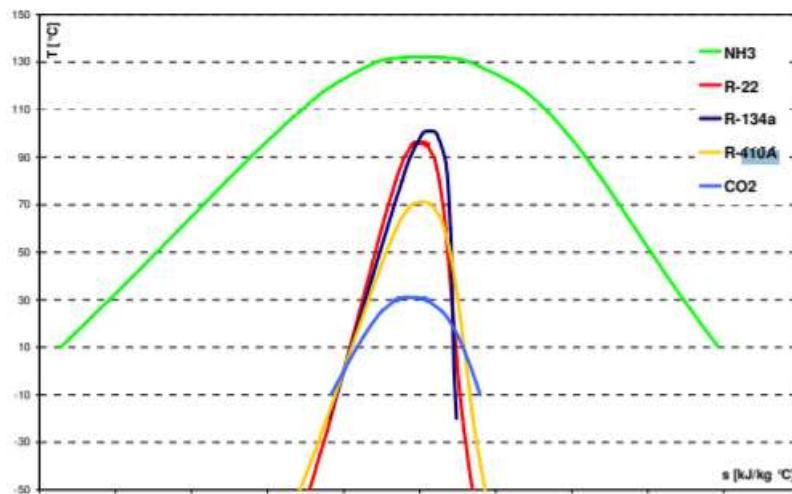


Figura 13 Diagramma di confronto fluidi refrigeranti

	GWP	EU ¹	USA ¹	CINA	GIAPPONE	Commenti
Naturali						
R-717 (Ammoniaca)	0	Carica massima ^{2,3} : 0,35 g/m ³ x volume dell'ambiente.	Accettata per certe applicazioni. Limiti di carica, se presenti, sconosciuti.	Raccomandata per certe applicazioni (vedere Tab. 1.e).	Limiti di carica, se presenti, sconosciuti.	B2L ⁶ , corrosività.
R-744 (CO ₂)	1	Carica massima ² : 100 g/m ³ x volume dell'ambiente.	Accettata nella maggior parte delle applicazioni. Limiti di carica, se presenti, sconosciuti.			A1 ⁶ , alta pressione.
HCs						
R-1270 (Propilene)	2	Carica massima ^{2,3} : 0,008 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 1,5 kg.	Accettato per certe applicazioni. Ref: la carica massima per ogni circuito è 150 g.	-	Limiti di carica, se presenti, sconosciuti.	A3 ⁶
R-600a (Isobutano)	3	Carica massima ^{2,3} : 0,011 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 1,5 kg.	A/C: il limite massimo dipende dal refrigerante e dall'utilizzo finale.	Raccomandato per certe applicazioni (vedere Tab. 1.e).		
R-290 (Propano)	3.3	Carica massima ^{2,3} : 0,008 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 1,5 kg.				
R-600 (Butano)	4	Carica massima ^{2,3} : 0,0076 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 1,5 kg.				
HFO e relative miscele						
R-1234yf	4	Carica massima ^{2,3} : 0,06 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 11,4 kg.	A/C automobili e veicoli a motore soggetto a condizioni. ⁴	-	Consentito (vedere Tab. 1.f).	A2L ⁶
R-1234ze(E)	7	Carica massima ^{2,3} : 0,09275 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 14,1 kg.	A/C per processi industriali. ⁴	-		
R-455A	145	Carica massima ² : da stabilire.	Ad oggi non indicato come accettabile o vietato.	-	Consentito, ad eccezione dei magazzini frigoriferi (oltre i 50.000 m ³).	
R-454B	465	Le date di entrata in vigore dei divieti, con alcune eccezioni, dipenderanno dall'applicazione finale e dal valore di GWP in base al regolamento Gas Fluorurati ad Effetto Serra del 2014 (vedere tabella 1.a).	Refrigeratori, magazzini frigoriferi, macchine per il ghiaccio commerciali, frigoriferi e congelatori domestici, A/C per processi industriali, impianti di refrigerazione per processi industriali, distributori automatici, refrigerazione di alimentari del commercio al dettaglio, dispositivi di refrigerazione. ⁴	-	A/C per ambienti,	A1 ⁶
R-450A	547			-	A/C commerciale,	
R-513A	631			-	unità condensante e unità refrigerante. ⁵	
R-452B	676			Ad oggi non indicato come accettabile o vietato.	-	
R-448A	1273	Macchine per il ghiaccio commerciali, refrigerazione di alimentari del commercio al dettaglio. ⁴		-	Unità condensante e unità refrigerante. ⁵	A1 ⁶
R-449A	1397			-		
R-452A	2141	Ad oggi non indicato come accettabile o vietato.		-	Da eliminare progressivamente (vedere Tab. 1.f).	

Tabella 5 Fluidi refrigeranti

	GWP	EU ¹	USA ¹	CINA	GIAPPONE	Commenti
HCFO						
R-1233zd(E)	4,7	Obblighi di comunicazione. Requisiti di sicurezza e ambientali (ISO-5149; EN378).	Ad oggi non indicato come accettabile o vietato.	-	-	A1 ⁶ , ODP=0,0002
HFCs						
R-32	675	Le date di entrata in vigore dei divieti, con alcune eccezioni, dipenderanno dall'applicazione finale e dal valore di GWP in base al regolamento Gas Fluorurati ad Effetto Serra del 2014 (vedere tabella 1.a).	A/C per ambienti indipendente. ⁴	Raccomandato per certe applicazioni (vedere Tabella 1.e).	A/C per ambienti, A/C commerciale, unità condensante e unità refrigerante. ⁵	A2L ⁶
R-134a	1430	Per R-32, carica massima ² : 0,061 kg/m ³ x volume dell'ambiente, non superiore a 11,7 kg.	Saranno progressivamente eliminati in base al regolamento EPA 20 (vedere Tabella 1.c).	-	Unità condensante e unità refrigerante. ⁵	A1 ⁶
R-407C	1774			-	Saranno eliminati progressivamente (vedere Tab. 5).	
R-407F	1825			-		
R-410A	2088			-		
R-407A	2107			-		
R-507A	3900			-		
R-404A	3922	-				
HCFC						
R-22	1822	Eliminato in base al regolamento 1005/2009 della Commissione Europea.	Sarà eliminato nel 2020 in base al regolamento "Protezione dell'ozono stratosferico: rettifiche al sistema di ammissibilità per il controllo della produzione, dell'importazione e dell'esportazione di prodotti contenenti HCFC, 2015-2019" dell'EPA.	Eliminazione in corso.	Eliminato	A1 ⁶ , ODP=0,06

Tabella 6 Fluidi refrigeranti

La scelta iniziale è ricaduta sul R404A, refrigerante ad elevato potenziale, non infiammabile e non tossico.

Il problema principale di questo fluido refrigerante è l'inquinamento atmosferico; esso è, infatti, composto di idrofluorocarburi HFC dannosi per l'ambiente.

Gli HFC hanno un alto potenziale di riscaldamento globale (GWP) con conseguente effetto serra.

Oltre alla consistente riduzione dell'uso degli HFC nel 2018 e nel 2021, il Regolamento Europeo sugli F-Gas dal 2020 vieta l'uso degli HFC con $GWP \geq 2500$ nelle nuove apparecchiature per la refrigerazione e anche per l'assistenza e la manutenzione degli impianti di refrigerazione con carica pari o superiore a 40 t CO₂ equivalente (circa 10 kg di R-404A / R-507A).



Figura 14 GWP fluidi refrigeranti

Per non rendere obsoleto l'impianto prima dell'installazione è, quindi, necessario utilizzare nuovi refrigeranti.

Tra le scelte possibili, al fine di non diminuire eccessivamente l'efficienza dell'impianto e mantenere una buona sensibilità alla temperatura, sono stati individuati diversi fluidi:

- R448A
- R449A

Questi fluidi – a differenza del R404A e del R507A – non hanno un'alta concentrazione di HFC.

Nonostante l'impatto ambientale, si è deciso di intraprendere una strada in parallelo sia con il fluido refrigerante R404A sia con il fluido refrigerante R448A, in quanto le dimensioni dell'impianto risultano essere minori del limite di legge, anche per effettuare un paragone economico rispetto al nuovo fluido refrigerante con prestazioni leggermente ridotte.

3.5 Ciclo frigorifero R404a

Partendo dal diagramma di Mollier è possibile subito individuare la pressione di evaporazione, la quale risulta essere al di sopra della pressione atmosferica.

Questo dato ci permette di portare avanti un ciclo monostadio, precedentemente descritto.

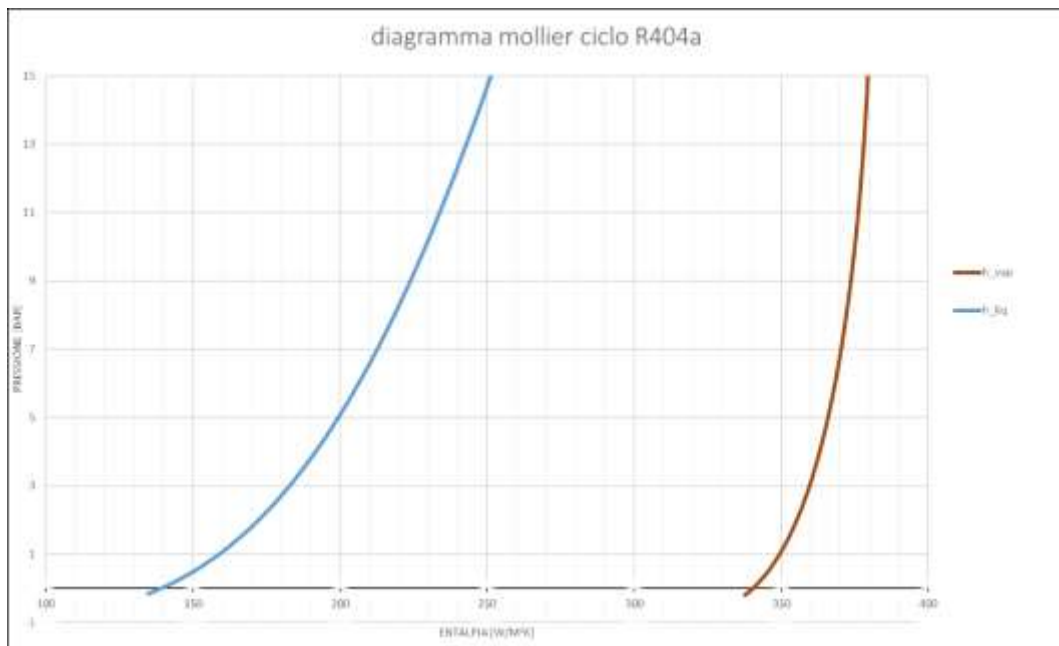


Figura 15 Grafico diagramma di Mollier R404A

Dal diagramma di Mollier possiamo estrapolare tutte le informazioni necessarie per il dimensionamento del Compressore.

R404a								
Temperatura	Tensione di Vapore		Densità		Entalpia		Entropia	
	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo
°C	bar_rel	bar_rel	kg/m ³	kg/m ³	KJ/kg	KJ/kg	KJ/kg·K	KJ/kg·K
-50	-0.17	-0.2	1317.8	4.44	134.59	337.51	0.738	1.649
-48	-0.08	-0.12	1311.7	4.88	137.09	338.72	0.749	1.646
-46	0.01	-0.03	1305.6	5.35	139.59	339.93	0.76	1.644
-44	0.11	0.07	1299.4	5.86	142.1	341.14	0.771	1.641
-42	0.22	0.18	1293.2	6.4	144.62	342.34	0.782	1.639
-40	0.34	0.3	1286.9	6.98	147.15	343.53	0.793	1.637
-38	0.47	0.42	1280.6	7.61	149.69	344.73	0.803	1.634
-36	0.6	0.55	1274.3	8.27	152.23	345.91	0.814	1.632
-34	0.75	0.7	1267.9	8.98	154.79	347.1	0.825	1.63
-32	0.9	0.85	1261.5	9.74	157.35	348.27	0.835	1.629
-30	1.06	1.01	1255	10.55	159.93	349.44	0.846	1.627
-28	1.24	1.18	1248.5	11.41	162.52	350.6	0.857	1.625
-26	1.43	1.37	1241.9	12.32	165.11	351.75	0.867	1.623
-24	1.62	1.56	1235.3	13.29	167.72	352.9	0.877	1.622
-22	1.83	1.77	1228.6	14.32	170.34	354.04	0.888	1.62
-20	2.06	1.99	1221.8	15.41	172.97	355.16	0.898	1.619
-18	2.29	2.22	1215	16.57	175.61	356.28	0.909	1.618
-16	2.54	2.47	1208.1	17.79	178.26	357.39	0.919	1.616
-14	2.81	2.73	1201.1	19.09	180.93	358.49	0.929	1.615
-12	3.08	3	1194.1	20.46	183.61	359.58	0.939	1.614
-10	3.38	3.29	1186.9	21.91	186.31	360.65	0.949	1.613
-8	3.69	3.6	1179.7	23.44	189.01	361.71	0.96	1.612
-6	4.01	3.92	1172.5	25.05	191.74	362.76	0.97	1.611
-4	4.35	4.26	1165.1	26.76	194.48	363.8	0.98	1.61
-2	4.71	4.62	1157.6	28.56	197.23	364.82	0.99	1.609
0	5.09	4.99	1150	30.47	200	365.82	1	1.608
2	5.48	5.38	1142.3	32.47	202.79	366.81	1.01	1.607
4	5.9	5.79	1134.5	34.59	205.59	367.78	1.02	1.606
6	6.33	6.22	1126.6	36.82	208.41	368.73	1.03	1.605
8	6.78	6.67	1118.6	39.18	211.26	369.66	1.04	1.604
10	7.26	7.14	1110.4	41.66	214.12	370.57	1.05	1.603
12	7.75	7.64	1102.1	44.29	217	371.45	1.06	1.602
14	8.27	8.15	1093.6	47.05	219.9	372.32	1.07	1.601
16	8.81	8.69	1085	49.97	222.83	373.15	1.08	1.6
18	9.37	9.25	1076.3	53.05	225.78	373.96	1.09	1.599
20	9.96	9.83	1067.3	56.31	228.75	374.74	1.1	1.598
22	10.57	10.44	1058.2	59.74	231.75	375.49	1.11	1.597
24	11.21	11.07	1048.8	63.38	234.77	376.21	1.12	1.596
26	11.87	11.73	1039.2	67.22	237.83	376.89	1.13	1.595
28	12.56	12.42	1029.5	71.29	240.91	377.53	1.14	1.594
30	13.27	13.13	1019.4	75.61	244.03	378.14	1.15	1.593
32	14.01	13.87	1009.1	80.18	247.18	378.7	1.16	1.592
34	14.79	14.64	998.49	85.04	250.37	379.21	1.17	1.59
36	15.59	15.44	987.57	90.2	253.59	379.67	1.181	1.589
38	16.42	16.27	976.3	95.7	256.86	380.08	1.191	1.587
40	17.28	17.13	964.65	101.57	260.17	380.43	1.201	1.586
42	18.18	18.03	952.58	107.84	263.53	380.71	1.212	1.584
44	19.1	18.95	940.05	114.57	266.95	380.92	1.222	1.582
46	20.07	19.92	927	121.8	270.42	381.05	1.233	1.58
48	21.06	20.91	913.37	129.59	273.96	381.08	1.243	1.577
50	22.09	21.94	899.07	138.04	277.57	381.01	1.254	1.575
52	23.16	23.01	884.02	147.22	281.27	380.82	1.265	1.572
54	24.27	24.12	868.07	157.28	285.06	380.5	1.277	1.569
56	25.42	25.27	851.09	168.36	288.96	380.01	1.288	1.565
58	26.61	26.46	832.83	180.69	292.99	379.32	1.3	1.561
60	27.84	27.7	813.01	194.57	297.18	378.4	1.312	1.556
62	29.11	28.98	791.18	210.43	301.58	377.16	1.325	1.55
64	30.43	30.31	766.64	228.99	306.24	375.51	1.338	1.544
66	31.81	31.69	738.18	251.43	311.3	373.27	1.353	1.535
68	33.23	33.13	703.33	280.19	316.98	370.09	1.369	1.524
70	34.71	34.63	655.33	321.83	323.96	365.04	1.388	1.508

Tabella 7 Proprietà R404A

Infatti, partendo dai nostri dati di partenza:

- $T_{ev}: -45^{\circ}C$
- $T_{cond}: 30^{\circ}C$
- Q (potenza frigorifera): 10764 W

Possiamo subito identificare il delta di pressione che deve eseguire il compressore; leggendo la tabella (3.54) qui sopra è possibile attribuire una pressione sia alla temperatura di evaporazione sia alla temperatura di condensazione.

$$\text{Pressione di evaporazione} = 1.09 \text{ [bar]}$$

$$\text{Pressione di condensazione} = 14.25 \text{ [bar]}$$

Il delta di pressione che deve eseguire il compressore è, quindi, dato da:

$$\text{pressione di condensazione} - \text{pressione di evaporazione} = 13.1 \text{ [bar]}$$

Con questi dati è possibile improntare l'andamento del ciclo ideale sul diagramma di Mollier.

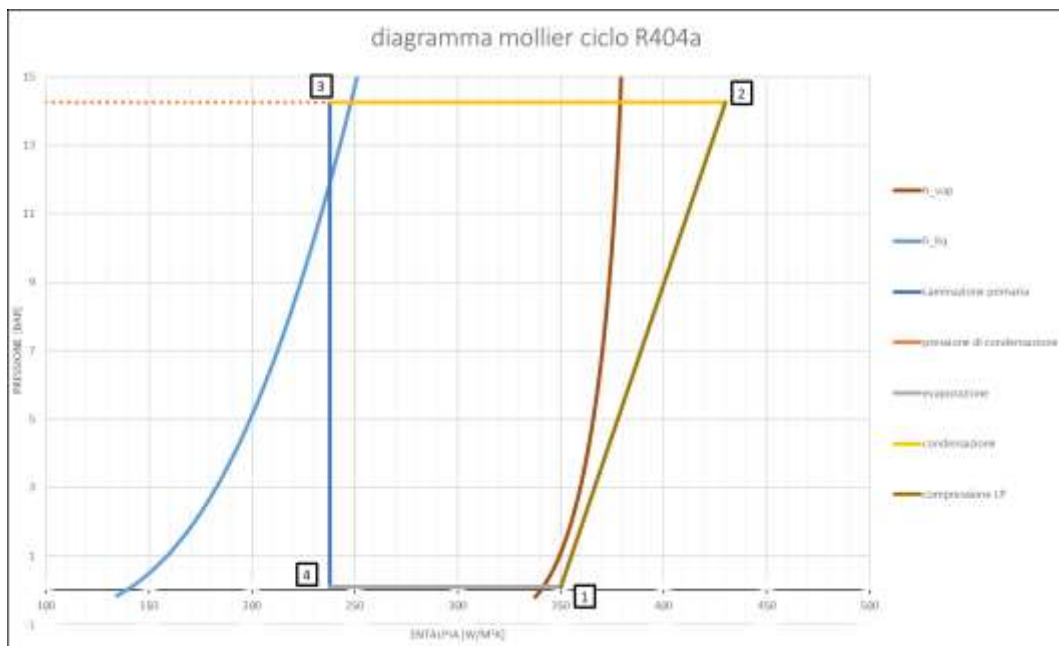


Figura 16 Grafico Ciclo monostadio diagramma di Mollier R404A

Con i valori presentati nel precedente paragrafo si può scegliere un compressore mediante dei configuratori della Dorin, azienda toscana che si occupa della realizzazione di compressori.

Mediante questo configuratore è stato possibile dimensionare con rapidità il compressore, andando anche incontro alle esigenze commerciali dell'azienda.

La portata massica espressa dal configuratore è stata calcolata in funzione del calore che l'evaporatore deve asportare dalla camera climatica:

$$m = \frac{Q}{\Delta h} = \frac{\text{calore da asportare}}{\text{delta entalpico dell'evaporatore}}$$

3.6 Ciclo frigorifero bistadio R448/449A

Andando incontro alle esigenze di realizzare un ciclo frigorifero che sia longevo nel tempo e che non diventi obsoleto a causa di leggi ambientali, si è deciso di portare avanti lo studio del fluido refrigerante R448/449a appartenente alla categoria degli HFO.

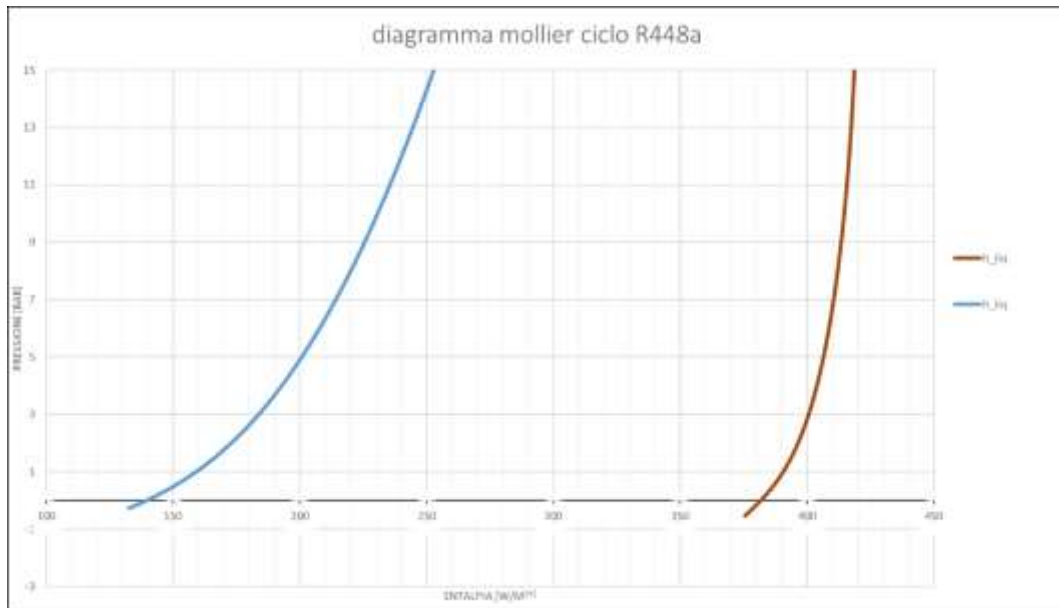


Figura 17 Grafico diagramma di Mollier R448A

R448/449a								
Temperatura	Tensione di Vapore		Densità		Entalpia		Entropia	
	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo	Liquido Saturo	Vapore Saturo
°C	bar _{rel}	bar _{rel}	kg/m ³	kg/m ³	KJ/kg	KJ/kg	KJ/kg·K	KJ/kg·K
-50	-0.23	-0.44	1359.9	2.72	132.84	375.34	0.73	1.833
-48	-0.15	-0.38	1353.9	3.01	135.41	376.55	0.742	1.829
-46	-0.06	-0.31	1348	3.33	137.99	377.75	0.753	1.824
-44	0.04	-0.23	1342	3.67	140.58	378.95	0.765	1.82
-42	0.15	-0.15	1335.9	4.03	143.18	380.14	0.776	1.816
-40	0.26	-0.06	1329.9	4.42	145.79	381.33	0.787	1.812
-38	0.38	0.04	1323.8	4.85	148.4	382.51	0.798	1.808
-36	0.51	0.14	1317.6	5.3	151.02	383.69	0.809	1.804
-34	0.65	0.26	1311.4	5.79	153.65	384.86	0.82	1.8
-32	0.8	0.38	1305.2	6.31	156.29	386.02	0.831	1.797
-30	0.96	0.51	1298.9	6.87	158.94	387.18	0.842	1.793
-28	1.13	0.65	1292.6	7.46	161.6	388.33	0.853	1.79
-26	1.31	0.8	1286.3	8.1	164.27	389.46	0.864	1.787
-24	1.5	0.96	1279.9	8.78	166.95	390.6	0.874	1.784
-22	1.71	1.13	1273.4	9.5	169.63	391.72	0.885	1.781
-20	1.92	1.31	1266.9	10.27	172.33	392.83	0.896	1.778
-18	2.15	1.5	1260.3	11.09	175.05	393.93	0.906	1.775
-16	2.4	1.71	1253.7	11.96	177.77	395.02	0.917	1.772
-14	2.66	1.93	1247	12.88	180.5	396.1	0.927	1.77
-12	2.93	2.16	1240.3	13.86	183.25	397.17	0.938	1.767
-10	3.22	2.41	1233.4	14.89	186.01	398.23	0.948	1.765
-8	3.52	2.67	1226.6	15.99	188.78	399.28	0.959	1.762
-6	3.84	2.94	1219.6	17.15	191.56	400.31	0.969	1.76
-4	4.18	3.24	1212.6	18.38	194.36	401.33	0.979	1.758
-2	4.53	3.54	1205.5	19.67	197.17	402.33	0.99	1.755
0	4.9	3.87	1198.3	21.04	200	403.32	1	1.753
2	5.29	4.21	1191	22.49	202.84	404.3	1.01	1.751
4	5.7	4.57	1183.7	24.02	205.7	405.26	1.021	1.749
6	6.13	4.95	1176.2	25.63	208.57	406.2	1.031	1.747
8	6.58	5.34	1168.7	27.33	211.46	407.12	1.041	1.745
10	7.04	5.76	1161	29.13	214.37	408.02	1.051	1.743
12	7.54	6.2	1153.3	31.02	217.3	408.91	1.061	1.741
14	8.05	6.66	1145.4	33.02	220.24	409.77	1.071	1.739
16	8.58	7.14	1137.4	35.12	223.2	410.61	1.081	1.737
18	9.14	7.64	1129.3	37.34	226.19	411.43	1.092	1.735
20	9.72	8.17	1121.1	39.68	229.19	412.22	1.102	1.733
22	10.33	8.72	1112.7	42.14	232.22	412.99	1.112	1.731
24	10.96	9.29	1104.2	44.74	235.27	413.73	1.122	1.729
26	11.61	9.89	1095.6	47.48	238.34	414.44	1.132	1.727
28	12.3	10.52	1086.7	50.37	241.43	415.12	1.142	1.725
30	13.01	11.18	1077.8	53.42	244.56	415.76	1.152	1.723
32	13.74	11.86	1068.6	56.64	247.71	416.38	1.162	1.721
34	14.51	12.57	1059.2	60.04	250.88	416.95	1.172	1.719
36	15.3	13.31	1049.6	63.64	254.09	417.49	1.183	1.716
38	16.12	14.08	1039.9	67.43	257.33	417.99	1.193	1.714
40	16.98	14.88	1029.8	71.45	260.6	418.44	1.203	1.712
42	17.86	15.72	1019.5	75.71	263.91	418.84	1.213	1.71
44	18.78	16.59	1009	80.23	267.26	419.2	1.224	1.707
46	19.73	17.49	998.15	85.02	270.64	419.5	1.234	1.705
48	20.71	18.43	986.97	90.11	274.07	419.74	1.244	1.702
50	21.72	19.41	975.44	95.54	277.55	419.91	1.255	1.699
52	22.77	20.42	963.52	101.32	281.08	420.02	1.265	1.697
54	23.85	21.47	951.16	107.5	284.66	420.05	1.276	1.694
56	24.97	22.56	938.31	114.13	288.31	419.99	1.287	1.69
58	26.13	23.7	924.92	121.25	292.02	419.85	1.298	1.687
60	27.32	24.88	910.91	128.92	295.82	419.59	1.309	1.683
62	28.55	26.1	896.19	137.23	299.69	419.22	1.32	1.68
64	29.82	27.38	880.64	146.26	303.67	418.71	1.331	1.675
66	31.13	28.7	864.12	156.14	307.76	418.05	1.343	1.671
68	32.48	30.07	846.43	167.02	311.99	417.19	1.355	1.666
70	33.87	31.51	827.32	179.11	316.38	416.12	1.367	1.66

Tabella 8 Proprietà R448/449A

Il fluido trattato, oltre ad avere proprietà termiche peggiori, presenta anche un glide di 5k, il che implica che durante il passaggio di fase da liquido a vapore il fluido perde 5 gradi, i quali quindi riducono lo scambio termico sull'evaporatore.

A causa del glide, quindi, la temperatura da considerare viene presa sul dew-point, ovvero sulla curva di vapore saturo, permettendo, quindi, al fluido refrigerante di mantenere un delta termico dalla camera sempre superiore a 5K.

In conseguenza si noterà che le pressioni ed il salto da eseguire con il compressore sarà:

$$\text{pressione di evaporazione} = 0.81 \text{ [bar]}$$

$$\text{pressione di condensazione} = 11.1 \text{ [bar]}$$

$$\text{pressione di condensazione} - \text{pressione di evaporazione} = 10.3 \text{ [bar]}$$

Con questi dati è possibile improntare l'andamento del ciclo ideale sul diagramma di Mollier.

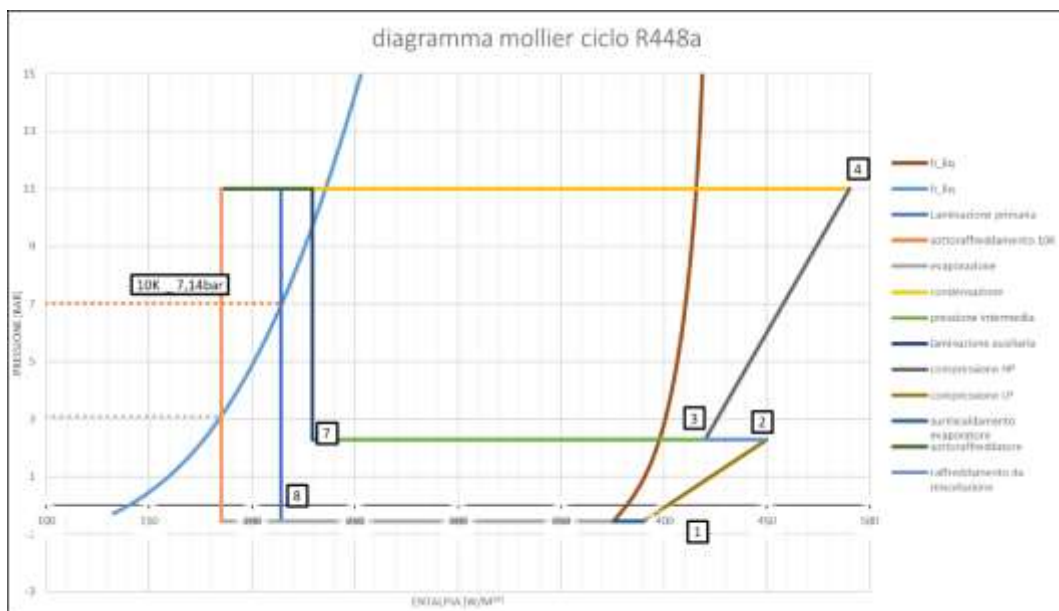


Figura 18 Grafico diagramma di Mollier R448A

Impostati questi valori è possibile accedere al configuratore della Dorin – come visto precedentemente – per effettuare la scelta del compressore bistadio commerciale compreso di intercooler per lo stadio centrale.

3.7 I componenti del ciclo frigorifero

3.7.1 Il compressore

3.7.1.1 Compressori scroll

Il principio di funzionamento di un compressore scroll è semplice, ma, per poter essere realizzati in modo da funzionare con la necessaria efficienza, i compressori scroll richiedono tolleranze di lavorazione molto piccole.



Figura 19 Compressore Scroll

Principio di funzionamento.

Il compressore scroll è costituito da due alette a spirali ad evolvente; 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 pervengono al 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, perciò, di pulsazioni.

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

3.7.1.2 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 20 Compressore 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 frigoriferi, 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, allo stesso tempo, anche da tenuta.

Le caratteristiche peculiari di questo tipo di compressore che lo differenziano, in modo positivo, dal compressore alternativo a pistoni sono:

- 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 in particolare di quelle in movimento, è decisamente minore. Si hanno sostanzialmente, nel caso della vite, 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.

È 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.

3.7.1.3 Compressori alternativi

In questo tipo di compressori i pistoni corrono all'interno di un cilindro effettuando l'aspirazione e la compressione del gas refrigerante.

Ogni cilindro è dotato di una valvola di aspirazione e di una valvola di mandata attraverso la quale il gas refrigerante lascia il compressore una volta essere stato compresso.



Figura 21 Compressore alternativo

I compressori alternativi vengono classificati come:

- aperti: quando un'estremità dell'albero a gomiti sporge all'esterno del carter (involucro che contiene i pistoni e il meccanismo interno del compressore).
- semi-ermetici: 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.
- 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.

3.7.2 L'evaporatore

Per mantenere la camera il più compatta possibile è stato dimensionato uno scambiatore a batterie alettate.

Questi tipi di scambiatori sono costituiti da banchi di tubi opportunamente collegati fra loro e, per tale motivo, questo genere di scambiatori sono comunemente chiamati "batterie".

I tubi presentano delle alette trasversali attraverso le quali fluisce il gas, mentre all'interno di essi scorre il fluido refrigerante in condensazione o evaporazione.



Figura 22: batterie alettate

3.7.3 Calcolo analitico dello scambio termico dell'evaporatore

Focalizzare l'attenzione sul fluido secondario è di notevole importanza per l'impiego di questi componenti nel campo della climatizzazione.

L'aria è di gran lunga il fluido secondario più utilizzato, grazie alla sua disponibilità illimitata, succeduta dall'acqua, anch'essa presente in grandi quantità, ma economicamente più svantaggiosa.

L'aria rispetto all'acqua presenta maggiori vantaggi: non produce depositi calcarei, di sali, né agevola la formazione di alghe, comporta ridotti problemi di corrosione, di pulizia e non necessita alcun tipo di trattamento termico; di contro, i più grandi

svantaggi dell'aria sono legati alla sua bassa densità e al basso calore specifico a pressione costante.

Queste ultime condizioni impongono grandi volumi di fluido circolante negli scambiatori alettati per poter trasferire il calore.

Proprietà fluido secondario:

	Aria	Acqua	Unità di misura
Densità	1.225	997	[Kg/m ³]
Conduktività termica	0.026	0.7	[W/mK]

Tabella 9 Proprietà Aria e Acqua

L'aria, a causa della sua bassa conduttività termica, limita la capacità di trasferire calore, fornendo bassi coefficienti di scambio termico.

La relazione di Newton permette di comprendere quali sono i parametri che entrano in gioco nel trasferimento del calore:

$$q = U A \Delta T$$

in cui U rappresenta il coefficiente di scambio termico totale, mentre A rappresenta l'area soggetta allo scambio termico.

$$U = U(\text{geometria, velocità del flusso, proprietà termofisiche del fluido})$$

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

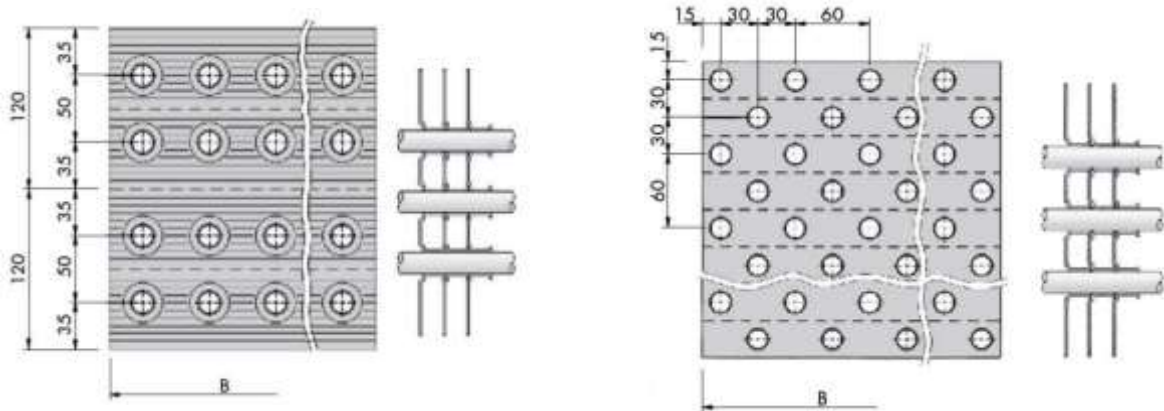


Figura 23 Disposizione tubi evaporatore

I parametri utilizzati per definire la geometria dello scambiatore sono:

- N_t :
numero di tubi presenti perpendicolarmente alla direzione di flusso
- N_r (ranghi) :
numero di file di tubi presenti lungo la direzione del flusso
- N_a : *numero di alette*
- δ : *spessore aletta*
- γ : *passo alette*
- B : *base dello scambiatore*
- H : *altezza dello scambiatore*
- L : *lunghezza dello scambiatore*
- D_t : *diametro interno dei tubi dello scambiatore*
- D_{et} : *diametro esterno dei tubi dello scambiatore*
- P_t : *passo tra i tubi*
- P_r : *passo tra i ranghi*

Per analizzare lo scambio termico dello scambiatore gas/liquido è necessario porre l'attenzione sul valore dei coefficienti di scambio termico lato aria e lato liquido.

$$R_{tot} = \frac{1}{UA} = \sum_j R_j$$

R_j comprende le varie tipologie di scambio termico:

- resistenza per convezione ed irraggiamento lato refrigerante;
- resistenza per sporramento sul lato refrigerante;
- resistenza conduttiva;
- resistenza di contatto tra aletta e parete;
- resistenza per sporramento sul lato fluido termovettore nel nostro caso aria;
- resistenza per convezione e irraggiamento sul lato fluido termovettore.

$$R_{tot} = \frac{1}{h_i A_i \Omega_i^*} + \frac{F_i}{A_i} + \frac{1}{2\pi l k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{cont,e} A_{0,e}} + \frac{F_e}{A_e} + \frac{1}{h_e A_e \Omega_e^*}$$

3.7.3.1 Calcolo del coefficiente di scambio termico in evaporazione (lato refrigerante).

Per la stima del coefficiente di scambio termico in evaporazione del fluido refrigerante dentro una tubazione orizzontale (tubi dello scambiatore) sono presenti varie formule e modelli in letteratura.

Più specificatamente, in questo elaborato è stato scelto l'uso di due formule per il confronto di tale coefficiente che saranno indicate nel seguito con h_{TP} (two phases).

Per lo studio con fluidi frigoriferi di sistemi ad espansione diretta, visto l'utilizzo di tubazioni di diametro ridotto, in sostanza non è presente stratificazione del fluido nello scambiatore.

Si è considerato, quindi, il modello di Shah, il quale tiene conto eventualmente anche del regime stratificato, che, come si vedrà, si trascurerà, ed un modello del tutto generico tratto dal manuale Heat-Atlas.

La grossa ed evidente distinzione tra i due modelli sta nel fatto che Shah calcola il coefficiente totale scegliendo il valore maggiore tra i due calcoli parziali del coefficiente convettivo e di quello in ebollizione nucleata.

Heat-Atlas tiene conto, invece, in ogni caso anche della componente in ebollizione nucleata, pesandola in vari modi o con opportuni coefficienti, con quella convettiva. Si riportano di seguito le equazioni dei vari metodi, così come sono stati poi utilizzati per i successivi confronti.

Correlazione di Dittus - Boelter

Utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio termico riferito alla sola fase liquida h_L in regime di moto turbolento e convezione forzata, necessario poi nelle successive correlazioni.

$$h_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} \left(\frac{\lambda_L}{din} \right)$$

Dove:

$$Re_L = \frac{G(1-x)din}{\mu L}$$

$$Pr_L = \frac{\mu_L c_{pL}}{\lambda_L}$$

Correlazione di Shah

Il coefficiente complessivo h_{TP} viene calcolato in funzione di quello riferito al solo liquido h_L calcolato con Dittus – Boelter, attraverso il parametro Ψ derivante da una serie di numeri adimensionali come di seguito. $\Psi = h_{TP}/h_L$

Il seguente parametro, il numero di Froude, calcolato con riferimento alla fase liquida, è indicativo della stratificazione del fluido.

Se Fr_L risulta maggiore di 0.04 la stratificazione è effettivamente trascurabile altrimenti bisogna tenerne conto come si vedrà in seguito, con un diverso calcolo di N che non sarà più uguale a Co (convection number).

$$Fr_L = \frac{G^2}{\rho_L^2 g d_{in}}$$

$$Co = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.8} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5}$$

$$q'' = h(z)_{conv} \Delta T$$

$$Bo = \frac{q''}{G \Delta h_{sat}}$$

Il parametro Bo (boiling number) sarà calcolato a partire dal flusso termico q'' , ottenuto considerando in prima approssimazione la sola componente convettiva del coefficiente di scambio già calcolata grazie ai parametri Co ed N .

$$N = Co \quad se \geq$$

04.0 Fr_L stratificazione trascurabile;

$$N = 0.38 Fr_L^{0.3} Co \quad se <$$

04.0 Fr_L stratificazione non trascurabile.

Di seguito i fattori ψ riferiti alla sola componente convettiva (cb) o in ebollizione nucleata (nb)

$$\psi_{cb} = \frac{1.8}{N^{0.8}}$$

$$\psi_{nb} = 230Bo^{0.5} \quad N > 1 \quad Bo > 0.3 * 10^{-4}$$

$$\psi_{nb} = 1 + 46Bo^{0.5} \quad N > 1 \quad Bo < 0.3 * 10^{-4}$$

$$\psi_{nb} = J Bo^{0.5} e^{(2.74N^{-0.1})} \quad 0.1 < N < 1$$

$$\psi_{nb} = J Bo^{0.5} e^{(2.47N^{-0.15})} \quad N < 0.1$$

$$J = 14.7 \quad Bo > 0.0011$$

$$J = 15.4 \quad Bo < 0.0011$$

A questo punto, ricavati ψ_{cb} e ψ_{nb} si sceglie il maggiore dei due come Ψ da sostituire nell'iniziale equazione (1.8) da cui si ricava, quindi, il coefficiente di scambio totale in evaporazione h_{TP} .

Correlazione Heat-Atlas

Anche questa correlazione tiene conto di entrambe le componenti, ma in modalità ben diversa rispetto alla precedente.

Le formule sono poste in funzione di un parametro z , il quale indica semplicemente la dipendenza del coefficiente dal punto in cui si trova il fluido nella tubazione, nel senso che tale coefficiente non è costante nello spazio percorso nella tubazione; tale variazione sarà tenuta in conto con la variazione del titolo x lungo la tubazione.

$$h_{TP} = \sqrt[3]{h(z)_{conv}^3 + h(z)_b^3}$$

Per il calcolo della componente convettiva si calcolano dapprima i numeri di Reynolds per la sola fase liquida (LO) e gassosa (GO), da questi i rispettivi numeri di Nusselt (Nu) da cui si ricavano i coefficienti di scambio rispettivamente h_{LO} e h_{GO} .

$$Re_L = \frac{G d_{in}}{\mu_{LO-GO}}$$

$$\xi = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2}$$

$$Nu = \frac{(\xi/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\sqrt{(\xi/8)}(Pr^{2/3} - 1)}$$

$$Nu = \frac{h_{LO-GO} d_{in}}{\lambda_G}$$

$$h(z)_{conv} = h_{LO} \left\{ (1-x)^{0.01} \left[(1-x) + 1.2x^{0.4} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.37} \right]^{-2.2} + x^{0.01} \left[\frac{h_{GO}}{h_{LO}} (1 + 8(1-x)^{0.7} \left(\frac{\rho_L}{\rho_G} \right)^{0.67} \right]^{-2} \right\}^{-0.5}$$

Ancora per il calcolo della parte in ebollizione nucleata è necessario un flusso termico q'' che sarà calcolato in prima approssimazione tenendo conto della sola componente in convezione forzata già calcolata come sopra descritto.

$$q'' = h(z)_{conv} \Delta T$$

Inoltre, la componente h_b richiede tutta una serie di valori di riferimento (di seguito specificati) o sperimentali desunti dal manuale stesso. Per i fluidi R404A e R448/449A non erano presenti alcuni valori che sono stati presi pari a quelli del fluido R134A poiché da tabella si è visto essere sostanzialmente simili per tutte le miscele refrigeranti.

$$h(z)_b = \alpha_0 C_F \left(\frac{q}{q_0} \right)^{n(p^*)} \left[2.692 p^{*0.43} + \frac{1.6 p^{*6.5}}{1 - p^{*4.4}} \right] \left(\frac{d_0}{d} \right)^{0.5} \left(\frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0.133} \left(\frac{m}{m_0} \right)^{0.25} \left[1 - p^{*0.1} \left(\frac{q}{q_{crPB}} \right)^{0.3} x \right]$$

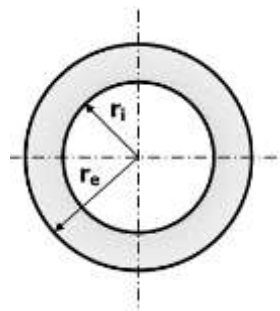
- $\alpha_0 = 3500 [W/m^2 K]$ da tabella per R134A solo per questo fluido
- $q_0 = 20000 [W/m^2]$ da tabella per R134A solo per questo fluido
- $CF = 0.789 (M/MH_2)^{0.11}$
- $M_{H_2} = 2.016 [kg/kmol]$ massa molare dell'idrogeno
- $n(p^*) = 0.9 - 0.36 p^{*0.13}$
- p^* pressione ridotta
- $d_0 = 0.01 [m]$
- $R_{a0} = 1 \times 10^{-6} [m]$ Rugosità superficiale di riferimento
- $R_a = 1 \times 10^{-6} [m]$ Rugosità superficiale di tipico tubo rame
- $G_0 = 100 [kg/m^2 s]$
- $q_{crPB} = 2.79 q_{cr0.1} p^{*0.4} (1 - p^*)$
- $q_{cr0.1} = 0.13 \Delta h v_0 \rho_{V0} 0.5 (\sigma_0 g (\rho_{L0} - \rho_{V0}))^{0.25}$
- Valori con pedice 0 calcolati a $p^* = 0.1$

3.7.3.2 Calcolo del coefficiente di conducibilità

Generalmente la resistenza di conducibilità risulta trascurabile rispetto alle altre per i tubi di rame o di acciaio, non sempre trascurabile nel caso di tubi in acciaio inox.

Nel caso qui in esame il materiale utilizzato è il rame, ottimo per la sua elevata conducibilità:

MATERIALE DEI TUBI		
Rame		
densità	8960	kg/m^3
conducibilità	401	W/m^2K



$$R_{cond} = \frac{1}{2\pi Lk} \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) = 2.0967 \times 10^{-5}$$

Dove:

- L = lunghezza del tubo
- k = conducibilità del tubo

3.7.3.3 Calcolo della resistenza di contatto tra aletta e parte del tubo

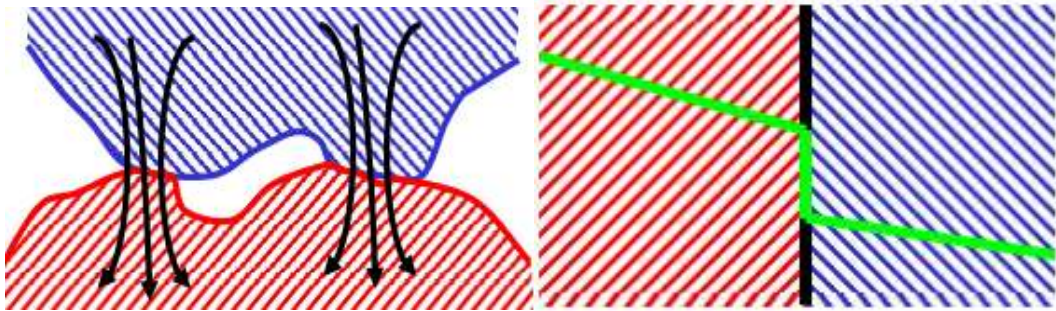


Figura 24 Contatto tra aletta e tubo

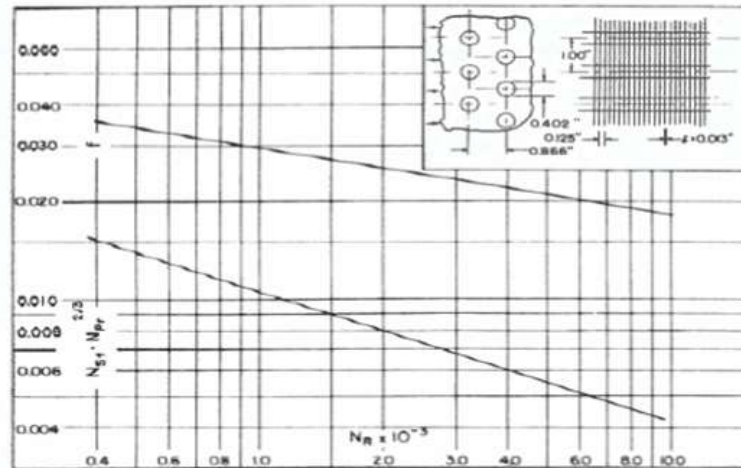
$$R_{cont} = \frac{1}{h_{cont,e} A_{0,e}}$$

Dove:

- $h_{cont,e} = 14000 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$ valore di riferimento;
- $A_{0,e}$ = corrisponde all'area esterna dei tubi.

3.7.3.4 Calcolo del coefficiente di convezione ed irraggiamento lato aria

Fig. 10-83. Finned circular tubes, surface 8.0-3/8T.
(Data of Trane Company.)



Tube outside diameter = 0.402 in.
 Fin pitch = 8.0 per in.
 Flow passage hydraulic diameter, $4r_h = 0.01192$ ft
 Fin thickness = 0.013 in.
 Free-flow area/frontal area, $\sigma = 0.534$
 Heat transfer area/total volume, $\alpha = 179$ ft²/ft³
 Fin area/total area = 0.913
 Note: Minimum free-flow area in spaces transverse to flow.

Figura 25 Grafico valori scambiatore compatto

$$Re = \frac{1}{h_{tf} A_i \Omega_i^*} = 0.00027 \left[\frac{K}{W} \right]$$

3.7.3.5 Le alette

L'estensione dell'area di scambio termico rispetto al tubo liscio può essere eseguita attraverso l'impiego di alette principalmente di due tipologie:

- circolari
- alette continue

Le alette continue sono generalmente piastre di alluminio di spessore sottile (in genere da 0.2 a 1 mm) ed opportunamente forate per consentire l'inserimento dei tubi.

$$Re = \frac{1}{h_e A_e \Omega_e^*}$$

La relazione sopra esposta, oltre al coefficiente e all'area di scambio termico, contiene anche l'efficienza della superficie estesa Ω_e^* che consente di valutare il contributo dell'area di scambio aggiunta tramite l'impiego di alette.

L'efficienza dell'aletta Ω si definisce 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.

Calcolo efficienza aletta

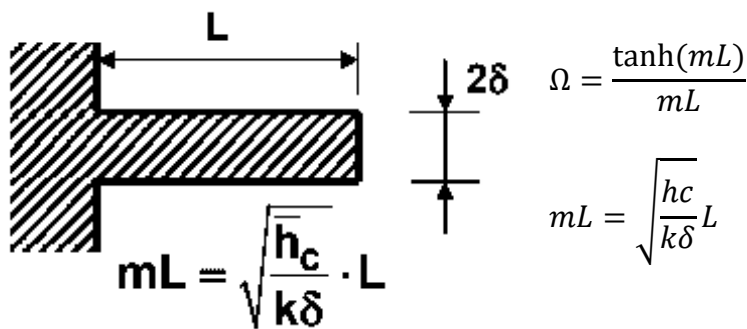


Figura 26 Aletta piana

Questa formulazione è valida per le alette piane; le batterie alettate partono da questa formulazione in funzione di una lunghezza equivalente:

$$Le = Lc \left[1 + 0.35 \ln \frac{re}{r2} \right]$$

$$m = \sqrt{\frac{h}{k\delta}}$$

$$re = \sqrt{\frac{ab}{\pi}}$$

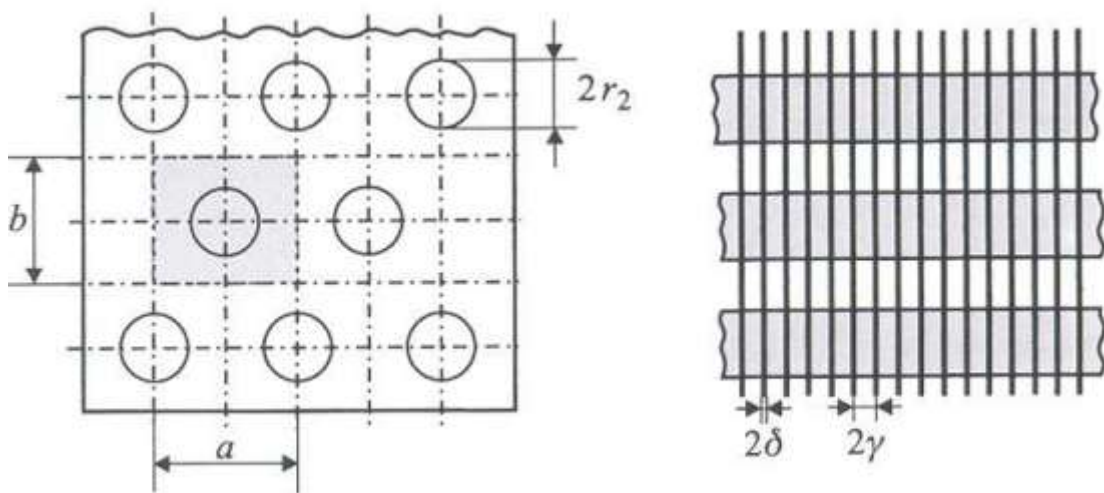


Figura 27 Alette continue

Inoltre, è necessario introdurre un'efficienza media che tenga conto sia delle superfici delle alette sia della superficie libera dei tubi poiché le alette non occupano tutta la superficie del tubo.

$$\Omega^* = \frac{\Omega Aa + At}{Aa + At} = \frac{\Omega Aa + At}{Atot}$$

In genere lo spazio tra le alette è tra 1.5 e 2.4 mm.

Le proprietà dell'alluminio necessarie al calcolo sono:

MATERIALE ALETTE
Alluminio

densità	2770	kg/m^3
conducibilità	237	W/m^2K

3.7.4 Il condensatore

Vista la necessità di progettare una camera climatica di piccole dimensioni, la scelta del condensatore è stata subito indirizzata verso uno scambiatore liquido/liquido, in particolar modo sugli scambiatori a piastre.

Caratteristiche scambiatori a piastre:

Lo scambiatore a piastre è uno scambiatore di calore a superficie in cui due fluidi a temperatura differente scambiano il loro contenuto termico attraverso delle piastre lavorate a rilievo e disposte l'una accanto all'altra, dove i due fluidi si interfacciano con flusso in controcorrente.

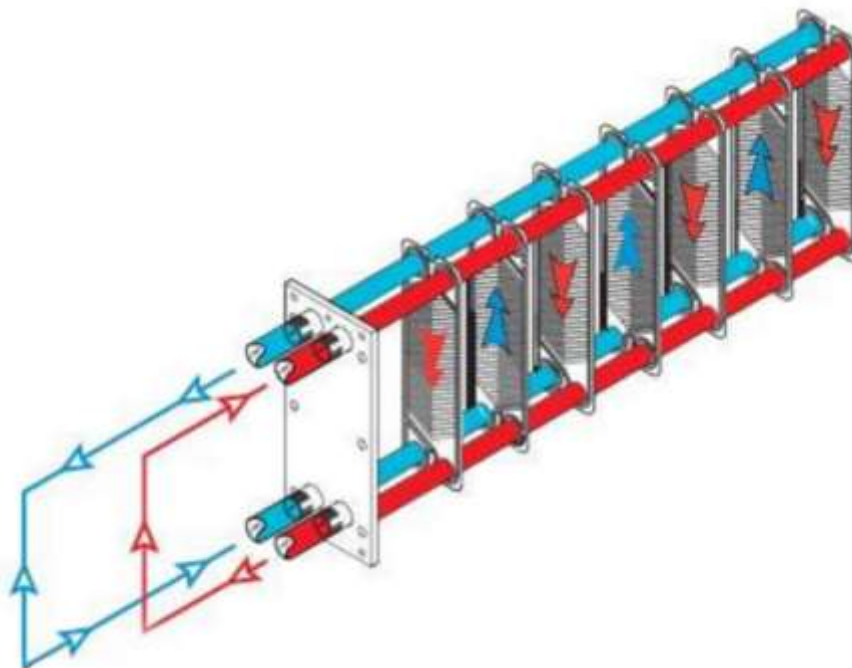


Figura 28 Flusso scambiatore a piastre

Lo scambiatore a piastre è costituito da una sequenza di piastre corrugate per aumentare la turbolenza dei fluidi, la superficie di scambio e la rigidità delle piastre stesse.

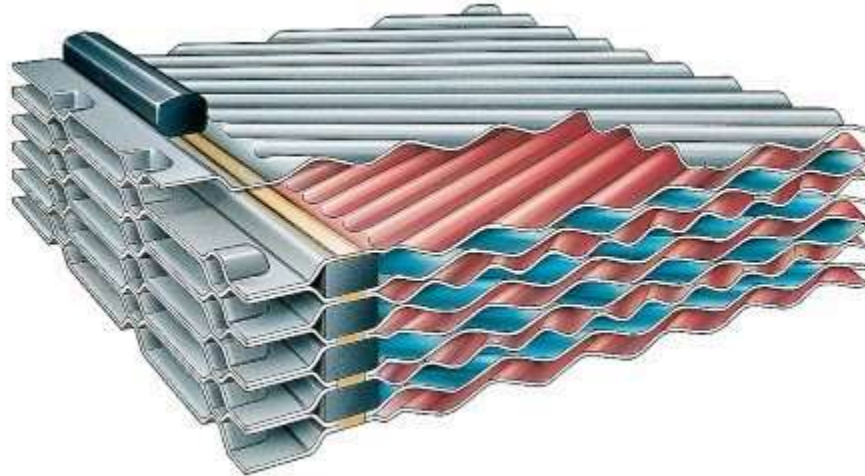


Figura 29 piastre corrugate

Gli scambiatori a piastre presentano i seguenti vantaggi:

- presentano una superficie di scambio elevata ottenendo, così, un alto valore del coefficiente di scambio termico: ciò permette di ottenere scambiatori di piccole dimensioni;
- grazie al loro alto coefficiente di scambio termico possono lavorare anche con differenze di temperature minime ($<1^\circ$);
- nel caso degli scambiatori a piastre ispezionabili, possono essere ampliati senza problemi ed è possibile eseguire manutenzione;
- possono sopportare temperature e pressioni di esercizio più basse;
- economicamente vantaggiosi, poiché poco costosi.



Figura 30 scambiatore a piastre ispezionabile

Gli svantaggi, invece, sono i seguenti:

- particolarmente sensibili allo sporco delle superfici di scambio;
per il dimensionamento è stato chiesto all'azienda Alfa Laval un componente per le necessità del ciclo frigorifero.

3.7.4 Valvole di espansione termostatiche e automatiche

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

Sono dei componenti capaci di portare il refrigerante dalla pressione di condensazione a quella di evaporazione.

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.

3.7.4.1 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.



Figura 31 Valvola di espansione automatica

Queste valvole a livello pratico rispetto alle valvole termostatiche presentano un problema dal punto di vista della regolazione; cercando, infatti, di mantenere la pressione di evaporazione costante vanno ad agire sull'organo di laminazione un numero elevato di volte causando l'usura del pezzo in tempi relativamente brevi.

3.7.4.2 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 32 Valvole di espansione termostatiche

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

3.7.5 Indicatori di liquido

Questi componenti sono progettati per essere installati in impianti di refrigerazione commerciale; il loro scopo è quello di consentire una verifica veloce delle condizioni del fluido frigorifero lungo la linea che collega il separatore di liquido 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 33 Spie di liquido

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 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 ed è necessaria la sostituzione del filtro disidratatore.

3.7.6 Separatore d'olio

Questo componente ha lo scopo di catturare ogni traccia d'olio presente nella linea di mandata e riportarla al compressore.



Figura 34 Separatore d'olio

Senza tale elemento, oltre a diminuire lo scambio termico negli scambiatori a causa della patina che si creerebbe sui tubi, ha il compito di mantenere sempre ben lubrificato il compressore.

3.7.7 Il filtro disidratatore

Il filtro disidratatore è un elemento posto subito dopo il ricevitore di liquido o separatore di liquido ed immediatamente prima degli indicatori di umidità.



Figura 35 Filtri disidratatori

Esso è caratterizzato da elementi in grado di assorbire l'umidità all'interno del fluido refrigerante mantenendo costanti le sue proprietà.

3.7.8 Elementi antivibranti

Elementi che hanno lo scopo di ridurre le vibrazioni lungo le linee di mandata e di aspirazione del compressore.



Figura 36 elementi antivibranti

Sono elementi smorzanti che riducono il rumore durante il funzionamento dell'impianto ed evitano che i tubi vadano in risonanza.

Vengono posti prima dell'aspirazione del compressore e dopo la mandata del compressore al fine di isolarlo.

3.7.9 Le tubazioni

La scelta del diametro dei tubi risulta essere un compromesso: all'aumentare, infatti, del diametro diminuiscono i costi di impianto in quanto diminuiscono le perdite di carico ma aumentano i costi dei tubi stessi.

Oltre a questa regola di mercato esistono delle 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 prevalentemente dallo sporcamento dei tubi.

La limitazione verso l'alto dipende da considerazioni funzionali legate:

- alla rumorosità;
- alle vibrazioni;
- alla possibilità di erosione;
- al colpo d'ariete.

Valori indicativi di limiti estremi di velocità normalmente assunti nel dimensionamento delle tubazioni dei circuiti frigoriferi sono:

- Linee di aspirazione 4,5-20 [m/s]
- Linee di mandata 10-18 [m/s]
- Linee di liquido <1.5 [m/s]

3.8 Dimensionamento del compressore.

Definite le varie tipologie dei compressori, la scelta è ricaduta sui compressori alternativi, dato l'elevato salto di pressione di cui necessita il ciclo frigorifero.

Il dimensionamento del compressore è stato fatto mediante un configuratore della Dorin, azienda produttrice di compressori per cicli frigoriferi.

Per quanto riguarda il ciclo monostadio per il fluido refrigerante R404a:



OFFICINE MARIO DORIN SINCE 1918
DORIN
INNOVATION

Modello: H3000CS - PAGE 1

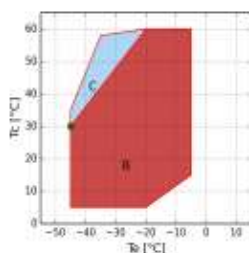
09/02/2020 - Dorin Software v. 19.03

Tutti i dati sono soggetti a cambiamento

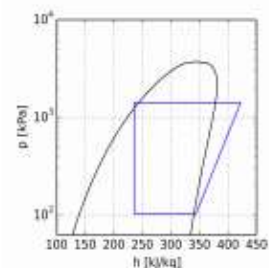
Calcoli - H

Input

Modello	H3000CS
Refrigerante	R404A
Temperatura evaporazione	-45.0 °C
Temperatura condensazione	30.0 °C
Temperatura di riferimento	Temp. di rugiada (dew temp.)
Surriscaldamento	5.0 K
Surriscald. uscita evap.	5.0 K
Sottoraffredd. del liquido	5.0 K
Tensione / fasi / frequenza	380-420 V / 3 / 50 Hz



B = Applicazione standard
C = Ventilatore su testa oppure max surrisc. 20K
* = Temp. di rugiada (dew temp.)



Calcolo prestazioni

	Condizioni standard	All'evaporatore	Al compressore
Resa frigorifera	11230 W	10200 W	10200 W
Potenza assorbita	8.79 kW	8.79 kW	8.79 kW
Calore al condensatore	20.01 kW	18.99 kW	18.99 kW
COP	1.28	1.16	1.16
Portata in massa	263.4 kg/h	331.1 kg/h	331.1 kg/h
Corrente assorbita	24.9 A	24.9 A	24.9 A
Temperatura di mandata	127.1 °C	73.2 °C	73.2 °C
Max corrente di funz.	60.0 A	60.0 A	60.0 A
Corr. rotore blocc.	245.0 A	245.0 A	245.0 A

Per quanto riguarda il ciclo bistadio scelto per aumentare il COP e rendere più sicuro e stabile il fluido frigorifero R448/449A il compressore è:



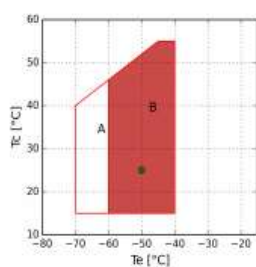
OFFICINE MARIO DORIN SINCE 1918
DORIN
 INNOVATION

Modello: 2S-H2000L - PAGE 1
 08/11/2019 - Dorin Software v. 19.03
 Tutti i dati sono soggetti a cambiamento

Calcoli - 2S_H

Input

Modello	2S-H2000L
Refrigerante	R449A
Temperatura evaporazione	-50.0 °C
Temperatura condensazione	25.0 °C
Temperatura di riferimento	Temp. di rugiada (dew temp.)
Surriscaldamento	5.0 K
Surriscald. uscita evap.	5.0 K
Sottoraffredd. del liquido	5.0 K
Tensione / fasi / frequenza	380-420 V / 3 / 50 Hz



A = Solo per modelli "L"
 B = Tutti i modelli
 • = Temp. di rugiada (dew temp.)

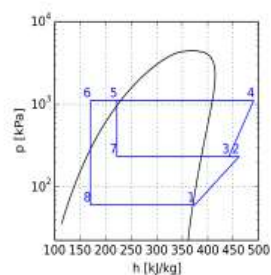


Figura 37 Dimensionamento compressore R448/449A



OFFICINE MARIO DORIN SINCE 1918

DORIN
INNOVATION

Modello: 2S-H2000L - PAGE 2

08/11/2019 - Dorin Software v. 19.03

Tutti i dati sono soggetti a cambiamento

Calcolo prestazioni

	Output
Resa frigorifera	11.04 kW
Resa frigorifera al compressore	11.04 kW
Potenza assorbita	8.59 kW
Corrente assorbita	18.8 A
Calore al condensatore	19.63 kW
COP	1.29
Portata in massa LP	194.1 kg/h
Portata in massa HP	315.4 kg/h
Pressione intermedia	2.3 bar
Temperatura intermedia (DEW)	-21.3 °C
Temperatura uscita liquido	-21.8 °C

Dati tecnici

N° cilindri LP	4	
N° cilindri HP	2	
Volume spostato LP @ 50 Hz	85,01	[m ³ /h]
Volume spostato HP @ 50 Hz	42,51	[m ³ /h]
Volume spostato LP @ 60 Hz	102,01	[m ³ /h]
Volume spostato HP @ 60 Hz	51,01	[m ³ /h]
Rapporto volumi LP / HP	2,00	
Rubinetto aspirazione	42 s.	[mm]
Rubinetto scarico	35 s.	[mm]
Carica olio	3,5	[kg]
Peso netto	237	[kg]

Figura 38 Dimensionamento compressore R448/449°

3.9 Dimensionamento dell'evaporatore

Dati necessari per il calcolo della correlazione Heat-Atlas:

- T temperatura di evaporazione = 228.15 [K]
- \dot{m} portata volumetrica = 85 [m³/h]
- A area = 0.00138 [m²]
- V velocità fluido refrigerante = 14.34 [m/s]
- μ gas = 9.18263×10^{-6} [kg/m s]
- μ liquido = 9.18263E - 05 [kg/m s]
- ρ gas = 2.72 [kg/m³]
- ρ liquido = 1359.9 [kg/m³]
- λ gas = 0.01109 [W/m K]
- λ liquido = 0.0951 [W/m K]
- C_p gas = 1322 [J/kg K]
- C_p liquido = 865 [J/kg K]
- Pr liquido = 0.835223098
- Pr gas = 1.094068966
- α_o = 3500 [W/m²K]
- hc media = 1539.470223 [W/m²K]
- Q = 7697.351114 [W/m²]
- Q_o = 20000 [W/m²]
- q_{crPB} = 97684.88401 [W/m²]
- q_{cr} = 203328.0448 [W/m²]
- C_f = 1.19270533

- $MR448a = 86.28 [Kg/kmol]$
- $Mh2 = 2.016 [Kg/kmol]$
- $n(p^*) = 0.695912908$
- $P^* = 0.012704174$
- $P_{cr} = 44.08 [bar]$
- $P_{evap} = 0.56 [bar]$
- $Ra = 0.000001 [m]$
- $Rao = 0.000001 [m]$
- $\sigma_0 = 0.0176 [N/m] \text{ o } [kg/s^2]$
- $g = 9.81 [m/s^2]$
- $do = 0.01 [m]$
- $g_0 = 100 [kg/m^2s]$
- $Hv_0 = 242390 [J/kg]$

Risultati della correlazione Heat-Atlas:

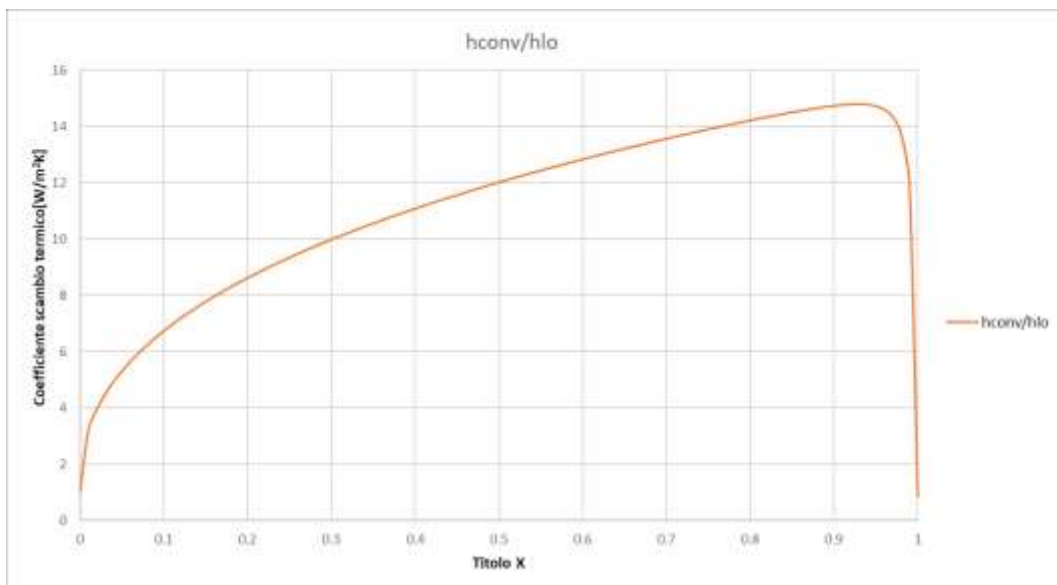


Figura 39 Grafico convezione Heat Atlas

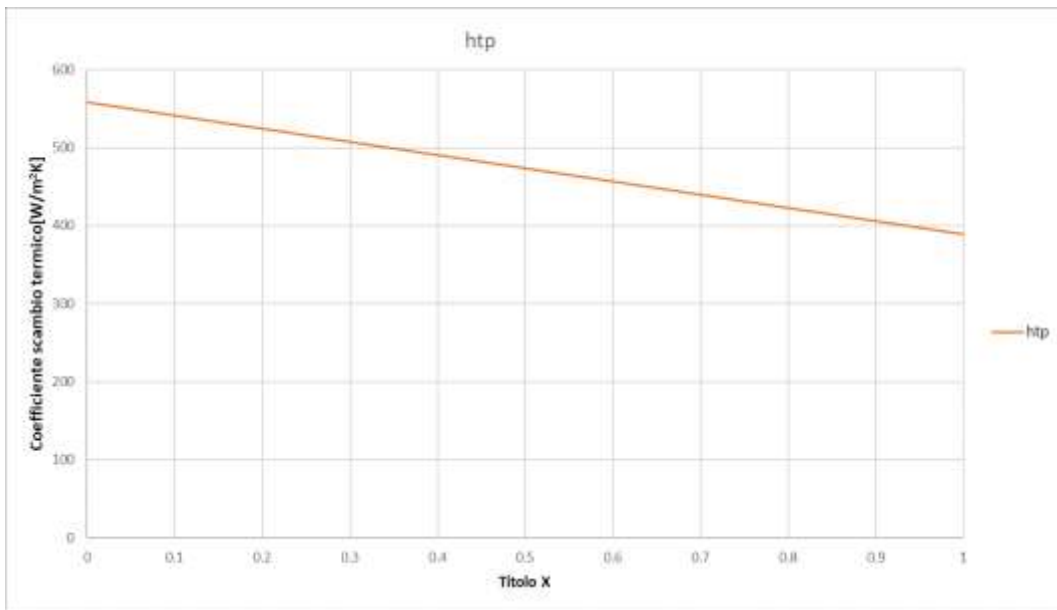


Figura 40 Grafico Two-phase

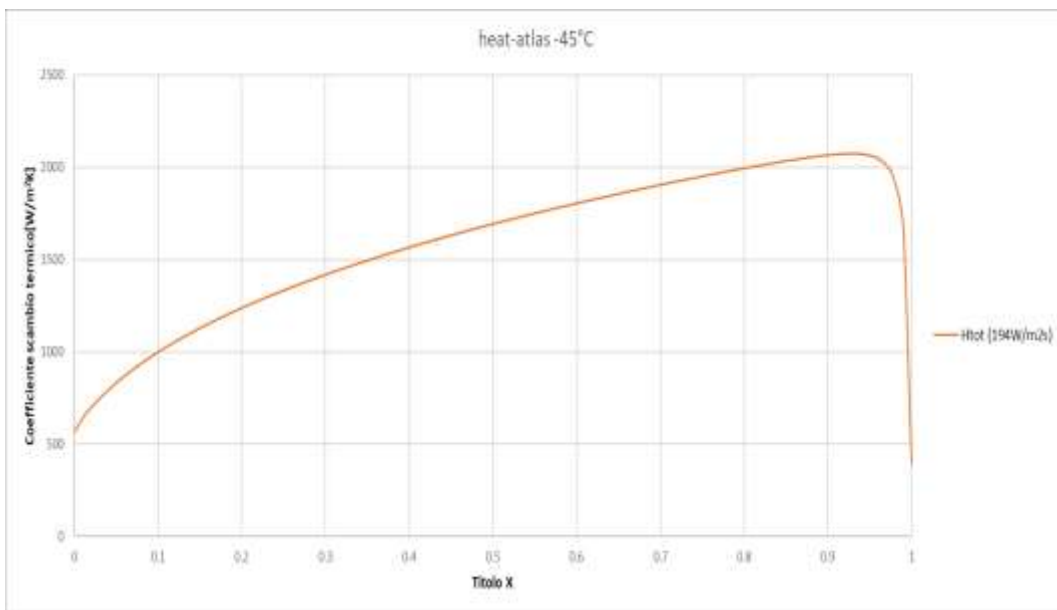


Figura 41 Coefficiente di scambio Heat-Atlas

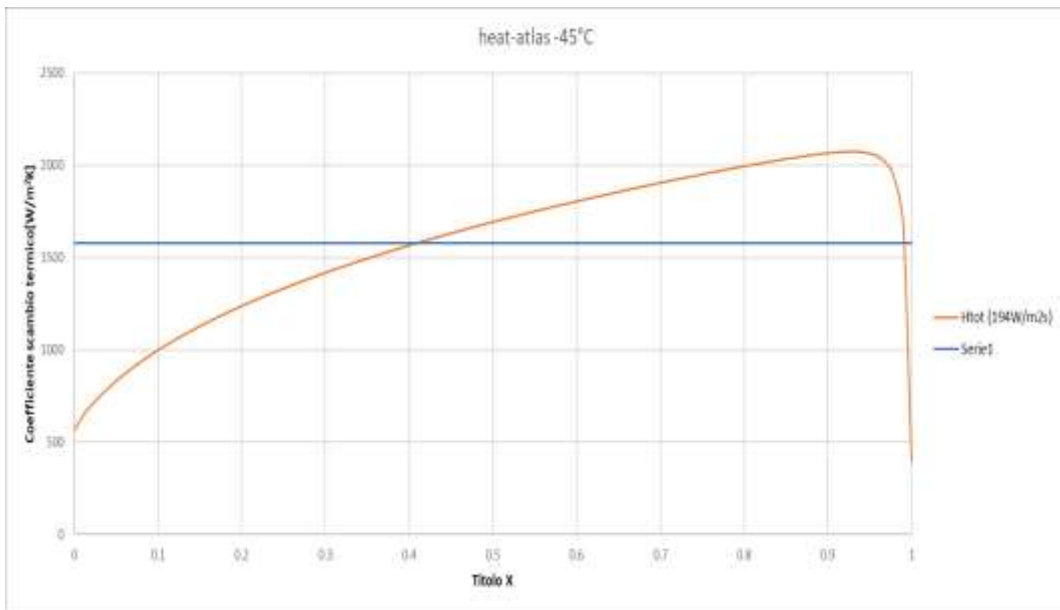


Figura 42 Coefficiente di scambio Heat-Atlas

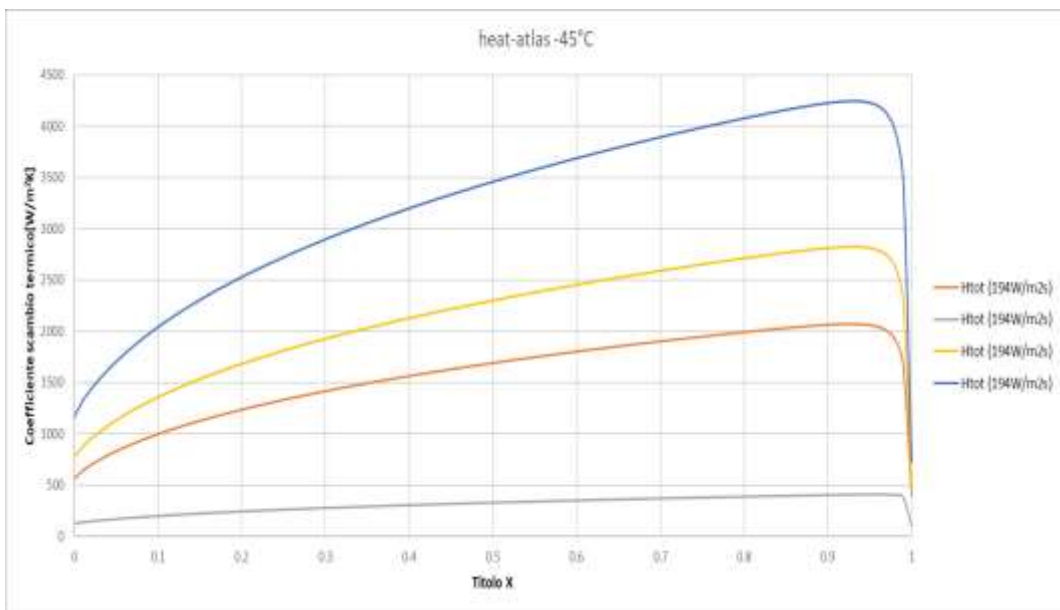


Figura 43 Coefficiente di scambio Heat-Atlas in funzione della portata massica

Dati necessari per il calcolo della correlazione Shah – Dittus Boelter:

- T temperatura di evaporazione = 228.15 [K]
- \dot{m} portata volumetrica = 85 [m³/h]
- A area = 0.00138 [m²]
- V velocità fluido refrigerante = 14.344449 [m/s]
- μ gas = 9.18263×10^{-6} [kg/m s]
- μ liquido = 9.18263E - 05 [kg/m s]
- ρ gas = 2.72 [kg/m³]
- ρ liquido = 1359.9 [kg/m³]
- λ gas = 0.01109 [W/m K]
- λ liquido = 0.0951 [W/m K]
- C_p gas = 1322 [J/kg K]
- C_p liquido = 865 [J/kg K]
- Pr liquido = 0.835223098
- Pr gas = 1.094068966

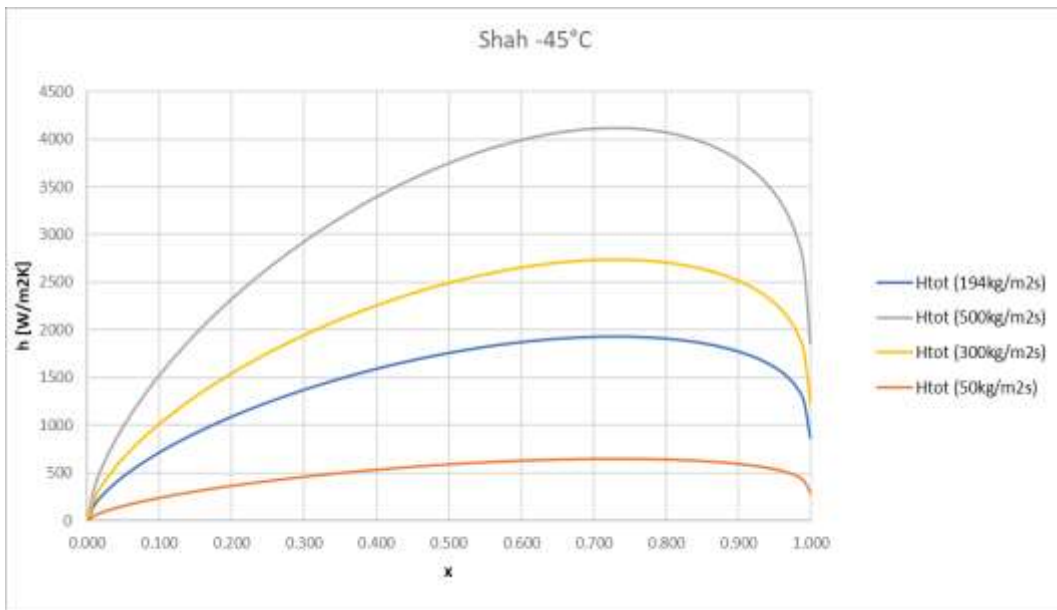


Figura 44 Grafico correlazione Shas

Confronto Shah e Heat Atlas:

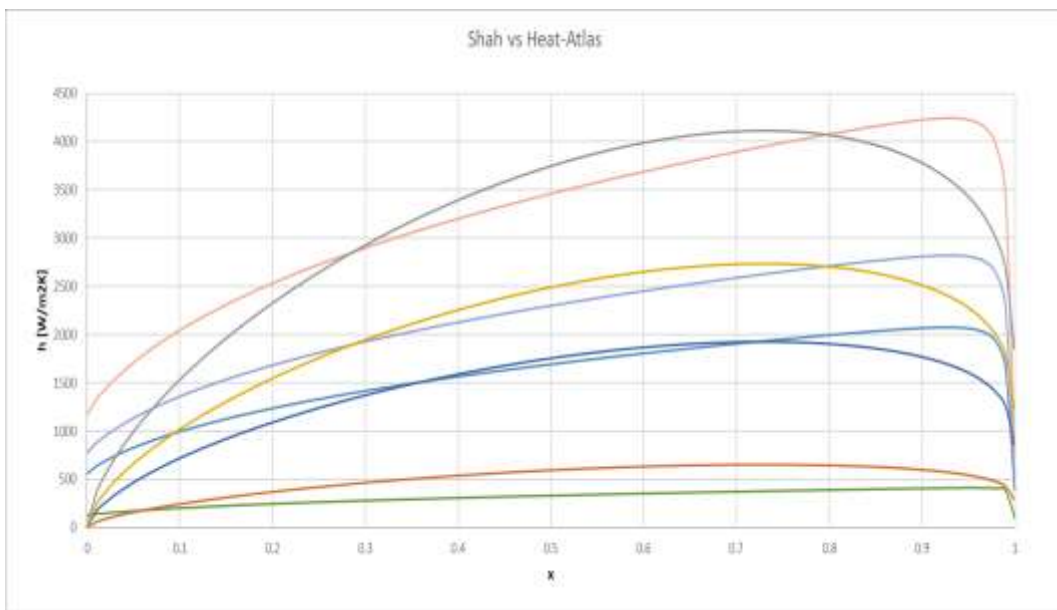


Figura 45 Confronto Shah Heat-Atlas

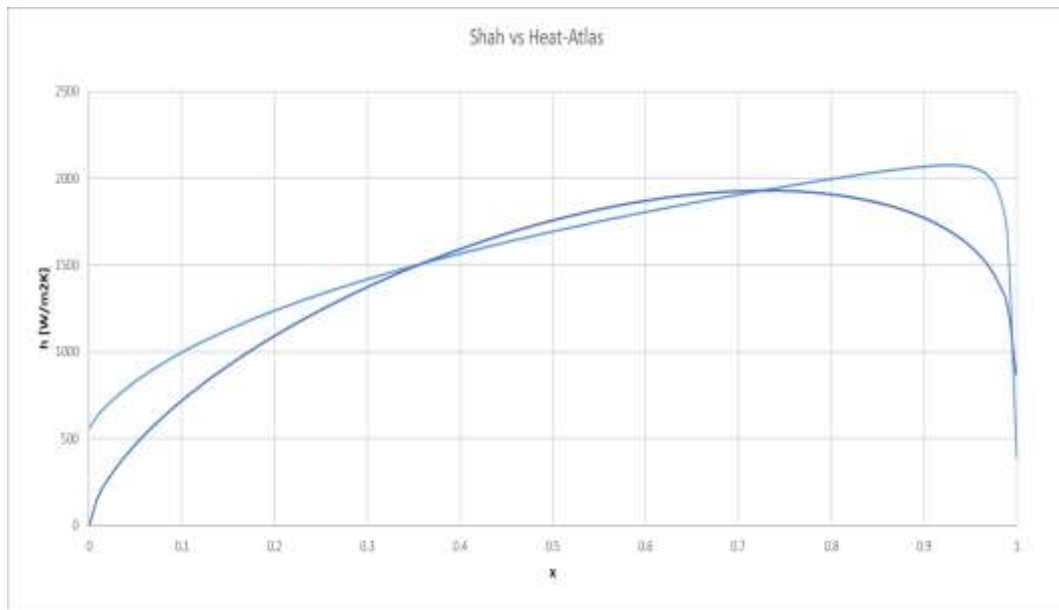


Figura 46 Confronto Shah e Heat-Atlas

Il valore del coefficiente unitario di scambio termico per convezione del lato refrigerante é:

$$h_{tf} \cong 1580 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Considerando il valore medio dei due metodi.

Con questo valore è possibile ricavare la resistenza per convezione ed irraggiamento sul lato refrigerante:

$$Ri = \frac{1}{h_{tf} A_i \Omega_i^*} = 0.00027 \left[\frac{K}{W} \right]$$

$$\Omega_i^* = 1 \text{ in assenza di alettatura}$$

Determinati i vari metodi per il calcolo della resistenza totale R_{tot} ed elencando qui di seguito di dati geometrici del nostro evaporatore, è possibile ricavare il valore di scambio termico dell'evaporatore.

- $Nt = 7$
- $Nr = 8$
- $Na = \frac{L}{2(\delta+\gamma)} = 251$
- $\delta = 0.25 [mm]$
- $\gamma = 1.5 [mm]$
- $B = 240 [mm]$
- $H = 420 [mm]$
- $L = 880 [mm]$
- $Dt = 15 [mm]$
- $Det = 15.85 [mm]$
- $Pt = 60 [mm]$
- $Pr = 30 [mm]$
- $V = 10000 [m^3/h]$
- $m = 194 [kg/h]$
- $Q_{camera} = 17.76 [KW]$

Da questi dati possiamo ricavare:

$$R_{tot} = 0.0004674 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

da questo valore è possibile ricavare lo scambio termico totale in funzione dell'area (UA)

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

È infine possibile calcolare il calore scambiato dallo scambiatore da eguagliare al calore da asportare dalla camera climatica variando i parametri geometrici e di flusso:

$$Q_{\text{evaporatore}} = UA\Delta T = 10697.13 [W]$$

$$Q_{\text{evaporatore}} \cong Q_{\text{camera}} \cong 10.5 [KW]$$

Risultando i valori dei calori equiparabili lo scambiatore è stato dimensionato correttamente.

Come ulteriore prova durante il periodo di tirocinio è stata inviata anche una richiesta all'azienda "Rivacold" per il dimensionamento dell'evaporatore.

Il risultato della commessa è stato:

Version		3.2.5
Cooling capacity	kW	10.219
COP	-	0.865
Refrigerant: R448A		
Mass flow rate	kg/h	321.6
Volumetric flow rate	m ³ /h	86.802
Pressure drops	bar	0.247
Total refrigerant charge	g	1134
Inlet condition		
Quality	-	0.513
Temperature	°C	-42.6
Pressure	bar	1.03
Saturation temperature (dew point)	°C	-39.6
Outlet condition		
Temperature	°C	-45
Pressure	bar	0.79
Saturation temperature (dew point)	°C	-45
Superheat	K	0
Secondary fluid: Air		
Altitude (Pressure)	m (Pa)	0 (101325)
Mass flow rate	kg/h	20847.6
Volumetric flow rate	m ³ /h	13770
Face velocity	m/s	10
Total pressure drops	Pa	597.83
Inlet condition		
Dry-bulb temperature	°C	-40
Wet-bulb temperature	°C	-40.037
Relative humidity	%	80
Pressure	Pa	101325
Outlet condition		
Dry-bulb temperature	°C	-41.7
Wet-bulb temperature	°C	-41.687
Relative humidity	%	89.3
Pressure	Pa	100727.2

Tabella 10 Evaporatore

Variable	Unit	Value
Finned coil height	mm	450
Finned coil depth	mm	260
Finned coil length	mm	850
Tubes number per row	-	18
Rows number	-	12
Tubes pitch	mm	25
Rows pitch	mm	21.65
Fin material		Aluminium
Fins pitch	mm	4
Frontal area	m ²	0.382
Air-side heat transfer area	m ²	48.336
Internal volume	cm ³	11576.5

Tabella 11 Evaporatore

In cui le potenze scambiate a parità di area di scambio termico corrispondevano anche se le geometrie dello scambiatore variavano dalla configurazione studiata analiticamente.

3.10 Dimensionamento del condensatore

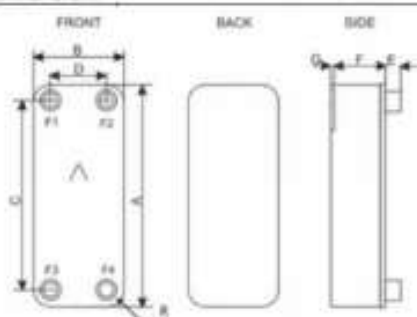
La scelta del condensatore è stata effettuata dall'Azienda Alfa Laval che, mediante il proprio configuratore, ha fornito il suddetto scambiatore.

CONDENSATORE - DISEGNO

SCAMBIATORE DI CALORE: ABZ26TH-50

DATI DI PROGETTO		LATO 1	LATO 2
Fluido		R449A (XP40)	Water
Tipo di flusso		Controcorrente	
Circuito		Interno	Esterno
Resa termica	kW		20,00
Temperatura entrata	°C	80,00	16,00
Temperatura di condensazione (rugada)	°C	25,00	
Sotto raffreddamento	K	3,00	
Temperatura uscita	°C	17,08	21,00
Portata	kg/h	305,7	3442
Portata del flusso condensato	kg/h	305,7	
DATI SCAMBIATORE		LATO 1	LATO 2
Superficie di scambio	m ²		3,02
Salto termico medio logaritmico	K		4,10
Coefficiente di scambio termico (calcolato/richiesto)	W/m ² ·°C		1630/1610
Perdita di carico - totale*	kPa	0,282	18,2
Pressione di uscita (liquido)	kPa	1110	
Numero di canali per passo		24	25
Numero di piatti			50
Sovradimensionamento	%		0
Fattore di sporcamento	m ² ·°C/kW		0,008
Diámetro della porta (sotto/sopra)	mm	24,0/24,0	24,0/24,0
Consigliato diámetro della connessione di ingresso	mm	9,60 - 21,5	
Consigliato diámetro della connessione di uscite	mm	6,99 - 14,0	
Numero di Reynolds			650,6
Entrata Velocità nella porta	m/s	4,05	2,12
Velocità nel canale	m/s	0,338	0,169
* Escluso il calo di pressione nelle connessioni			
TOTALI		LATO 1	LATO 2
Peso totale (nessuna connessione)*	kg		9,92 - 12,78
Volume intern (Interno Circuito)	dm ³		2,66
Volume intern (Esterno Circuito)	dm ³		2,78
Dimensioni della porta F1/P1	mm		24
Dimensioni della porta F2/P2	mm		24
Dimensioni della porta F3/P3	mm		24
Dimensioni della porta F4/P4	mm		24
Impronta di carbonio	kg		77,31
* Il peso dipende dai prodotti selezionati			

DIMENSIONI



A	mm	524 - 526 ±2
B	mm	117 - 119 ±1
C	mm	479 ±1
D	mm	72 ±1
E	mm	20 (opt. 45) ±1
F	mm	114,5 - 120,5 ±3%
G	mm	4 - 7 ±1
R	mm	22 - 23

Tabella 12 Condensatore a piastre

3.11 Dimensionamento valvola termostatica

Per il dimensionamento della valvola di espansione termostatica è stato scelto di utilizzare il configuratore della Danfoss inserendo al suo interno il fluido refrigerante e le condizioni operative:

TXV: TXV 2			
Condizioni di funzionamento			
Refrigerante:	R448A	Capacità frigorifera:	10,67 kW
Portata di massa linea:	191,0 kg/h	Capacità riscaldamento:	13,31 kW
Temperatura punto di rugiada evapora	-45,0 °C	Temperatura punto di rugiada condensa	25,0 °C
Pressione di evaporazione:	0,781 bar	Pressione di condensazione:	11,07 bar
Temperatura di evaporazione media:	-47,5 °C	Sottoraffreddamento:	5,0 K
Surriscaldamento utile:	5,0 K	Sottoraffreddamento aggiuntivo:	30,0 K
Surriscaldamento aggiuntivo:	0 K		
Temperatura mandata:	82,2 °C		
Impianto e linea:	<i>Impianto a espansione secca. Linea del liquido</i>		
Criteri di selezione:	<i>Carico: 100 %. Perdita carico distributore: 0 bar</i>		

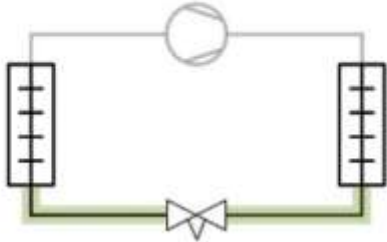


Tabella 13 Valvola di espansione termostatica

3.12 Dimensionamento Indicatori di umidità

Il dimensionamento di questo elemento è stato fatto mediante il configuratore della Danfoss inserendo i dati relativi al fluido refrigerante e alle sue condizioni di utilizzo.

Spia di liquido: Spia di liquido 1

Condizioni di funzionamento

Refrigerante:	R448A	Capacità frigorifera:	10,67 kW
Portata di massa linea:	194,0 kg/h	Capacità riscaldamento:	13,87 kW
Temperatura punto di rugiada evapora	-50,0 °C	Temperatura punto di rugiada condensa	25,0 °C
Pressione di evaporazione:	0,599 bar	Pressione di condensazione:	11,07 bar
Temperatura di evaporazione media:	-52,4 °C	Sottoraffreddamento:	5,0 K
Surriscaldamento utile:	5,0 K	Sottoraffreddamento aggiuntivo:	30,0 K
Surriscaldamento aggiuntivo:	0 K		
Temperatura mandata:	88,5 °C		

Impianto e linea: *Impianto a espansione secca. Linea del liquido*

Criteri di selezione: *Velocità: 1,00 m/s*

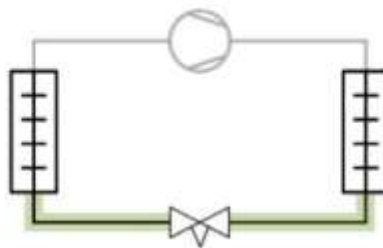


Tabella 14 Spia di liquido

3.13 Dimensionamento ricevitori di liquido

Lo scopo di questi componenti è di eliminare qualsiasi traccia di vapore all'uscita dal condensatore; tale componente è molto importante in quanto permette alla valvola termostatica di lavorare a pieno regime senza disturbi da parte del vapore.

Questo elemento viene dimensionato in funzione del refrigerante che circola all'interno dell'impianto.

In prima approssimazione, non conoscendo le distanze tra l'armadio ausiliario (stand alone), è stato deciso di optare per una soluzione a 25l, inconsiderazione del fatto che un tubo di mandata (liquido con densità 1350 kg/m³) di 10 m ed un diametro di 15mm tiene circa 4 litri di refrigerante.

L'azienda di riferimento in questo caso è la Danfoss ed il modello scelto è RV-L25



Figura 47 Ricevitori di liquido

3.14 Separatori d'olio nella linea di mandata

La scelta di questo componente viene fatta prettamente sulla base della portata massica del refrigerante.

Consultando le tabelle della Castel, il modello di separatore d'olio è il **5540/11**.

TABLE 3: Refrigerant flow capacity											
Catalogue Number	Catalogue Number of solder connections	R404A									
		Condensing temperature [°C]									
		+40					+50				
		Evaporating temperature [°C]					Evaporating temperature [°C]				
		-40	-30	-20	-10	+5	-40	-30	-20	-10	+5
5540/4	-	8,6	7,2	7,9	8,5	9,4	6,8	7,6	8,3	9,1	10,2
5540/5		13,2	14,5	15,8	17,1	18,8	13,6	15,1	16,7	18,2	20,4
5540/7		16,5	18,1	19,7	21,3	23,5	17,0	18,9	20,8	22,8	25,5
5540/9		19,8	21,7	23,7	25,6	28,2	20,3	22,7	25,0	27,3	30,6
5540/11		23,1	25,3	27,6	29,9	32,9	23,7	26,5	29,1	31,9	35,7
5540/13		37,6	41,2	45,0	48,6	53,6	38,7	43,1	47,5	52,0	58,2
5540/M42		47,0	51,5	56,3	60,8	67,0	48,3	53,9	59,4	65,0	72,7
5540/17											
5520/C	5590/5	13,2	14,5	15,8	17,1	18,8	13,6	15,1	16,7	18,2	20,4
	5590/7	16,5	18,1	19,7	21,3	23,5	17,0	18,9	20,8	22,8	25,5
5520/D	5590/9	19,8	21,7	23,7	25,6	28,2	20,3	22,7	25,0	27,3	30,6
	5590/11	23,1	25,3	27,6	29,9	32,9	23,7	26,5	29,1	31,9	35,7
5520/E	5590/13	26,4	28,9	31,6	34,1	37,8	27,1	30,3	33,3	36,5	40,8
	5590/M42										

Tabella 15 Separatore d'olio

3.15 Dimensionamento filtro disidratatore

La scelta del filtro disidratatore viene fatta in funzione della portata massica del refrigerante e del diametro delle tubazioni; per semplificare il dimensionamento anche in questo caso viene incontro il configuratore della Danfoss:

Filtro disidratatore: Filtro disidratatore 1			
Condizioni di funzionamento			
Refrigerante:	R448A	Capacità frigorifera:	10,67 kW
Portata di massa lineare:	191,0 kg/h	Capacità riscaldamento:	13,31 kW
Temperatura punto di rugiada evapora:	-45,0 °C	Temperatura punto di rugiada condensa:	25,0 °C
Pressione di evaporazione:	0,781 bar	Pressione di condensazione:	11,07 bar
Temperatura di evaporazione media:	-47,5 °C	Sottoraffreddamento:	5,0 K
Surriscaldamento utile:	5,0 K	Sottoraffreddamento aggiuntivo:	30,0 K
Surriscaldamento aggiuntivo:	0 K		
Temperatura mandata:	82,2 °C		
Impianto e linea:	Impianto a espansione secca. Linea del liquido		
Criteri di selezione:	Velocità: 1,00 m/s		

Tabella 16 Filtro disidratatore

3.16 Circuito reale impianto frigorifero

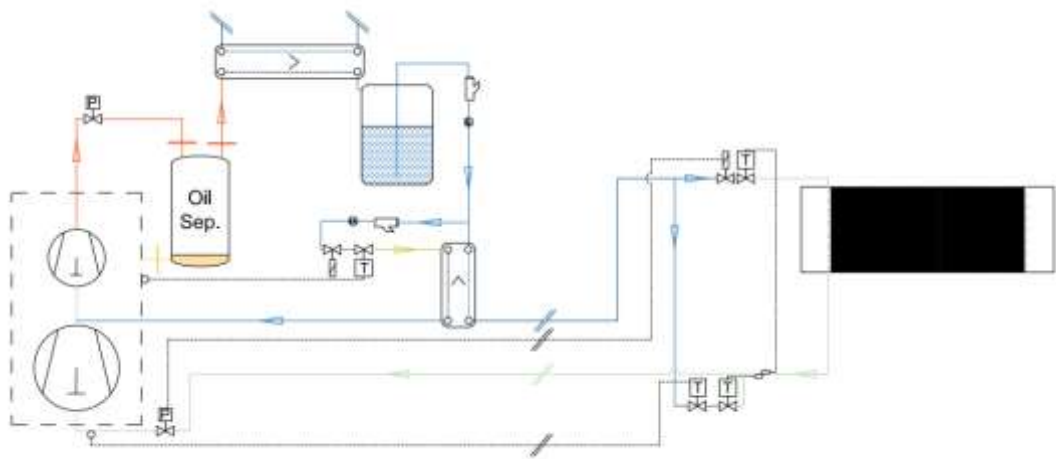


Figura 48 Circuito reale ciclo frigorifero

L'impianto realizzato oltre a portare la camera interna a -40°C deve anche poter resistere a temperature che superano i 150°C .

Per poter incrementare le temperature all'interno della camera è stato inserito uno scambiatore affianco all'evaporatore.

Questo scambiatore è attraversato da un fluido diatermico che viene riscaldato da resistenze elettriche immerse; il tutto viene movimentato da una pompa volumetrica a pistoncini.

Durante il riscaldamento della camera climatica il fluido frigorifero rischia di superare le condizioni critiche del fluido refrigerante: è proprio per questo motivo che vengono messe in atto delle precauzioni:

1. il fluido refrigerante viene fatto condensare e conservato all'interno del ricevitore di liquido in modo tale da evitare problematiche durante il raggiungimento e il superamento della temperatura critica da parte della camera;

2. a questo punto l'impianto del ciclo frigorifero risulta essere vuoto permettendo all'impianto dello scambiatore ad alte temperature di agire indisturbato.

Un altro problema si presenta, invece, quando vi è la necessità di far ricircolare il fluido frigorifero all'interno dell'evaporatore che, a causa della sua inerzia termica, si trova ancora ad elevate temperature.

Per venire incontro a questo problema sono state installate all'interno dell'impianto frigorifero sia una valvola di espansione termostatica sia una valvola di intercettazione per regolare il flusso.

Infatti, come è possibile vedere dalla figura [48], prima dell'evaporatore, nella linea di mandata è presente un bypass controllato da una valvola a solenoide; questa valvola entra in funzione quando le temperature in aspirazione al compressore sono troppo elevate.

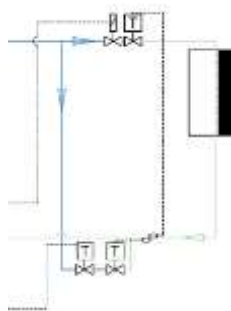


Figura 49 Bypass circuito reale

L'apertura della valvola a solenoide permette il passaggio del fluido frigorifero all'interno di una valvola di espansione termostatica che, abbassando la temperatura della linea di aspirazione, rende le condizioni stabili ed accettabili per il funzionamento del compressore.

Questi sono i principali aspetti da considerare in un ciclo frigorifero che è soggetto anche ad alte temperature nell'ambiente di riferimento.

Capitolo 4: Analisi transitorio termico e simulazioni CFD

Una volta dimensionato il ciclo frigorifero, la seconda parte della tesi si concentra sullo studio dello scambio termico tra l'aria posta in temperatura dagli scambiatori precedentemente dimensionati ed i componenti da testare.

L'analisi di transitorio termico effettuata in maniera analitica si basa sullo studio a parametri concentrati di un elemento con coefficiente convettivo noto, cioè calcolabile mediante formule empiriche.

$Bi = \frac{h Lc}{\lambda}$ è un numero puro caratteristico dei transitori termici detto numero di Biot; rappresenta il rapporto (adimensionale) tra la quantità di calore scambiato superficialmente e la quantità di calore scambiato all'interno. Poiché nello studio di un sistema a parametri concentrati si ipotizza una distribuzione di temperatura uniforme – cosa che si verifica solo quando la resistenza termica del corpo alla conduzione di calore è nulla – lo studio di un sistema a parametri concentrati è esatto quando $Bi = 0$ ed è approssimato quando $Bi > 0$. Si ritiene in generale applicabile se comunque si ha $Bi < 0,1$.

4.1 Convezione forzata:

Il meccanismo di scambio termico convettivo tra il corpo e l'aria risulta generato da due meccanismi che operano insieme:

- Un primo apporto è legato alla conduzione;
- Un secondo apporto è legato al moto del fluido.

$$h = h(c_{p,f}, \lambda_f, geometria, v_{\infty}, \rho, \mu, T)$$

Questo coefficiente di scambio termico convettivo ricava un calore Q_c tale che:

$$Q_c^* = h \Delta T$$

in cui l'asterisco indica il flusso di calore specifico.

Questo valore va eguagliato al calore della conduzione sul corpo solido:

$$Q_k^* = m c_p \Delta T$$

4.1.1 Studio del coefficiente di scambio convettivo su lastra piana

Per ricavare il coefficiente di scambio convettivo bisogna partire dallo studio del flusso sul corpo.

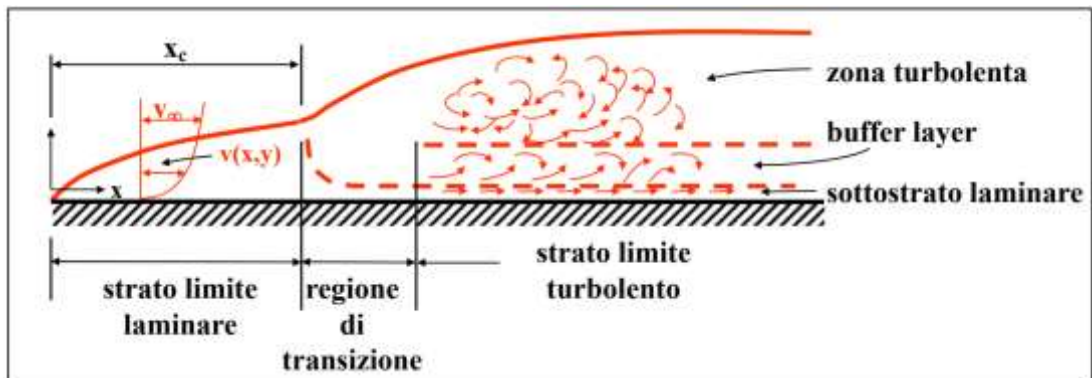


Figura 50 Strato limite del flusso

Il flusso presenta una transizione dei vari strati dovuta all'effetto di due diverse tipologie di forze:

- Forze di inerzia;
- Forze viscosive.

Il confronto tra queste due forze permette di ottenere il numero di Reynolds – numero adimensionale poiché definito dal rapporto di due forze.

$$Re = \frac{v_{\infty} L \rho}{\mu} = \frac{\text{forze di inerzia}}{\text{forze viscosive}}$$

Questo valore mi permette di comprendere in che tipologia di strato ci si trova, se turbolento o laminare.

Il passaggio tra questi due strati viene determinato dal Reynolds critico pari a:

$$Re_{cr} = 3,5 \times 10^5$$

Analogamente allo strato limite della velocità è definibile lo strato limite termico:

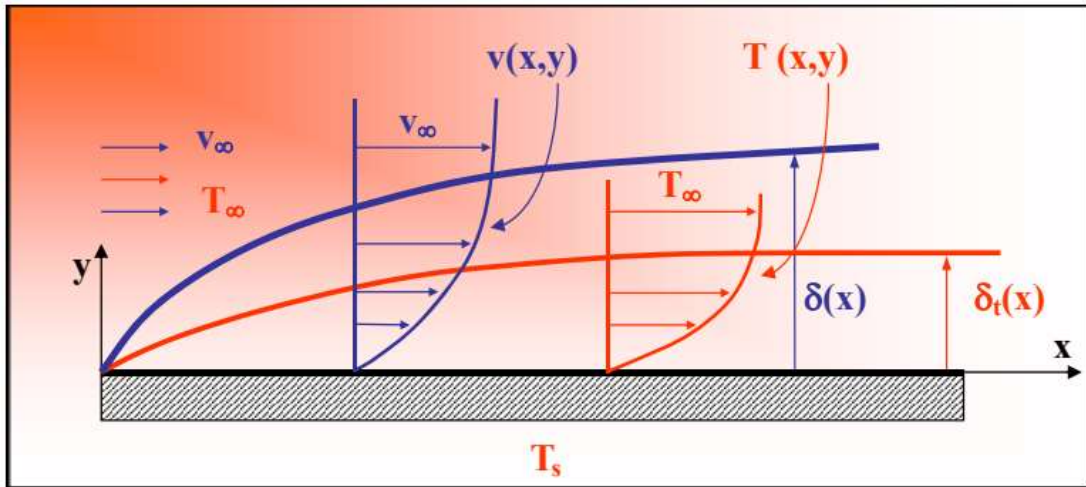


Figura 51 Strato limite termico

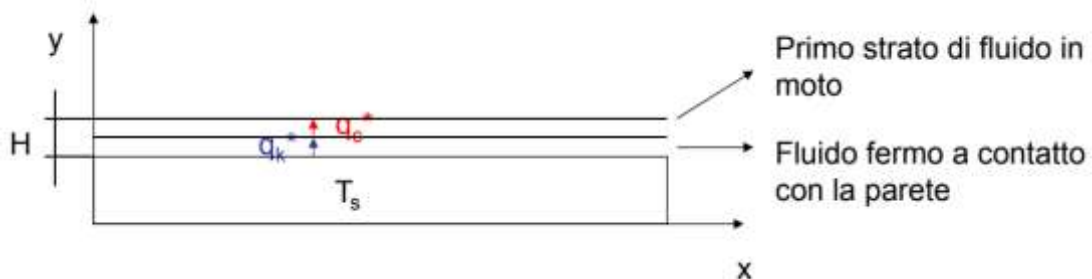
Mediante questo si vuole identificare la zona del fluido che risente del fatto che la lastra si trova ad una temperatura diversa da quella del fluido indisturbato.

La tipologia di fluido che determina la convezione viene determinata mediante il numero di Prandtl:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} = \frac{\text{diffusività molecolare della quantità di moto}}{\text{diffusività molecolare termica}}$$

Studiando il sistema al caso stazionario e prendendo in esame la parete dove avviene lo scambio termico e dove vale la relazione $v = 0$ allora si può dire che:

$$Q_c^* = Q_k^*$$



Partendo da questa ipotesi è possibile ricavare il numero di Nusselt che si identifica come il rapporto tra i due calori:

$$Nu = \frac{Q_c^*}{Q_k^*} = \frac{hH}{\lambda}$$

La quale è possibile semplificare mediante una relazione sperimentale:

$$Nu = a Re^b Pr^c$$

da cui è possibile ricavare il coefficiente di scambio termico h, inserendo Nu nella precedente formula.

I valori dei coefficienti a, b e c sono stati ricavati sperimentalmente:

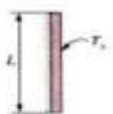


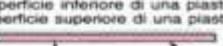
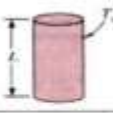


Geometria	Lunghezza caratteristica δ	Campo di Ra	Numero di Nusselt
Piastra verticale 	L	$10^4 + 10^6$ $10^4 + 10^9$ Campo intero	$Nu = 0.59 Ra^{1/4}$ (13.9) $Nu = 0.1 Ra^{1/3}$ (13.10) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (13.11) (complessa ma più accurata)
Piastra inclinata 	L		Usare le equazioni della piastra verticale come primo grado di approssimazione Sostituire g con g cos theta per Ra < 10^7
Piastra orizzontale (Area della superficie A e perimetro p) a) Superficie superiore di una piastra calda (o superficie inferiore di una piastra fredda)  b) Superficie inferiore di una piastra calda (o superficie superiore di una piastra fredda) 	A/p	$10^4 + 10^7$ $10^7 + 10^{11}$ $10^6 + 10^{11}$	$Nu = 0.54 Ra^{1/4}$ (13.12) $Nu = 0.15 Ra^{1/3}$ (13.13) $Nu = 0.27 Ra^{1/4}$ (13.14)
Cilindro verticale 	L		Un cilindro verticale può essere trattato come una piastra verticale quando $D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$ (13.15)
Cilindro orizzontale 	D	$10^4 + 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{3/4}]^{1/4}} \right\}^2$ (13.16)
Sfera 	$\frac{1}{2} \pi D$	$Ra \leq 10^{11}$ (Pr ≥ 0.7)	$Nu = 2 + \frac{0.589 Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{3/4}]^{1/4}}$ (13.17)

Tabella 17 Coefficienti Nusselt

Seguendo questo schema è stato possibile ricavare il coefficiente di scambio termico e con esso il calore scambiato con il pezzo.

In questo caso è stata preso in esame una lastra di appoggio in acciaio inox della camera larga 400mm lunga 400mm e alta 20mm.

La variazione del calore sul pezzo è stata studiata prendendo un intervallo di tempo ed iterandolo.

t[s]	DT[s]	K	°C	Re	Nu	h [W/m ² /k]
1	50	360.65	87.50	255146	0	0
51	50	360.65	87.50	255146	701.258886	44.3195329
101	50	362.60	89.45	252753.4	695.993008	44.20074721
151	50	364.49	91.34	250476.5	690.972476	44.08716277
201	50	366.31	93.16	248307.9	686.182397	43.97849011
251	50	368.08	94.93	246240.9	681.609052	43.87446042
301	50	369.78	96.63	244269.4	677.239775	43.77482376
351	50	371.43	98.28	242387.6	673.062861	43.67934738
401	50	373.02	99.87	240590.3	669.067467	43.58781424
451	50	374.56	101.41	238872.8	665.243542	43.50002176
501	50	376.05	102.90	237230.3	661.581747	43.41578053
551	50	377.49	104.34	235658.8	658.073399	43.33491331
601	50	378.89	105.74	234154.4	654.710409	43.25725407
651	50	380.24	107.09	232713.5	651.485235	43.18264703
701	50	381.54	108.39	231332.8	648.390834	43.11094599
751	50	382.81	109.66	230009	645.420622	43.0420135
801	50	384.03	110.88	228739.2	642.568436	42.97572027
851	50	385.22	112.07	227520.8	639.828503	42.91194455
901	50	386.36	113.21	226351.2	637.195405	42.85057158
951	50	387.48	114.33	225227.9	634.664055	42.79149312

Tabella 18 Coefficiente di scambio termico convettivo

Questi sono i valori del coefficiente di scambio termico; mediante lo stesso è stato calcolato il tempo che impiega la lastra ad arrivare in temperatura.

corpo				aria				
Qcorpo [W]	Ti_corpo [K]	Tf_corpo [K]	Tcorpo [°C]	Qaria [W]	\dot{m}_{aria}	Tinaria [K]	Toutaria [K]	Taria [°C]
0.00	298.15	298.15	25.00	0	2.7161	423.1500	423.1500	150.00
886.39	298.15	302.06	25.00	-886.39	2.7161	423.1500	422.8265	149.68
856.39	302.06	305.83	28.91	-856.3929	2.7015	422.8265	422.8358	149.69
827.57	305.83	309.48	32.68	-827.5735	2.6875	422.8358	422.8449	149.69
799.87	309.48	313.00	36.33	-799.8741	2.6741	422.8449	422.8537	149.70
773.24	313.00	316.41	39.85	-773.24	2.6613	422.8537	422.8622	149.71
747.62	316.41	319.70	43.26	-747.6202	2.6491	422.8622	422.8705	149.72
722.97	319.70	322.89	46.55	-722.9668	2.6373	422.8705	422.8785	149.73
699.23	322.89	325.97	49.74	-699.2348	2.6261	422.8785	422.8864	149.74
676.38	325.97	328.95	52.82	-676.382	2.6153	422.8864	422.8940	149.74
654.37	328.95	331.83	55.80	-654.3688	2.6049	422.8940	422.9013	149.75
633.16	331.83	334.62	58.68	-633.1577	2.5950	422.9013	422.9085	149.76
612.71	334.62	337.32	61.47	-612.7135	2.5854	422.9085	422.9155	149.77
593.00	337.32	339.94	64.17	-593.0029	2.5762	422.9155	422.9222	149.77
573.99	339.94	342.46	66.79	-573.9945	2.5674	422.9222	422.9288	149.78
555.66	342.46	344.91	69.31	-555.6586	2.5589	422.9288	422.9352	149.79
537.97	344.91	347.28	71.76	-537.967	2.5508	422.9352	422.9414	149.79
520.89	347.28	349.58	74.13	-520.8931	2.5430	422.9414	422.9474	149.80
504.41	349.58	351.80	76.43	-504.4117	2.5354	422.9474	422.9533	149.80
488.50	351.80	353.95	78.65	-488.4987	2.5281	422.9533	422.9589	149.81

Tabella 19 Temperature corpo e aria

Da tali valori sono stati estrapolati questi grafici:

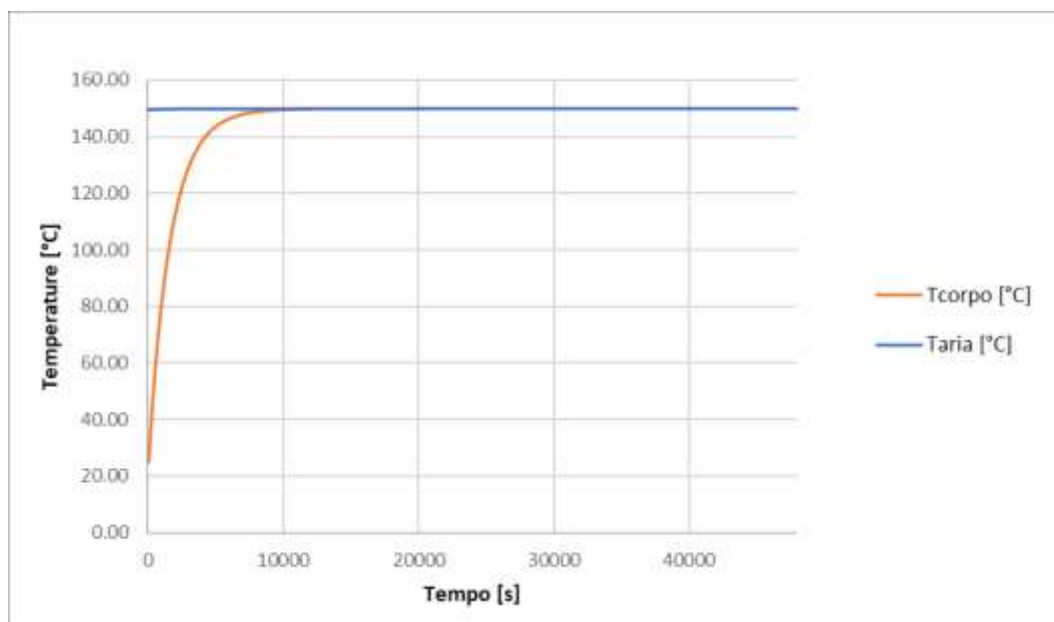


Figura 52 Grafico transitorio termico del corpo

in cui il corpo per arrivare alla temperatura impostata impiegava circa 14000s pari a 233 minuti.

Per la validazione di questo studio analitico sono state effettuate delle simulazioni di fluidodinamica computazionale (CFD).

Lo studio viene fatto per comprendere come il flusso d'aria proveniente dagli scambiatori riesce ad interagire con il corpo da riscaldare.

Mediante le simulazioni è stato, infatti, possibile studiare il coefficiente di convezione forzata, il quale è stato successivamente inserito in un transitorio termico.

4.2 Cenni di fluidodinamica computazionale

La fluidodinamica computazionale (CFD) è un metodo che utilizza l'analisi numerica per lo studio e la risoluzione dei problemi di fluidodinamica mediante l'utilizzo del computer.

Il principale utilizzo della CFD è quello di risolvere le equazioni di Navier-Stokes e le equazioni ad esse collegate.

La risoluzione analitica di queste equazioni è fattibile solamente in casi di flussi laminari e geometrie semplici, mentre lo svolgimento di casi reali, caratterizzati frequentemente da flussi turbolenti, richiedono un approccio numerico.

Le equazioni di Navier-Stokes sono operazioni dall'elevato costo computazionale e per questo motivo sono stati sviluppati metodi via via più raffinati, basati su modelli di:

- Simulazione Numerica Diretta (DNS): questo approccio si basa sulla discretizzazione dello spazio ed il tempo con griglie della dimensione voluta, eseguendo i calcoli su di esse; un metodo molto preciso ed accurato, ma dal costo computazionale molto elevato;
- Equazioni mediate alla Reynolds (RANS): si basano su un'ipotesi semplificativa nella quale è possibile vedere il moto turbolento come somma

di un moto medio e della sua fluttuazione nel tempo. Il costo computazionale viene notevolmente ridotto poiché le grandezze di partenza vengono mediate in un certo intervallo di tempo permettendo di ottenere scale del moto medio notevolmente maggiori rispetto a quelle del moto turbolento;

- Large Eddy Simulation (LES): consiste nel calcolare numericamente il comportamento delle scale turbolente più grandi e modellare opportunamente le scale più piccole.

Una base importantissima della fluidodinamica computazionale è la discretizzazione del dominio in analisi.

L'interno di tale dominio viene suddiviso in tanti volumi elementari, quindi tramite la forma integrale delle equazioni del problema considerato vengono scritte le relazioni che intercorrono tra i vari volumetti confinanti così da poter essere risolte per via numerica con l'ausilio del calcolatore. L'approssimazione risiede nel fatto che tali volumetti hanno dimensione finita e non infinitesima.

Le impostazioni utilizzate per le simulazioni si basano sulla discretizzazione agli elementi finiti, un metodo molto costoso dal punto di vista computazionale ma molto preciso, il quale permette di trovare anche grandezze locali e non solo integrali.

Si deve tenere presente che dalla "bontà" della discretizzazione spaziale del dominio di calcolo, cioè dalla grandezza dei singoli elementi, dipende:

- la convergenza della soluzione numerica
- l'accuratezza dei risultati

Di qui la necessità di avere maggiore controllo sulla costruzione della griglia di calcolo.

Gli elementi creati sono disponibili in quattro differenti tipologie distinte in funzione della loro forma come si vedrà anche nella figura [53]

- Tetraedrica
- Esagonale
- Prismatica
- Piramidale

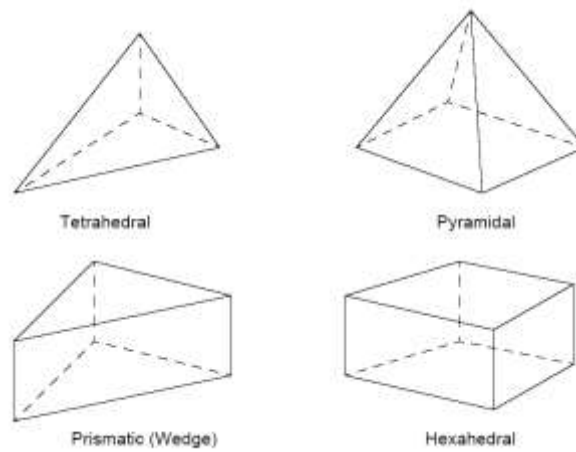


Figura 53 forma elementi mesh

Tutto questo lavoro di discretizzazione si basa su una strategia molto semplice riassunta nella figura [54].

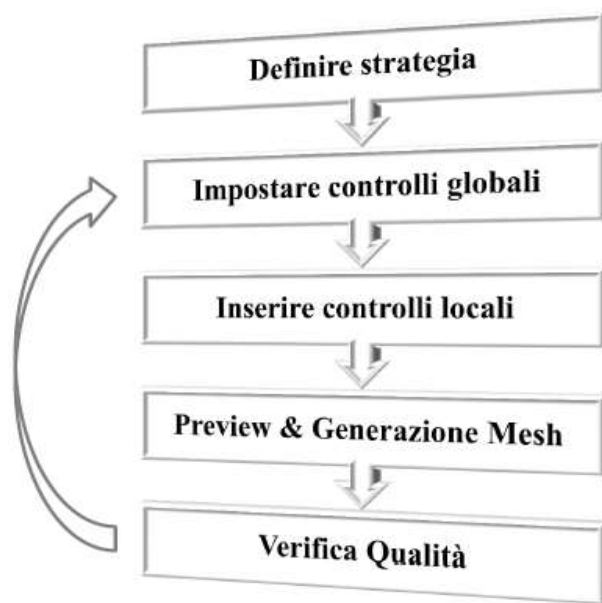


Figura 54 strategia di creazione della Mesh

Una volta eseguito il mesh ed inserite le condizioni al contorno, le quali saranno successivamente trattate con più attenzione, si passerà alla risoluzione per analisi numerica del problema.

L'integrazione iterativa - metodo di risoluzione dell'analisi numerica - fra i risultati dell'analisi fluidodinamica ad elementi finiti, permette di valutare non solo gli effetti dei flussi attorno ai solidi, ma anche le loro deformazioni, permettendo di studiare approfonditamente anche effetti variabili nel tempo.

Questo metodo iterativo, alla base del programma Star-ccm+, si arresta una volta raggiunta la convergenza dei risultati.

Essa si ottiene quando l'errore della soluzione approssimata è inferiore ad una tolleranza desiderata; in tal caso l'errore è una quantità incognita: è proprio questo il motivo per cui entrano in gioco gli stimatori dell'errore a posteriori. Uno di questi è proprio il residuo, che permette di far convergere il metodo iterativo ad un risultato il quanto più veritiero possibile.

Nel caso in cui, in una soluzione ideale, si utilizzasse una discretizzazione del solido infinitamente piccolo, il risultato dei residui tenderebbe a zero e i risultati ottenuti avrebbero un'approssimazione irrisoria se non nulla.

4.3 Impostazione della simulazione in Star-CCM⁺ (Siemens)

1. Dominio fluido: il dominio fluido rappresenta il negativo della geometria da simulare. Sono delle regioni di spazio dove vengono risolte le equazioni differenziali che regolano il flusso.
2. Condizioni al contorno: le condizioni al contorno sono necessarie per ottenere la soluzione delle equazioni differenziali; vengono, in concreto, specificate le proprietà del fluido nel dominio di calcolo. Nel caso qui in oggetto le condizioni al contorno che si utilizzeranno sono:

Inlet – mass flow inlet che permette di specificare la portata massica entrante nel dominio fluido,

Outlet – mass flow outlet che permette di specificare la portata massica uscente dal dominio fluido;

Wall, identifica le pareti che il fluido non può attraversare, nello specifico caso concreto rappresentano le pareti vere e proprie della camera climatica;

Symmetry, condizione al contorno utile su geometrie simmetriche che permette di ridurre la griglia di calcolo alla metà o addirittura ad un quarto laddove il dominio risulti doppiamente simmetrico.

3. Simulazione: la simulazione studiata tratta anche la modellazione turbolenta; viste le disponibilità computazionali si è ricorso ad una simulazione RANS, cioè mediata nel tempo. Le tipologie di modellazione della turbolenza utilizzate sono:

K.ε - realizable

K-omega -SST.

4.4 Simulazione camera climatica

La simulazione fluidodinamica della camera climatica ha il compito di comprendere il flusso all'interno della camera e studiare, dunque, il coefficiente di convezione forzata della lastra piana posta sul fondo della camera.

Per semplificare la simulazione è stato preso direttamente il fondo della camera come lastra piana e da lì sarà possibile estrapolare il coefficiente di convezione senza la necessità di introdurre un altro corpo.

4.4.1 La geometria della simulazione

La geometria della simulazione quindi sarà:

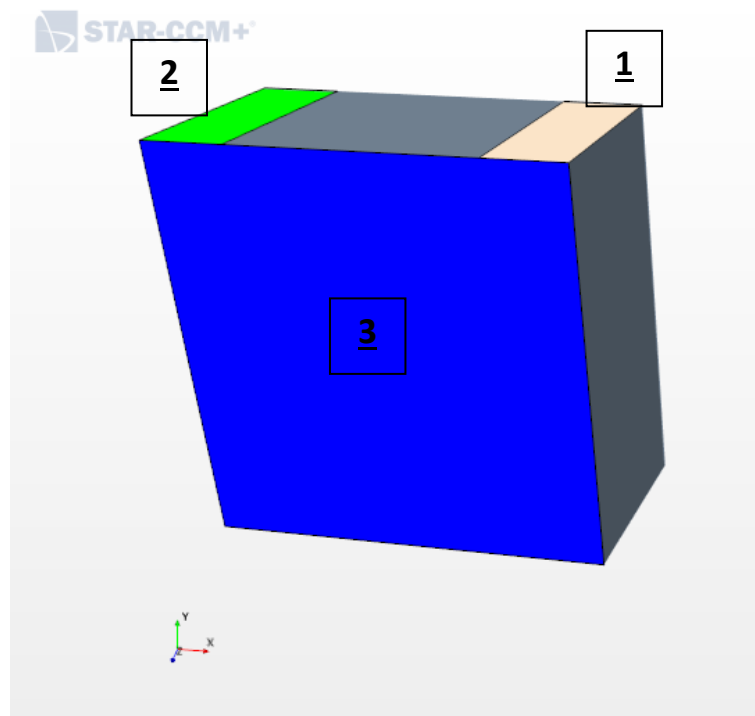


Figura 55 Geometria fluido simulazione camera climatica

Le condizioni al contorno che saranno utilizzate per la simulazione sono:

- mass flow inlet: portata massica entrante dalla faccia 1 dell'immagine [55]
- mass flow outlet: portata massica uscente dalla faccia 2 dell'immagine [55]
- symmetry: condizione al contorno di simmetria sulla faccia 3 dell'immagine [55]

- wall: condizione al contorno di parete sulle restanti facce del dominio fluido.

Alla luce della semplicità della geometria è stato deciso di prendere una Trimmed mesh, ovvero una mesh regolare che riduce il costo computazionale nonché sia i tempi di realizzazione del mesh sia della simulazione.

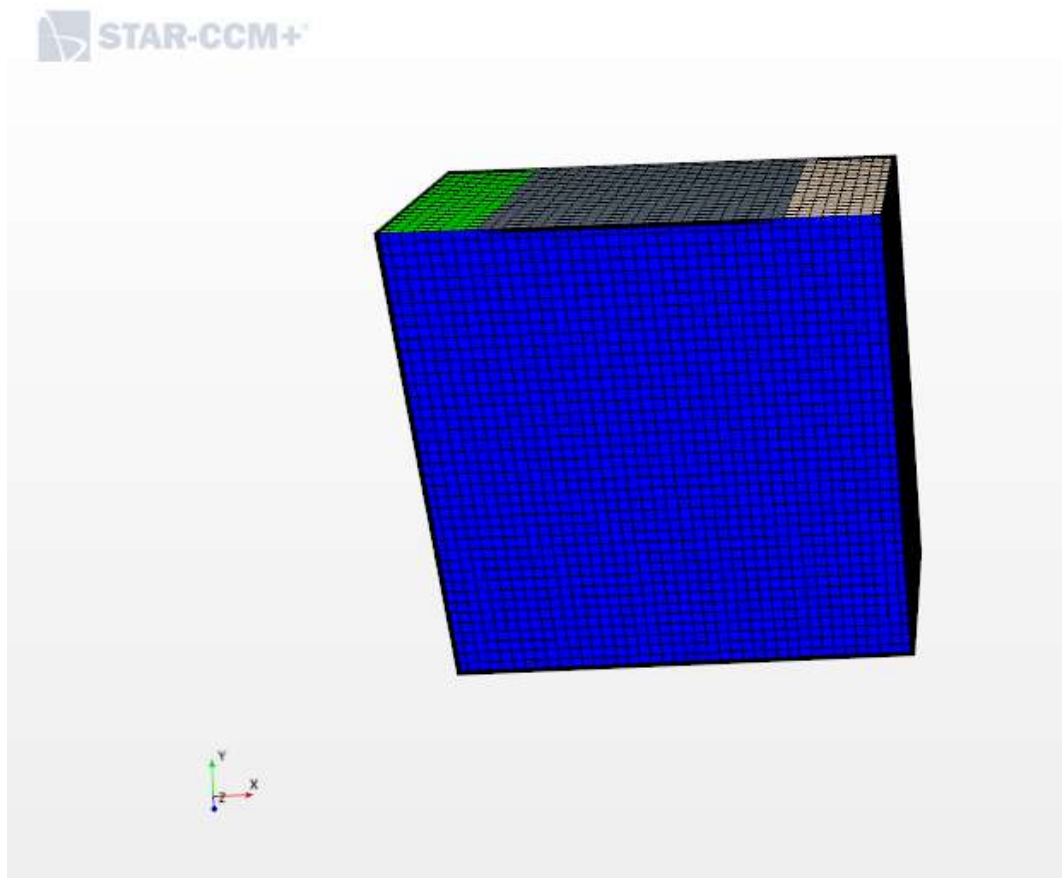


Figura 56 Mesh camera climatica



Figura 57 modellazione strato limite

4.4.2 Risultati

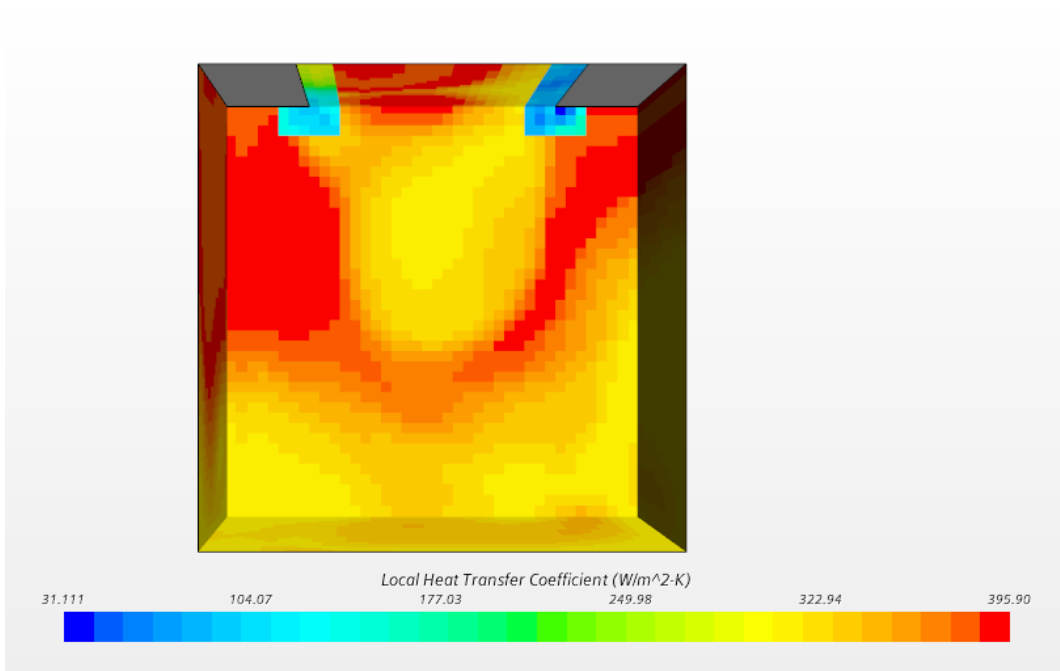


Figura 58 Risultati coefficiente convezione forzata

Il coefficiente di convezione della simulazione analitica svolta nel precedente capitolo presentava un valore medio di circa:

$$h_{convettivo-medio} = 43 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Nella simulazione analitica si teneva conto di un andamento turbolento, ma ovviamente la turbolenza studiata della lastra piana non era equiparabile con la turbolenza che si è generata all'interno della camera, ottenendo, quindi, un valore di scambio termico maggiore. In questo caso, pertanto, la turbolenza genera un coefficiente convettivo medio:

$$h_{convettivo-medio} = 310 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

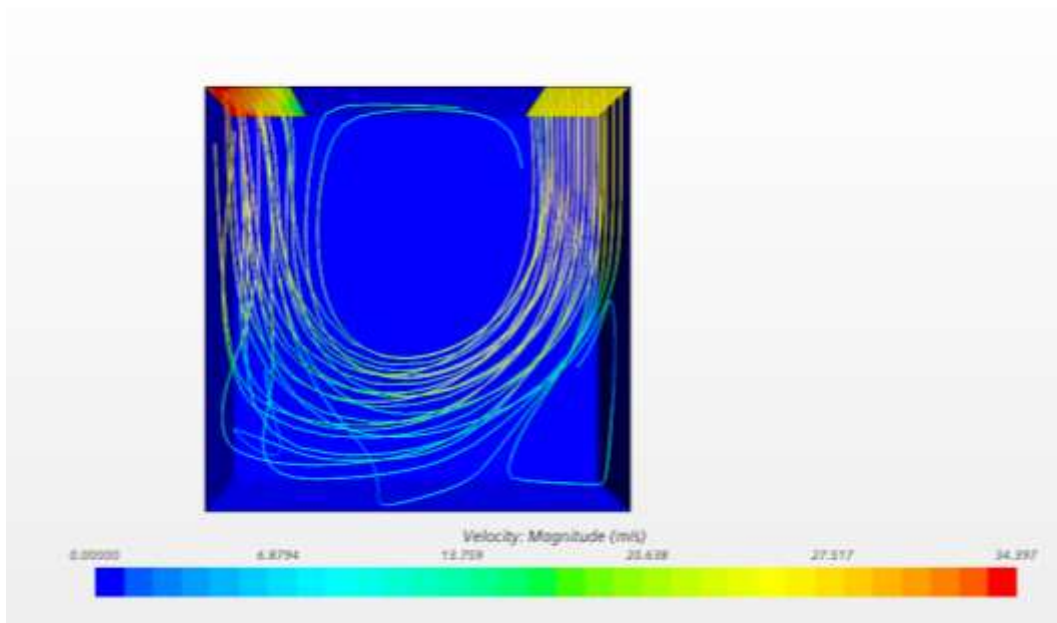


Figura 59 Andamento flusso all'interno della camera

4.5 Simulazione camera climatica con elemento di test

Questa simulazione ha lo scopo di determinare il tempo di riscaldamento di una massa di metallo nota, pari a 400 kg di acciaio inox.

Inizialmente è stata fatta la simulazione fluidodinamica del componente per determinare il coefficiente di scambio convettivo; questo è stato fatto a causa dell'impossibilità di eseguire un calcolo computazionalmente esoso, come può essere la simulazione transiente di un fluido accoppiato con un corpo solido.

Una volta ricavato il coefficiente di scambio termico convettivo, infatti, si è studiato l'andamento all'interno del metallo effettuando una simulazione transiente del solo corpo solido.

4.5.1 La geometria della simulazione

La geometria della simulazione sarà così come di seguito illustrata.

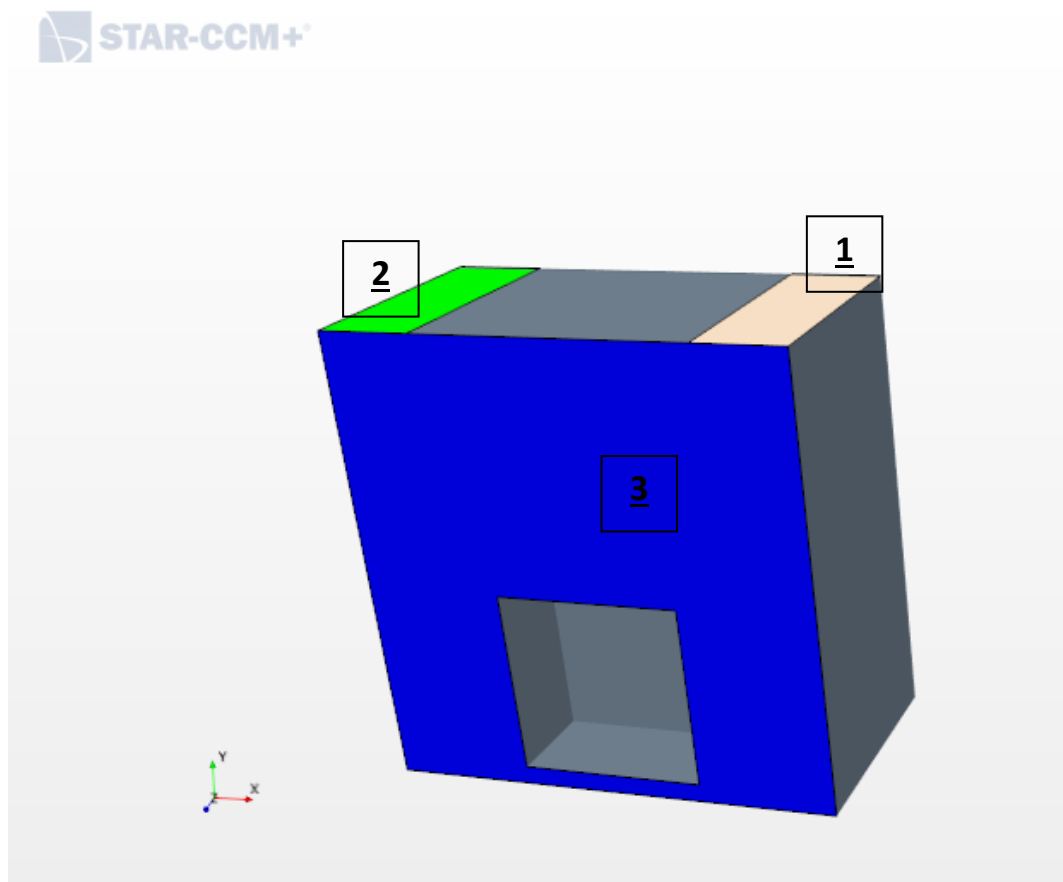


Figura 60 Geometria fluido simulazione camera climatica con elemento di test

Da questa immagine si può facilmente comprendere che la simulazione si svolge sul dominio fluido: la geometria rappresenta il negativo dell'oggetto da simulare.

Le condizioni al contorno che saranno utilizzate per la simulazione sono:

- mass flow inlet: portata massica entrante dalla faccia 1 dell'immagine [60]
- mass flow outlet: portata massica uscente dalla faccia 2 dell'immagine [60]
- symmetry: condizione al contorno di simmetria sulla faccia 3 dell'immagine [60]
- wall: condizione al contorno di parete sulle restanti facce del dominio fluido.

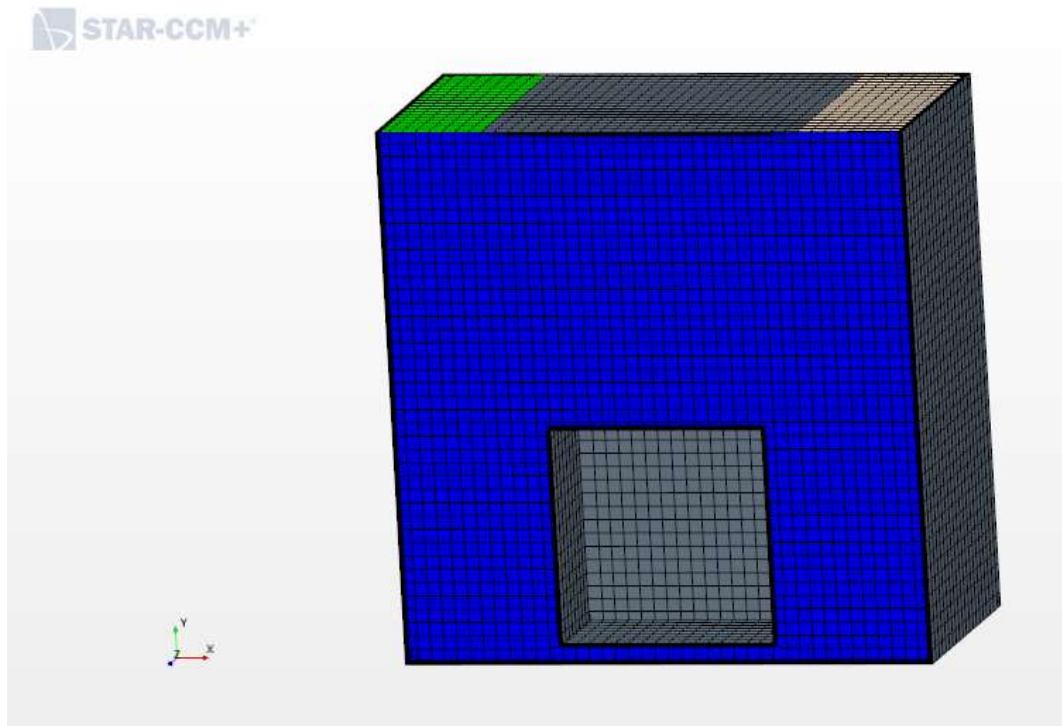


Figura 61 Mesh camera climatica

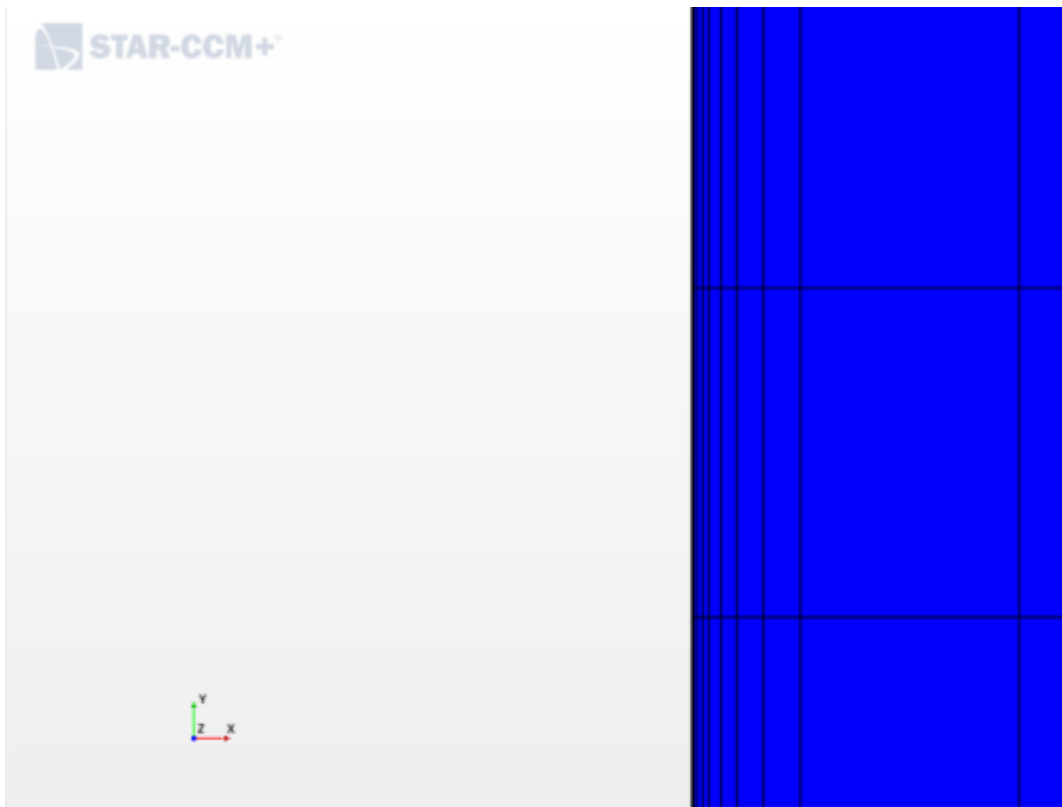


Figura 62 Modellazione strato limite

4.5.2 Risultati simulazione fluidodinamica

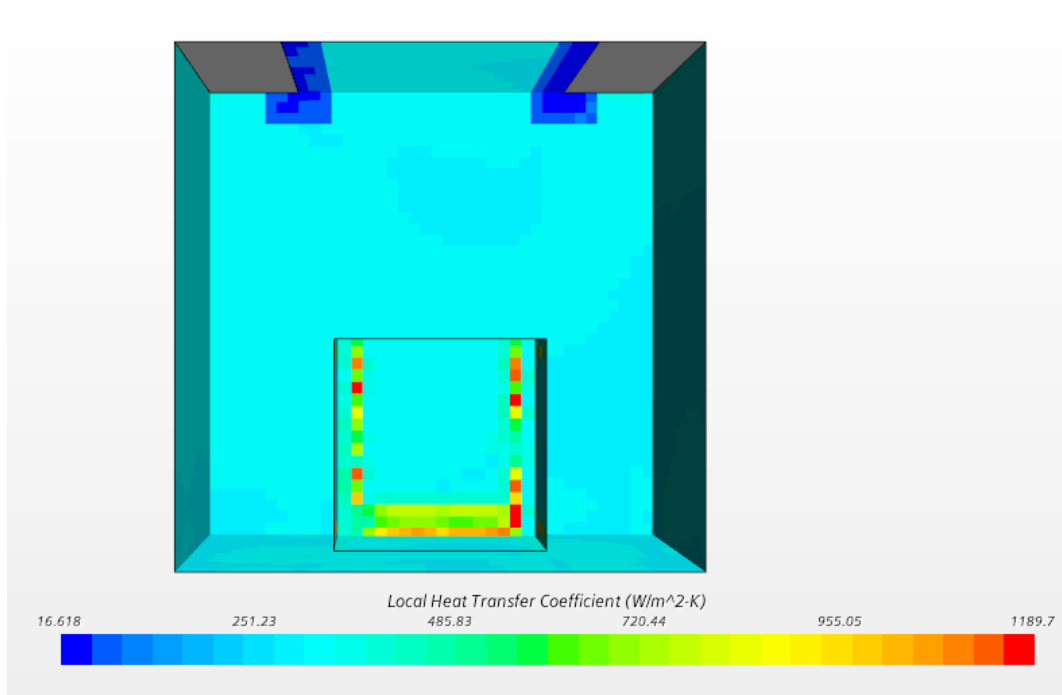


Figura 63 Risultati coefficiente convezione forzata

$$h_{convettivo-medio} = 350 \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

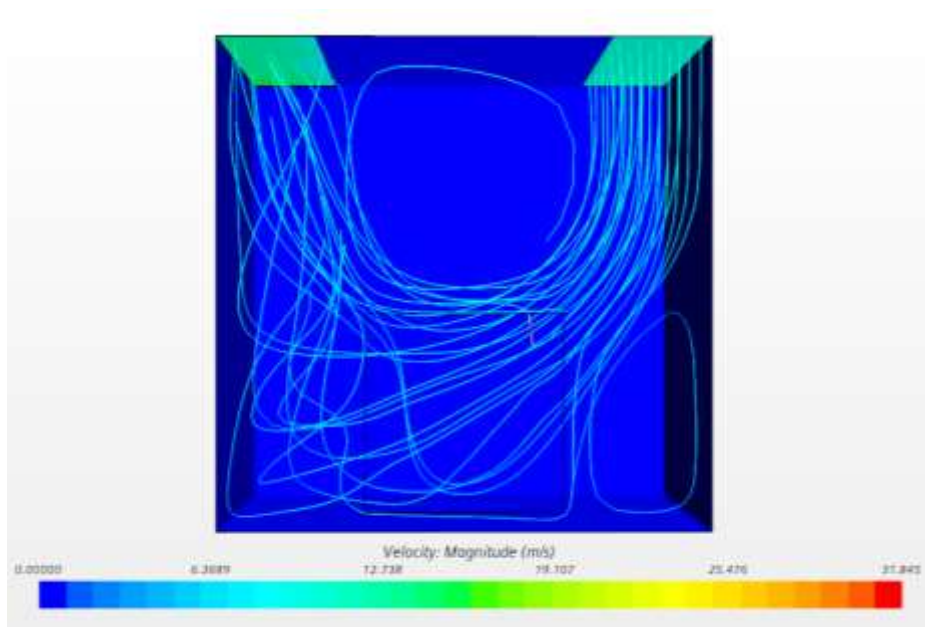


Figura 64 Andamento flusso all'interno della camera

4.5.3 Simulazione termica

Per ricavare il tempo di riscaldamento da -40°C a 150°C e viceversa è stato utilizzato il modulo transient Thermal di Ansys.

I parametri utilizzati per lo studio sono:

- coefficiente convettivo ricavato dalla simulazione fluidodinamica:

$$h_{convettivo-medio} = 350 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

- temperatura iniziale del corpo del caso 1:

$$T_{in} = 150 [^{\circ}\text{C}]$$

- temperatura iniziale del corpo del caso 2:

$$T_{in} = -40 [^{\circ}\text{C}]$$

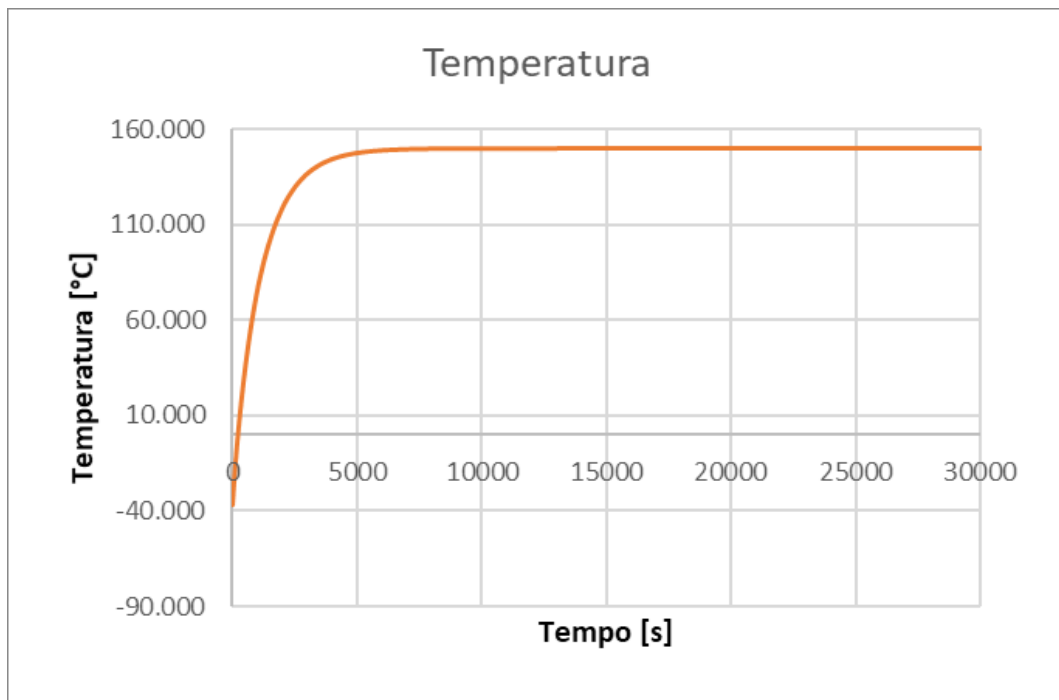
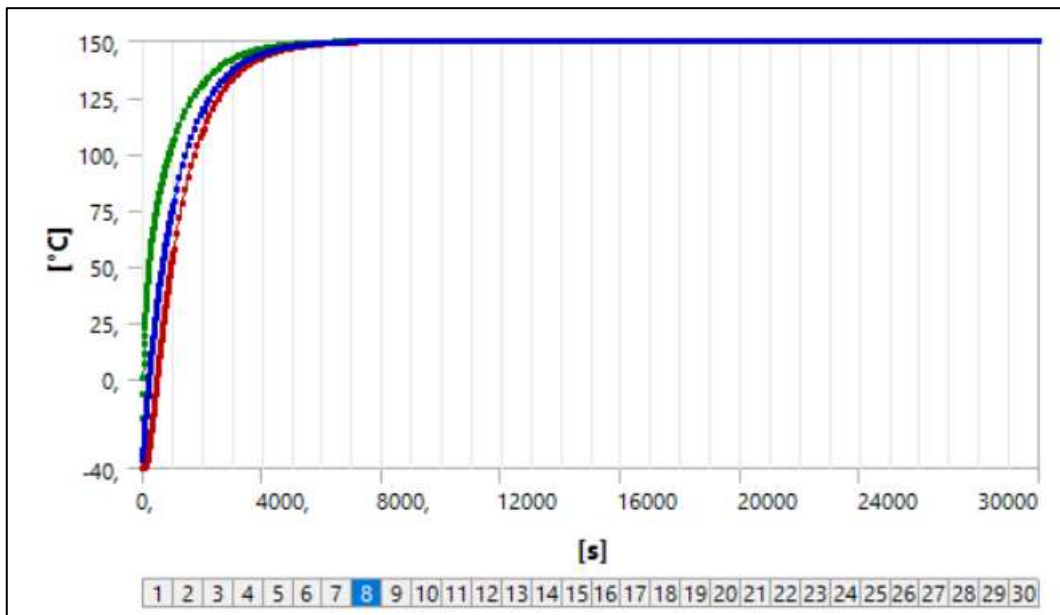
- temperatura dell'aria del caso 1:

$$T_{in} = -40 [^{\circ}\text{C}]$$

- temperatura dell'aria del caso 2:

$$T_{in} = 150 [^{\circ}\text{C}]$$

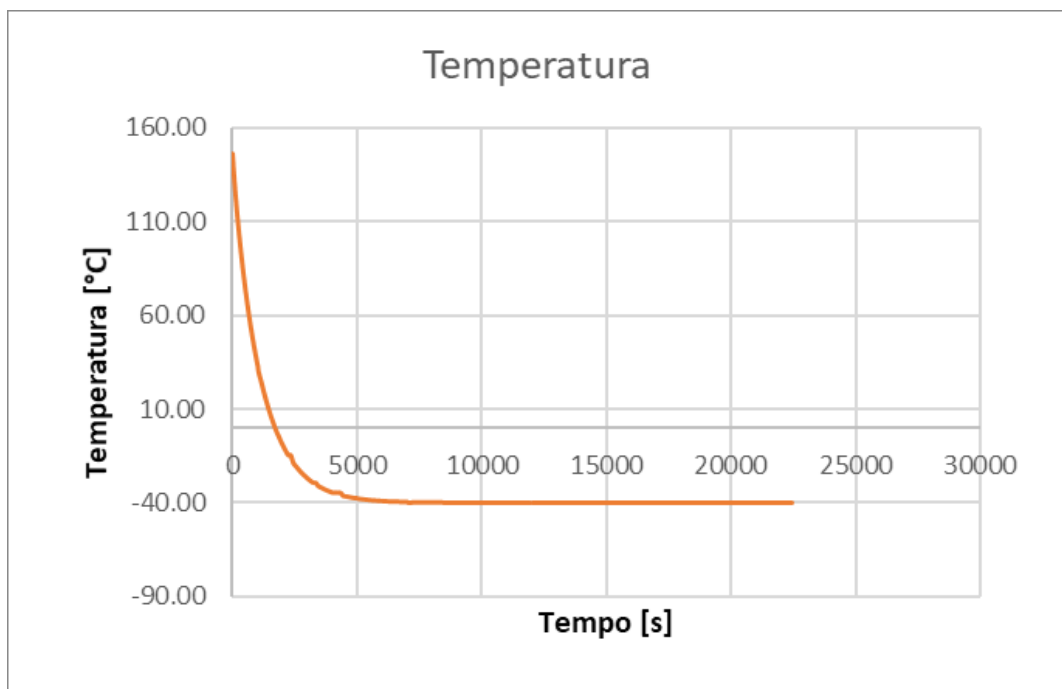
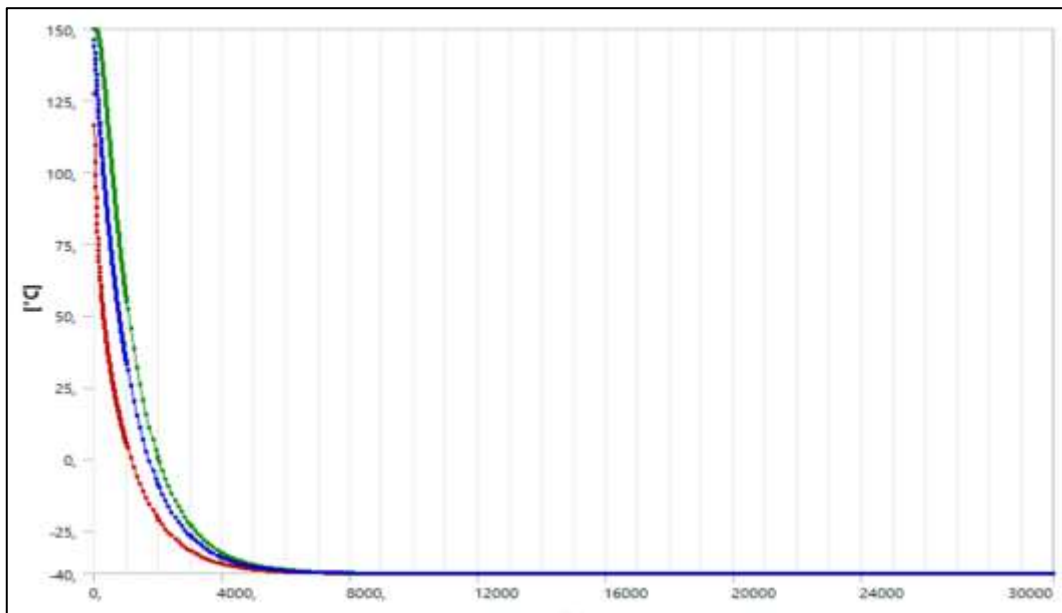
4.5.4 Risultati simulazione termica caso 1



in cui il tempo per raggiungere l'asintoto e quindi la temperatura è:

$$t = 13010 [s]$$

4.5.5 Risultati simulazione termica caso 2



in cui il tempo per raggiungere l'asintoto e quindi la temperatura è:

$$t = 13050 [s]$$

Capitolo 5: Conclusioni

In questa tesi si è cercato di trattare il dimensionamento dell'impianto frigorifero allo scopo di realizzare una camera climatica in proprio dall'impresa per il test dei componenti.

Il progetto del ciclo è stato portato avanti in parallelo per permettere poi la scelta più conveniente dal punto di vista commerciale.

La scelta è ricaduta sull'impianto con ciclo bistadio con il refrigerante R448A: la preferenza è dovuta al fatto che il refrigerante R404A è in fase discendente e nel giro di pochi anni verrà interrotta la sua produzione a causa del suo alto valore di GWP (indice di inquinamento, effetto serra).

La scelta degli altri componenti è stata fatta in funzione delle potenze in gioco dipendenti dalla massa dei componenti da testare e dalle potenze dissipate.

Una volta dimensionato il ciclo frigorifero e la camera climatica, la seconda parte della tesi ha lo scopo comprendere quanta potenza termica viene scambiata con il pezzo ed in quanto tempo.

Inizialmente è stata fatta una verifica transitoria analitica per poi procedere con la verifica mediante il CFD.

In questo caso le verifiche fluidodinamiche che sono state fatte partono da una semplificazione abbastanza importante che ne pregiudicano il risultato; per diminuire lo sforzo computazionale necessario alla simulazione è stato, infatti, deciso di separare il dominio fluido dal dominio solido, studiandoli separatamente.

Le simulazioni effettuate, a meno dell'errore descritto precedentemente, permettono di comprendere l'andamento della temperatura sul pezzo nel tempo definendo la prestazione della camera climatica.

Bibliografia

- Various, “VDI Heat Atlas (Second Edition)”
- Yunus A. Cengel, ”Termodinamica e trasmissione del calore (quarta edizione)”
- X. Boissieux, M.R. Heikal, R.A. Johns “Two-phase heat transfer coefficients of three HFC refrigerants inside a horizontal smooth tube, part I: evaporation”