



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE
MARCHE

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

PROGETTAZIONE DI UN CHILLER A BASSA
CARICA DI AMMONIACA

DESIGN OF A LOW CHARGE AMMONIA
CHILLER

Candidato

Mario Iobbi

Relatore

Prof. Fabio Polonara

Anno accademico 2022/2023

*Quando custodisci nel tuo cuore un briciolo
dell'amore che ti ha donato una persona
e nella mente i bei momenti passati,
anche se lontana centinaia di chilometri
lei sarà sempre al tuo fianco.*

Indice:

1	<i>Introduzione</i>	6
1.1	<i>Cicli a compressione di vapore</i>	7
1.2	<i>Fluidi refrigeranti</i>	12
1.3	<i>Descrizione Impianto</i>	16
2	<i>Componenti</i>	19
2.1	<i>Compressore</i>	19
2.2	<i>Motore elettrico</i>	30
2.2.1	<i>Controllo dei motori brushless</i>	33
2.3	<i>Condensatore</i>	39
2.4	<i>Eiettore</i>	49
2.5	<i>Evaporatore</i>	53
2.6	<i>Separatore aspirazione</i>	62
2.7	<i>Olio e sua gestione</i>	69
2.8	<i>Componentistica varia</i>	80
2.8.1	<i>Filtri</i>	80
2.8.2	<i>Valvole di intercettazione</i>	80
2.8.3	<i>Valvole regolatrici ad azionamento manuale</i>	81
2.8.4	<i>Solenoidi</i>	82
2.8.5	<i>Misuratore di livello</i>	83
2.8.6	<i>Valvola motorizzata</i>	84
2.8.7	<i>Valvola di sicurezza</i>	85
2.8.8	<i>Pressostati</i>	86
2.9	<i>Dimensionamento linee</i>	88
3	<i>Sicurezza</i>	96
3.1	<i>Sicurezza e normative</i>	96
3.2	<i>Dimensionamento valvole di sicurezza</i>	104
4	<i>Sistema di controllo</i>	109
4.1	<i>Generalità sul controllo</i>	109
4.2	<i>Logica di controllo</i>	113
5	<i>Design</i>	118
6	<i>Conclusioni</i>	121

Figura 1.1.1: Ciclo inverso di Carnot [1]	7
Figura 1.1.2: Schema qualitativo macchina frigorifera [1]	8
Figura 1.1.3: Diagramma T-s ciclo inverso ideale [1]	9
Figura 1.1.4: Diagramma p-h ciclo inverso reale ad espansione diretta [25]	10
Figura 1.1.5: Diagramma p-h ciclo inverso con eiettore (Nel grafico non sono riportate le perdite precedentemente discusse)	11
Figura 1.2.1: Diagramma concentrazione-temperatura miscele zeotropiche [2]	12
Figura 1.2.2: Diagramma concentrazione-temperatura miscele azeotropiche [2]	13
Figura 1.3.1: Schema di principio funzionamento macchina	17
Figura 1.3.2: Schema meccanico chiller	18
Figura 2.1.1: Compressore alternativo [25]	19
Figura 2.1.2: Esempio spirali [25]	19
Figura 2.1.3: Compressore scroll [25]	19
Figura 2.1.4: Compressore a palette [25]	20
Figura 2.1.5: Compressore centrifugo [6]	21
Figura 2.1.6: Rotori compressore a vite [2]	22
Figura 2.1.7: Rappresentazione qualitativa processo di compressione [2]	22
Figura 2.1.8: Rendimento isoentropico compressore a vite ad ammonica [2]	23
Figura 2.1.9: Andamento capacità frigorifera al variare della T_{cond} e T_{evap} [2]	24
Figura 2.1.10: Schema qualitativo funzionamento valvola a cassetto [2]	24
Figura 2.1.11: Mantenimento massimo rendimento mediante variazione v_i [2]	25
Figura 2.1.12: Compressore Frascold FVR-H-160-400ALU	25
Figura 2.1.13: Campo applicazione FVRH	26
Figura 2.1.14: Potenza e volume generato serie FVRL e FVRH	26
Figura 2.1.15: Disegno particolare compressore <i>FVR-H-160-400ALU</i>	27
Figura 2.1.16: Simulazione funzionamento $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$ $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ 60Hz	29
Figura 2.2.1: Distribuzione magneti permanenti e avvolgimenti in motori <i>IPM</i> [26]	31
Figura 2.2.2: Dati di targa motore <i>IPM</i>	32
Figura 2.2.3: Schema raddrizzatore monofase a ponte [26]	34
Figura 2.2.4: Andamento tensioni e correnti in raddrizzatori monofase a ponte [26]	34
Figura 2.2.5: Schema inverter monofase [26]	35
Figura 2.2.6: Andamento tensione e correnti in uscita da inverter [26]	35
Figura 2.2.7: Principio funzionamento tecnica PWM [26]	36
Figura 2.2.8: Schema inverter monofase controllato in corrente [26]	36
Figura 2.2.9: Modalità controllo corrente [26]	37
Figura 2.2.10: Schema funzionale convertitore motori brushless [10]	37
Figura 2.2.11: Dati di targa inverter	38
Figura 2.3.1: Geometrie tipiche piastre scambiatori [11]	41
Figura 2.3.2: Configurazione flusso U [11]	42
Figura 2.3.3: Schema qualitativo raffreddatore evaporativo [27]	46
Figura 2.3.4: Simulazione raffreddatore evaporativo	48
Figura 2.4.1: Schema funzionamento eiettore [27]	49
Figura 2.4.2: Schema qualitativo accoppiamento eiettore evaporatore [27]	49
Figura 2.4.3: Tons di ammoniaca satura per C_v [27]	50
Figura 2.4.4: Valori di C_v e capacità nominale per vari nozzle [27]	50
Figura 2.4.5: Capacità di ammoniaca per throat [27]	51

Figura 2.4.6: Eiettori comuni per nozzle e throat dati [27]	51
Figura 2.4.7: Disegno di particolare eiettore 2150WA [27]	52
Figura 2.5.1: Andamento punto di congelamento al variare della concentrazione di glicole [5]	53
Figura 2.5.2: Schema evaporatore ad espansione diretta [7]	54
Figura 2.5.3: Schema evaporatore allagato alimentato a termosifone [7]	55
Figura 2.5.4: Schema evaporatore allagato alimentato a ricircolazione di liquido [7]	55
Figura 2.5.5: Schema evaporatore allagato alimentato a eiettore [7]	56
Figura 2.5.6: Andamento coefficiente di scambio termico per ebollizione [3]	57
Figura 2.5.7: Andamento qualitativo di ebollizione in evaporatore alimentato a termosifone [7]	58
Figura 2.6.1: Andamento velocità critica al variare del diametro critico e della temperatura di evaporazione [16]	64
Figura 2.6.2: Valore di K' in funzione del diametro critico e della temperatura di evaporazione [16]	64
Figura 2.6.3: Andamento f_1 al variare di H/D [16]	66
Figura 2.6.4: Andamento f_2 al variare di H/D [16]	66
Figura 2.6.5: Andamento $f_2 f_1$ al variare di H/D [16]	67
Figura 2.6.6: Frazione di liquido in separatori orizzontali in funzione dell'altezza di liquido [2]	67
Figura 2.6.7: Disegno particolare separatore aspirazione (dove non indicato quote in mm)	68
Figura 2.7.1 Proprietà olio NXT 717 [27]	70
Figura 2.7.2: Sezione qualitativa separatore olio orizzontale [2]	72
Figura 2.7.3: Schema principio ritorno olio da evaporatore	72
Figura 2.7.4: Raffreddamento miscela refrigerante olio per pompaggio di refrigerante liquido [1]	75
Figura 2.7.5: Raffreddamento per iniezione diretta di refrigerante [2]	75
Figura 2.7.6: Raffreddamento olio con scambiatore a termosifone e ricevitore per termosifone [2]	76
Figura 2.7.7: Raffreddamento olio con scambiatore a termosifone [2]	76
Figura 2.7.8: Raffreddamento olio esternamente con acqua di raffreddamento [2]	77
Figura 2.7.9: Simulazione raffreddatore olio HS-Cooler	78
Figura 2.7.10: Disegno particolare raffreddatore olio HS-Cooler	79
Figura 2.8.1: Valvole di intercettazione Danfoss [27]	80
Figura 2.8.2: Variazione Kv in valvole regolatrici al variare dell'apertura [27]	81
Figura 2.8.3: Valvole regolatrici manuali Danfoss [27]	81
Figura 2.8.4: Valvola solenoide EVRA3 Danfoss [27]	82
Figura 2.8.5: Valvola solenoide EVRA25 Danfoss [27]	83
Figura 2.8.6: Misuratori livello AKS 4100 Danfoss [27]	83
Figura 2.8.7: Tecnologia Guided Micro Wave [27]	84
Figura 2.8.8: Valvola ICM Danfoss [27]	85
Figura 2.8.9: Valvola di sicurezza SFA15 Danfoss [27]	85
Figura 2.8.10: Grado di apertura valvole di sicurezza al variare della pressione [27]	86
Figura 2.8.11: Disegno pressostato [28]	86
Figura 2.8.12: Pressostato KP1A Danfoss [27]	87
Figura 2.8.13: Pressostato KP7ABS Danfoss [27]	87
Figura 2.9.1: Diagramma di Moody [18]	88
Figura 2.9.2: Valori di εD al variare del diametro e del materiale del tubo [18]	89

Figura 2.9.3: Perdite di carico linea aspirazione compressore	90
Figura 2.9.4: Perdite di carico linea mandata compressore	90
Figura 2.9.5: Dati catalogo EVRA25 [27]	94
Figura 3.1.1: Appendice E norma EN378-1 [19]	96
Figura 3.1.2: Tabella di calcolo del PS [20]	98
Figura 3.1.3: Modalità installazione valvole di sicurezza [20]	100
Figura 3.2.1: Dimensioni di riferimento per recipienti in pressione [22]	104
Figura 3.2.2: Coefficienti per il calcolo delle valvole di sicurezza [22]	106
Figura 3.2.3: Dati di targa valvole SFA15 Danfoss [27]	107
Figura 3.2.4: Tabella per individuazione ϵ [22]	107
Figura 3.2.5: Calcolo valvola sicurezza alta pressione	108
Figura 4.1.1: Risposta sistema alla Two-position Control [29]	110
Figura 4.1.2: Risposta sistema al Floating Control [29]	111
Figura 4.1.3: Risposta sistema al controllo PI [29]	112
Figura 4.1.4: Riposta sistema a variazioni di set-point con controllo PID [29]	112
Figura 4.2.1: Schema qualitativo logica di controllo [28]	113
Figura 5.1: Disegno 3D chiller	118
Figura 5.2: Disegno 2D chiller	120

1 *Introduzione*

Lo scopo di questa tesi è quello di illustrare e giustificare tutti i passaggi seguiti durante la progettazione di un chiller a bassa carica di ammoniaca.

La progettazione e futura realizzazione del chiller è stata richiesta da Frascold s.p.a. per il test di uno dei loro innovativi compressori a vite semiermetici ad ammoniaca.

L'attività di tesi si è svolta durante un periodo di tirocinio presso l'azienda Soluzione Termica s.r.l.

I chillers sono macchine termiche operativi il cui scopo è quello di raffreddare acqua o miscele, per il loro successivo utilizzo nel raffrescamento o refrigerazione degli ambienti. L'applicazione più comune è quella per il condizionamento degli ambienti in ambito civile, ma, come in questo caso, queste macchine possono essere impiegate anche nell'ambito della refrigerazione industriale a media temperatura.

Le due principali tipologie di chillers sono:

- Chillers a condensazione ad acqua
- Chillers a condensazione ad aria

I primi permettono di lavorare a temperature di condensazione più basse rispetto a quelli condensati ad aria, diminuendo drasticamente l'assorbimento del compressore e di conseguenza i consumi energetici.

Nei secondi la temperatura di condensazione mediamente raggiunge valori più elevati, rispetto a quelli condensati ad acqua. Il vantaggio di utilizzare queste macchine risiede nella possibilità di installazione in luoghi in cui risulta complesso approvvigionare sufficienti quantità di acqua.

I chillers possono essere ulteriormente classificati a seconda del fluido refrigerante e del compressore utilizzato.

Nelle pagine seguenti verranno descritti tutti i componenti, il loro dimensionamento e le scelte impiantistiche prese. Verranno anche descritte le principali norme che regolano la sicurezza e che influenzano l'utilizzo e la progettazione della macchina.

1.1 Cicli a compressione di vapore

I sistemi frigoriferi a compressione di vapore sono i più comuni sistemi per la produzione del freddo utilizzati ai nostri giorni. La refrigerazione si occupa dell'utilizzo di fluidi al di sotto della temperatura ambiente per la produzione di energia frigorifera.

I cicli di riferimento per la refrigerazione sono di tipo inverso, cioè nel diagramma termodinamico la curva chiusa che li rappresenta è percorsa in senso antiorario.

Si considera in prima battuta il ciclo termodinamico di Carnot che verrà utilizzato per descrivere gli aspetti principali dei cicli frigoriferi.

La Figura 1.1.1 rappresenta un ciclo inverso di Carnot, sul diagramma T-s, operante tra una sorgente termica fredda a temperatura T_C e una calda a temperatura T_H .

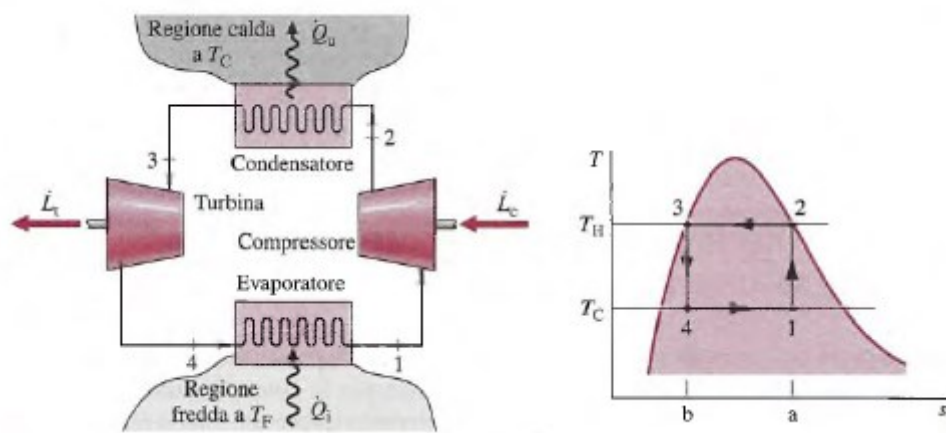


Figura 1.1.1: Ciclo inverso di Carnot [1]

Seguendo i passi del ciclo, il fluido entra nell'evaporatore con un titolo x_b e sottraendo calore alla sorgente fredda passa ad un titolo $x_a > x_b$.

Il fluido in condizioni bifasiche viene poi compresso attraverso una trasformazione isoentropica fino alla pressione di saturazione relativa alla temperatura T_H .

Il refrigerante passa quindi al condensatore dove cede calore alla sorgente calda arrivando alla condizione di liquido saturo.

Infine, il fluido prosegue in turbina dove viene espanso isoentropicamente fino alla temperatura T_C .

L'effetto utile è dato dall'asportazione di calore dalla regione fredda nella trasformazione 4-1.

Nella realtà questo sistema non è realizzabile per i seguenti motivi:

- Lo scambio termico tra fluido e sorgente non può avvenire in maniera reversibile, è quindi necessario avere uno ΔT tra le due

- La compressione umida deve essere evitata per aspetti tecnologici
- L'espansione in turbina è poco attraente poiché fornisce una quantità di lavoro esigua ed aggiunge un componente che necessita di manutenzione ordinaria

I componenti reali che vengono utilizzati nelle macchine frigorifere, come risultato delle considerazioni sopra esposte, sono riportati nella Figura 1.1.2

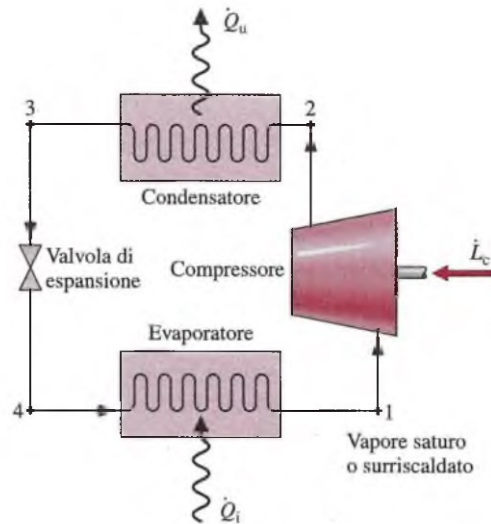


Figura 1.1.2: Schema qualitativo macchina frigorifera [1]

Trascurando le variazioni di energia cinetica e potenziale nei componenti, la macchina può essere analizzata nelle sue parti:

- Nel passaggio nell'evaporatore il refrigerante asporta calore e vaporizza seguendo un'isobara, la potenza scambiata sarà pari a

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

La potenza scambiata all'evaporatore è definita potenza frigorifera e rappresenta l'effetto utile del ciclo

- Il refrigerante passa al compressore che opera, attraverso una trasformazione isoentropica, un aumento di pressione e temperatura. La potenza assorbita sarà

$$\dot{L} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

- Il fluido passa poi al condensatore in cui, seguendo un'isobara, viene condensato mediante cessione di calore ad una sorgente a temperatura inferiore. Questa sorgente asporta una potenza termica pari a

$$\dot{Q} = \dot{m}(h_2 - h_3)$$

- Infine il refrigerante passa all'interno di una valvola di laminazione, sostitutiva della turbina, che realizza una espansione isoentalpica

$$h_4 = h_3$$

Si introduce infine il coefficiente di prestazione del ciclo, definito come il rapporto tra l'effetto utile e la potenza spesa.

$$COP = \frac{\text{Potenza Frigorifera}}{\text{Potenza al Compressore}}$$

Allora dalle considerazioni precedenti

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Il *COP* fornisce un'indicazione del rapporto tra il calore sottratto alla sorgente fredda e il lavoro assorbito al compressore.

Il ciclo sopra descritto può essere rappresentato sul piano T-s come in Figura 1.1.3

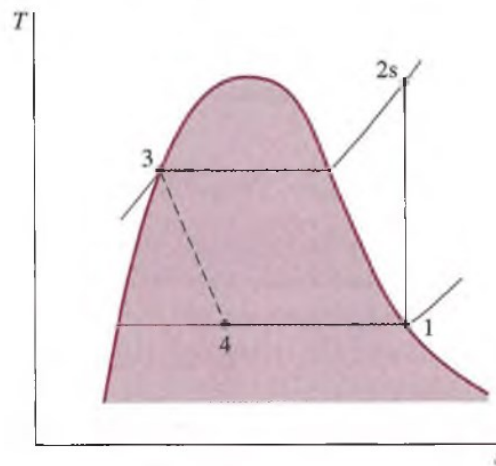


Figura 1.1.3: Diagramma T-s ciclo inverso ideale [1]

Le correzioni fatte per rendere realizzabile il ciclo introducono delle perdite termodinamiche che diminuiscono l'efficienza del ciclo.

Sono presenti delle ulteriori perdite dovute alle macchine e all'impiantistica. Tra queste troviamo:

- **Irreversibilità del compressore:** dovuta principalmente agli scambi termici e alla viscosità del fluido da comprimere
- **Irreversibilità degli scambiatori:** causate dalle perdite di carico lato refrigerante
- **Irreversibilità nel caso di sottoraffreddamento del fluido di lavoro:** viene realizzato attraverso una maggiore differenza di temperatura tra i due fluidi nel condensatore
- **Irreversibilità nel caso di surriscaldamento:** aumenta l'effetto frigorifero ma porta a un aumento del lavoro di compressione

- **Irreversibilità impiantistiche:** quali perdite di carico (condotti, curve, valvole ecc.) e dispersioni in ambiente

Una rappresentazione qualitativa di come queste perdite portino allo scostamento dal ciclo ideale è riportata sul diagramma p-h in Figura 1.1.4

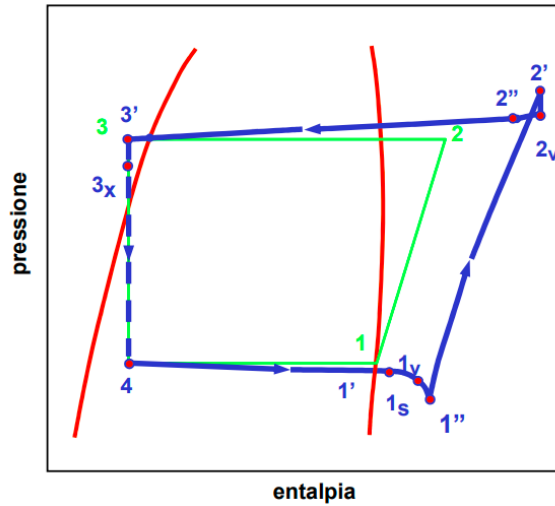


Figura 1.1.4: Diagramma p-h ciclo inverso reale ad espansione diretta [25]

Nella Figura 1.1.4 è rappresentato un ciclo monostadio ad espansione diretta con sottoraffreddamento e surriscaldamento.

Il ciclo su cui si basa la macchina oggetto di progettazione è invece un ciclo monostadio con evaporatore allagato alimentato ad eiettore.

Il ciclo può essere rappresentato in un diagramma p-h come in Figura 1.1.5

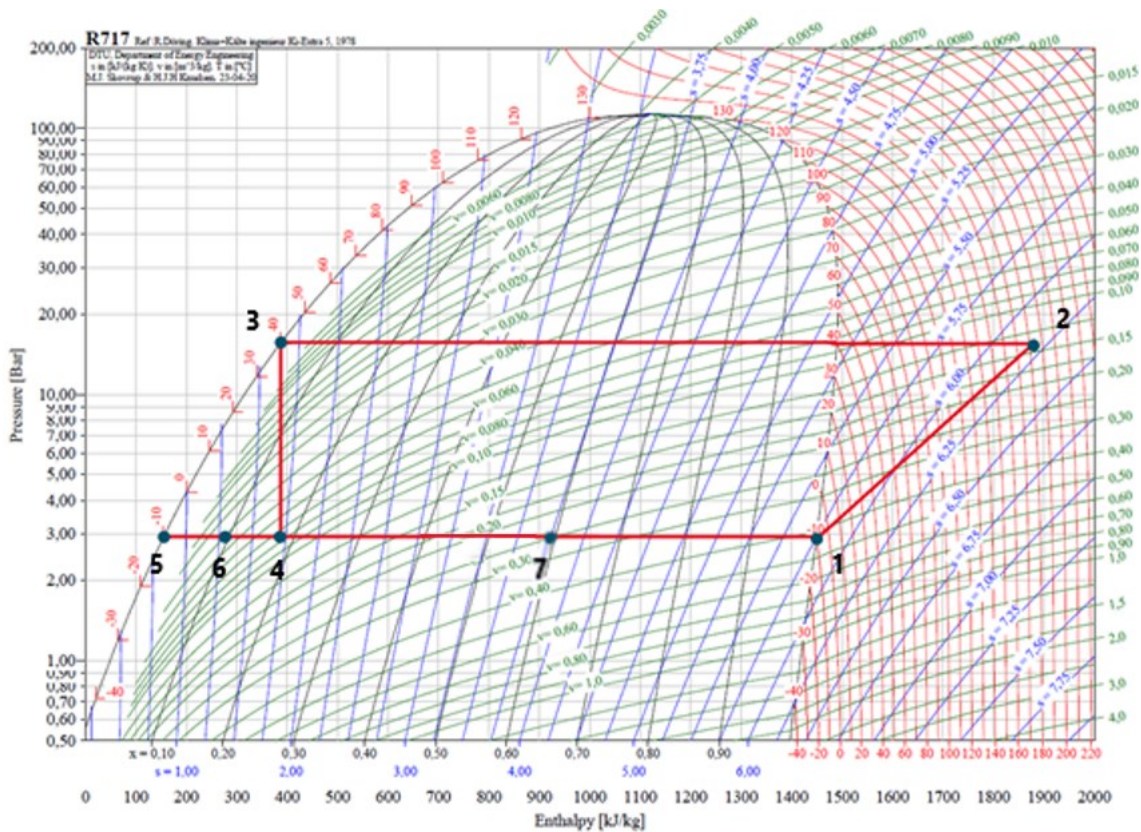


Figura 1.1.5: Diagramma p-h ciclo inverso con eiettore
(Nel grafico non sono riportate le perdite precedentemente discusse)

Il fluido in condizione di vapore saturo 1 viene aspirato e compresso fino alla condizione 2 per poi essere condensato fino al punto 3.

Segue la laminazione realizzata da un eiettore in cui una parte di refrigerante viene laminata passando dalla condizione 3 alla 4 ed una parte in condizione di liquido saturo 5 viene pompata dall'eiettore stesso. In uscita dall'organo di laminazione il fluido refrigerante si trova in condizione 6.

Il refrigerante nell'evaporatore passa dalla condizione 6 alla 7. Il fluido bifase in uscita dall'evaporatore viene poi separato in un serbatoio apposito. La parte in condizione di vapore saturo 1 viene aspirata dal compressore, mentre la parte in condizione di liquido saturo 5 verrà pompata nuovamente dall'eiettore.

1.2 Fluidi refrigeranti

I refrigeranti rappresentano l'insieme di quei fluidi che presentano proprietà specifiche per il loro utilizzo negli impianti a ciclo inverso di vapore. Il loro compito è quello di assorbire calore da una determinata fonte o luogo e cederlo ad un altro. La progettazione dell'impianto e dei suoi vari componenti dipende fortemente dalle caratteristiche del fluido utilizzato.

I primi refrigeranti sintetici che hanno fatto il loro ingresso sul mercato sono stati i *CFC*. Questi sono derivati degli idrocarburi in cui gli atomi di idrogeno vengono sostituiti con fluoro e cloro. La presenza di quest'ultimo porta a problematiche ambientali relative alla degradazione dello strato di ozono nella stratosfera. Proprio per questo motivo il loro utilizzo è stato vietato. Per mitigare queste problematiche sono nati gli *HCFC*, sostanzialmente dei *CFC* a basso contenuto di cloro, e gli *HFC* in cui la presenza di cloro è nulla. Sfortunatamente questi refrigeranti sono molto impattanti per problematiche relative all'effetto serra e man mano sono stati messi al bando.

Sono state sviluppate anche delle miscele di refrigeranti, che vengono suddivise in **azeotropiche** e **zeotropiche**.

Le miscele **zeotropiche** sono costituite da refrigeranti in cui al variare delle concentrazioni le proprietà variano fortemente. Il diagramma che mette in relazione concentrazione, temperatura e pressione appare come quello in Figura 1.2.1

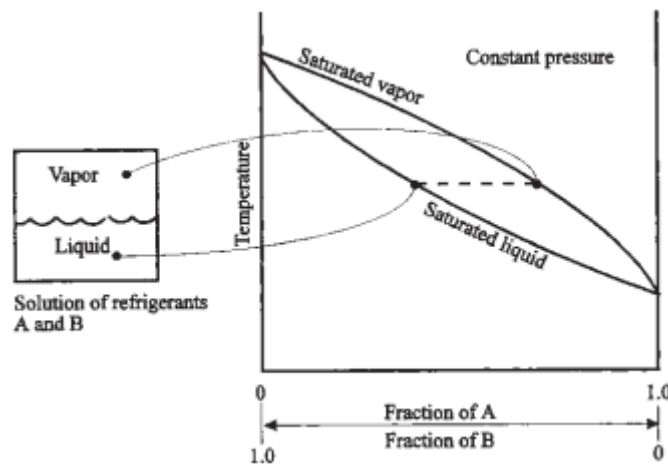


Figura 1.2.1: Diagramma concentrazione-temperatura miscele zeotropiche [2]

Il principale ostacolo alla loro applicazione è rappresentato dal fatto che, se ci dovesse essere una perdita sull'impianto sotto forma di vapore, la composizione all'intero dell'impianto risulterebbe differente rispetto a quella al momento della carica. Inoltre, durante le fasi di condensazione ed evaporazione la temperatura del refrigerante non rimane costante, ma varia.

Le miscele **azeotropiche** invece hanno dei diagrammi di concentrazione, temperatura e pressione del tipo mostrato in Figura 1.2.2

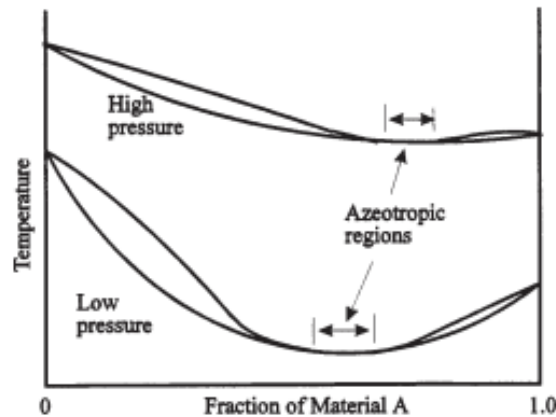


Figura 1.2.2: Diagramma concentrazione-temperatura miscele azeotropiche [2]

Nella zona in cui le linee di vapore saturo e liquido saturo si sovrappongono la miscela si comporta come un'unica sostanza con proprietà differenti rispetto ai costituenti. Inoltre, al variare delle pressioni, le concentrazioni a cui si trova la sovrapposizione tra le due curve varia.

Gli *HC* sono i padri fondatori dei fluidi refrigeranti, essi possiedono delle buone caratteristiche, ma sono generalmente infiammabili. Tra questi il più utilizzato negli ultimi anni è l'*R290* (propano) sia per applicazioni nella refrigerazione che per pompa di calore.

Hanno fatto il loro ingresso sul mercato anche dei refrigeranti sintetici di ultima generazione, derivanti da particolari isomeri del propene, chiamati *HFO*. Alcuni di questi presentano delle proprietà adatte alla sostituzione degli *HFC*. Una delle principali criticità è la loro infiammabilità.

L'ultima categoria di refrigeranti disponibili sul mercato sono i refrigeranti naturali. Tra questi troviamo l'*R717* (ammoniaca) e l'*R744* (anidride carbonica). Le normative sempre più stringenti stanno spostando il mercato verso l'utilizzo di questi fluidi frigoriferi, dato il loro bassissimo, se non nullo, impatto ambientale. L'ammoniaca rappresenta uno dei fluidi più utilizzati nella refrigerazione industriale per le sue ottime proprietà termodinamiche, mentre l'anidride carbonica è utilizzata principalmente in cicli transcritici in applicazioni commerciali o come fluido di bassa nei cicli in cascata.

La designazione e le classi di sicurezza per i refrigeranti sono specificate dalla normativa *ISO 817*.

Un fluido per essere considerato un buon refrigerante deve presentare i seguenti requisiti:

- **Stabilità chimica** durante tutte le fasi di utilizzo
- **Requisiti ambientali di tipo globale** tra cui:

- **ODP:** misura l'abilità di intaccare lo strato di ozono nella stratosfera
- **GWP:** rappresenta la capacità di intrappolare energia da radiazioni. Il riferimento rispetto al quale vengono valutati i vari refrigeranti è la CO_2 . Tipicamente il tempo di valutazione è pari a 100 anni
- **TEWI:** è dato dalla somma tra le emissioni dirette di refrigerante in termini di CO_2 equivalenti, e le emissioni indirette di CO_2 lungo tutta la vita utile di funzionamento dell'impianto dovute al consumo di energia
- **Requisiti ambientali di tipo locale** tra cui:
 - **Tossicità:** i refrigeranti sono definiti di classe *A* se non è rilevata tossicità per concentrazioni inferiori ai $400ppm$, mentre di classe *B* se risulta evidenza di tossicità a concentrazioni sotto i $400ppm$
 - **Infiammabilità:** i refrigeranti sono divisi a seconda dell'infiammabilità in classi. Nella classe 1 rientrano tutti quei refrigeranti per cui non si ha propagazione di fiamma a temperatura maggiore di $60^\circ C$ e pressione atmosferica. Nella classe 2 rientrano quelli in cui si è manifestata propagazione di fiamme a una temperatura maggiore di $60^\circ C$ e pressione atmosferica con un limite inferiore di infiammabilità (concentrazione minima di refrigerante che permette, miscelato con aria, di propagare fiamma) maggiore di $0.1kg/m^3$ a $23^\circ C$ e pressione ambiente. È stata creata la sottoclasse *2L* di cui fanno parte tutti quei refrigeranti che apparterebbero alla classe 2, ma hanno una massima velocità di incendio inferiore a $100 mm/s$ a $23^\circ C$ e pressione ambiente. Nella classe 3 rientrano tutti i fluidi in cui si è manifestata propagazione di fiamme ad una temperatura maggiore di $60^\circ C$ e pressione atmosferica, con un limite inferiore di infiammabilità uguale o minore di $0.1kg/m^3$ a $23^\circ C$ e pressione ambiente
- **Requisiti funzionali:** essi stabiliscono l'attitudine del fluido a fornire buone prestazioni energetiche con impianti semplici, economici e affidabili. Tra queste si considerano:
 - **Proprietà termodinamiche:** regolano le prestazioni a livello di ciclo dei vari refrigeranti. Tra le più importanti si trovano:
 - **Temperatura critica:** le perdite termodinamiche aumentano man mano che la temperatura critica si avvicina alle temperature operative. Un buon refrigerante presenta una temperatura critica il più alta possibile contestualmente alla pressione di evaporazione e condensazione

- **Forma delle curve limite:** se le curve limite sul piano T-s fossero verticali si realizzerebbe un ciclo di Carnot. In generale le curve limite non sono verticali e il calore latente di vaporizzazione tende a diminuire con l'aumentare della temperatura. La forma della campana dipende dal rapporto tra il calore specifico e il calore di vaporizzazione
- **Temperatura di fine compressione:** dipende dalla forma della curva limite superiore nel piano T-s
- **Effetto frigorifero volumetrico:** rappresenta il rapporto tra l'effetto frigorifero e in volume specifico in uscita dall'evaporatore. Questo parametro influenza fortemente le dimensioni dei vari componenti
- **Proprietà di trasporto** tra cui si considerano:
 - **Densità**
 - **Calore latente di vaporizzazione:** che determina, a parità di capacità frigorifera, la portata volumetrica del fluido circolante e quindi la sezione delle tubazioni
 - **Conducibilità termica:** che influenza lo scambio termico al condensatore e all'evaporatore
- **Comportamento con l'olio lubrificante:** miscibilità o immiscibilità, buona o cattiva compatibilità.
- **Comportamento con l'acqua**
- **Compatibilità con i materiali:** sia metallici, che plastici degli elastomeri

Come già detto per la macchina oggetto di studio è stato scelto di utilizzare ammoniaca.

L'ammoniaca è un fluido naturale considerato come uno dei migliori refrigeranti dal punto di vista delle proprietà termodinamiche e di trasporto. Questa presenta un *ODP* e un *GWP* pari a 0, una buona solubilità in acqua e facilità di rilevazione delle possibili fughe grazie al suo odore pungente.

I principali svantaggi sono: l'incompatibilità con il rame, come specificato anche dalla *EN 378-2*, le alte temperature di fine compressione, l'infiammabilità (refrigerante di classe *B2L*) e tossicità. Questo ultimo punto comporta di avere misure molto stringenti sull'utilizzo, sul posizionamento e sulla sicurezza delle macchine ad ammoniaca, come verrà illustrato nel paragrafo 3.

1.3 Descrizione Impianto

Come anticipato nell'introduzione la macchina oggetto di progettazione lavora seguendo un ciclo monostadio con evaporatore allagato alimentato ad eiettore.

Il dimensionamento è stato realizzato considerando le seguenti condizioni di progetto:

- Temperatura di condensazione pari a $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$
- Temperatura di evaporazione pari a $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$
- Temperatura ambiente pari a $T_{amb} = 38^{\circ}\text{C}$, con temperatura di bulbo umido pari a $T_{b,umido} = 26^{\circ}\text{C}$ corrispondente ad un'umidità relativa del 40%
- Pressione massima sul lato di bassa pressione pari a $PS = 18\text{bar}$
- Pressione massima sul lato di alta pressione pari a $PS = 23\text{bar}$

Il vapore di ammoniaca in uscita dal separatore alla temperatura e pressione di evaporazione viene aspirato dal compressore.

Nel compressore il vapore viene compresso fino alla pressione di condensazione $p_{cond} = p_{sat@T_{cond}} = 15.5\text{bar}$.

In uscita dal compressore si ha una miscela di vapore di ammoniaca surriscaldata ed olio ad una temperatura di 85°C .

La miscela transita nel separatore dell'olio dove avviene la sua separazione. Il vapore di ammoniaca esce dal separatore con una piccolissima percentuale di olio e passa al condensatore.

Nel condensatore l'ammoniaca viene raffreddata e condensata fino a raggiungere lo stato di liquido saturo.

L'ammoniaca liquida, passando per una valvola motorizzata, prosegue verso l'eiettore dove viene laminata. L'eiettore, dimensionato per avere un numero di ricircoli pari a due, durante il processo di laminazione pompa ammoniaca liquida dal separatore di aspirazione.

L'ammoniaca, in condizione bifasica, evapora parzialmente ed esce dall'evaporatore in condizione bifasica con un titolo pari a circa $x = 0.6$.

La miscela in uscita dell'evaporatore torna nel separatore di aspirazione, dove per gravità viene separata la fase liquida da quella gassosa. Il liquido saturo si deposita sul fondo del recipiente, mentre il vapore saturo viene aspirato dal compressore.

L'olio in uscita dal separatore dell'olio, prima di tornare al compressore per differenza di pressione, viene raffreddato mediante uno scambiatore di calore. L'olio separato nei filtri coalescenti del separatore dell'olio viene recuperato in aspirazione del

compressore, per differenza di pressione, attraverso una linea il cui flusso è regolato da una valvola a spillo.

L'olio che viene separato per differenza di densità e per distillazione nella parte bassa dell'evaporatore viene recuperato dal compressore sfruttando le perdite di carico sulla linea di aspirazione e il battente a disposizione. Il flusso è regolato da una valvola solenoide che apre quando una sonda di temperatura a monte rileva una temperatura maggiore di circa 10°C rispetto alla temperatura di evaporazione.

La condensazione avviene mediante lo scambio con una miscela di acqua e glicole etilenico ad una temperatura di ingresso $T_{in,glicole} = 31^{\circ}\text{C}$ e una di uscita $T_{out,glicole} = 37^{\circ}\text{C}$.

La stessa miscela, alle medesime condizioni di temperatura, serve lo scambiatore dell'olio.

La miscela di acqua e glicole in uscita dal condensatore e dal raffreddatore dell'olio, per mezzo di pompe, viene fatta circolare attraverso un raffreddatore evaporativo in cui viene raffreddata, realizzando così un circuito chiuso.

L'evaporatore viene alimentato da una miscela di acqua e glicole, per mezzo di pompe, passando da una temperatura di ingresso $T_{in,glicole} = -4^{\circ}\text{C}$ ad una di uscita $T_{out,glicole} = -7.5^{\circ}\text{C}$.

Il controllo dell'alimentazione dell'evaporatore viene realizzato attraverso una valvola motorizzata posta a monte dell'eiettore, comandata mediante un misuratore di livello posto a valle del condensatore. A seconda del livello rilevato la valvola varia la sua apertura. Questo impianto è comunemente denominato a carica fissa.

La modulazione della capacità frigorifera è realizzata mediante un inverter. Il controllo della macchina verrà approfondito nel capitolo 4.

Uno schema di principio è rappresentato in Figura 1.3.1, mentre lo schema meccanico di impianto è riportato in Figura 1.3.2

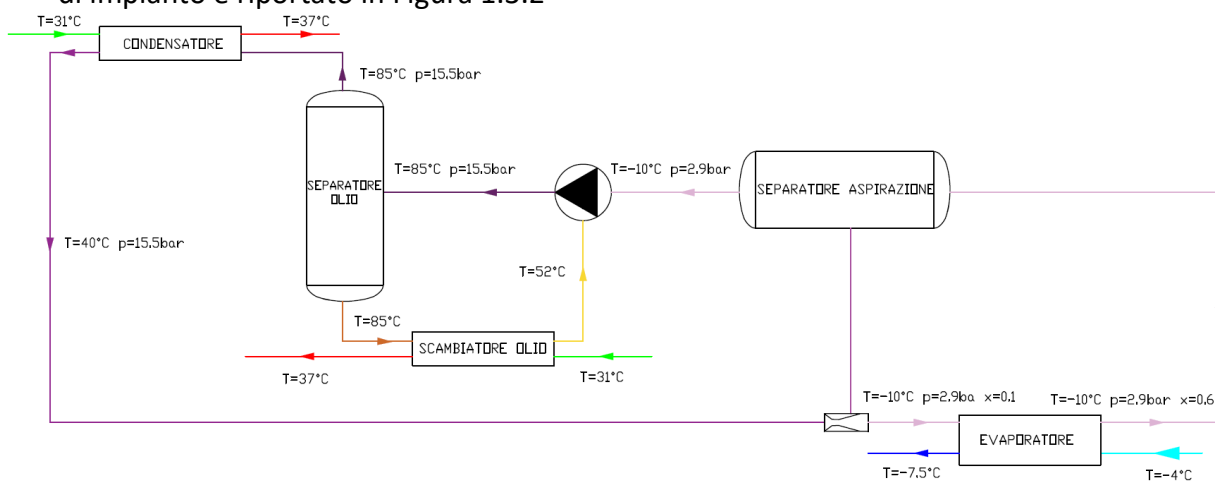


Figura 1.3.1: Schema di principio funzionamento macchina

2 Componenti

2.1 Compressore

Il compressore è uno dei componenti essenziali nei cicli inversi a compressione di vapore, il suo ruolo è quello di comprimere e far circolare in maniera continuativa refrigerante all'interno del sistema.

I compressori possono essere divisi in due grandi categorie:

Compressori volumetrici: in cui la compressione è ottenuta per riduzione meccanica del volume offerto al fluido in un capsulismo a geometria variabile. Le più comuni architetture sono:

- **Alternativi:** La variazione di pressione del fluido è ottenuta con il moto alternativo di uno o più pistoni che si muovono all'interno di cilindri in comunicazione con la parte di alta e bassa pressione del circuito frigorifero, attraverso valvole unidirezionali che aprono per differenza di pressione.



Figura 2.1.1: Compressore alternativo [25]

- **Vite:** il loro funzionamento verrà approfondito più avanti
- **Scroll:** sono costituiti da due spirali ad evolvente, le due spirali sono posizionate

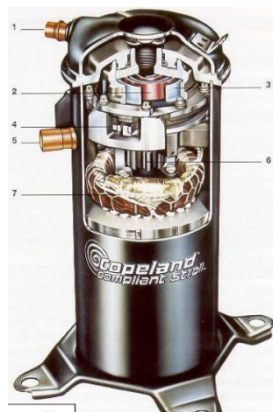


Figura 2.1.3: Compressore scroll [25]

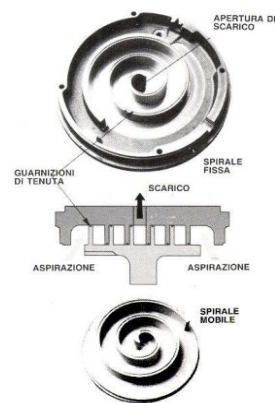


Figura 2.1.2: Esempio spirali [25]

l'una all'interno dell'altra realizzando una serie di tasche a forma di falce. Nel corso della compressione la spirale superiore rimane fissa, mentre la spirale inferiore, essendo montata nella parte eccentrica dell'albero, compie un moto orbitante. I gas vengono aspirati da due grandi tasche diametralmente opposte. Le tasche dapprima si chiudono progressivamente e poi scorrono verso il centro delle spirali riducendo il loro volume e realizzando così la compressione del gas. Quando le tasche raggiungono il centro della spirale il gas si trova alla pressione di mandata e viene scaricato all'esterno attraverso una luce centrale ricavata nella spirale fissa. Sono utilizzati principalmente nel condizionamento residenziale commerciale.

- **Palette:** il volume di gas è intrappolato tra due palette e viene compresso per riduzione di volume a sua disposizione.

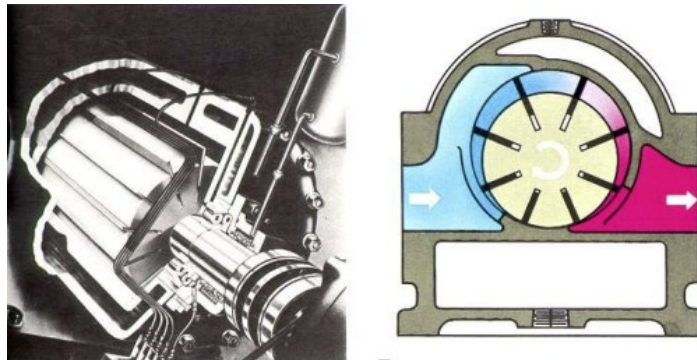


Figura 2.1.4: Compressore a palette [25]

Compressori dinamici: in cui la compressione è ottenuta variando le condizioni di flusso del fluido.

- **Compressore centrifugo:** il suo funzionamento dipende dallo scambio continuo di momento della quantità di moto tra un elemento meccanico rotante e la portata di fluido che lo attraversa in regime stazionario. Il vapore entra nel sistema nella parte centrale della girante e viene convogliato verso la corona esterna di quest'ultima dalle pale inclinate in essa ricavate. Durante questo percorso il vapore viene sottoposto ad una forza centrifuga crescente ed infine rilasciato in un diffusore. L'alta energia cinetica è generata dalla risultante della forza centrifuga e dalla velocità tangenziale della girante. Nel diffusore, che possiede sezione progressivamente crescente, il vapore perde man mano velocità. Questa caduta di velocità porta alla trasformazione di energia dinamica in energia statica, cioè energia di pressione. I compressori centrifughi sono impiegati normalmente negli impianti chimici e di processo di grandi dimensioni, dove sono trascinati da motori elettrici o da turbine a vapore o a gas. I compressori centrifughi sono largamente utilizzati anche nei grandi impianti di condizionamento commerciale.

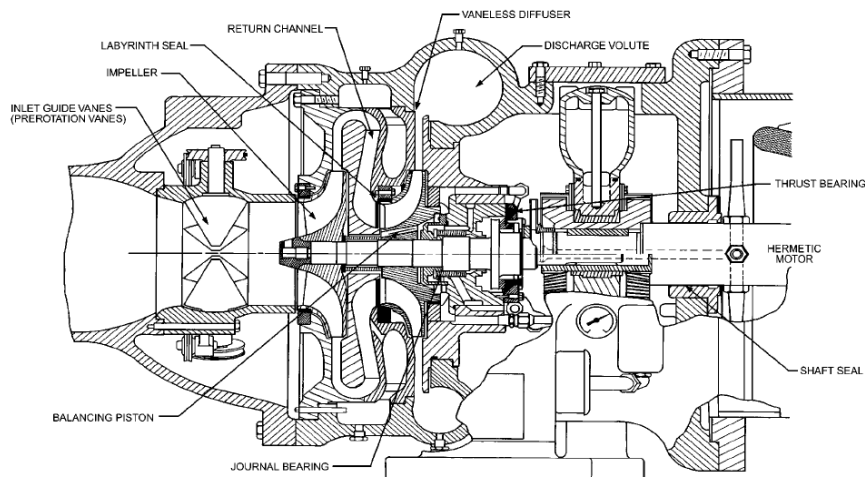


Figura 2.1.5: Compressore centrifugo [6]

I compressori possono essere inoltre suddivisi in:

Compressori aperti: per permettere l'accoppiamento con il motore elettrico l'albero del compressore fuoriesce all'esterno della carcassa. La tenuta alle perdite è garantita mediante un premistoppa meccanico. Questo premistoppa è uno dei componenti del compressore più critici per la fuga di fluido refrigerante dall'impianto.

Ermetici: il motore e il compressore sono accoppiati nella stessa carcassa. Il motore si trova quindi in diretto contatto con il refrigerante. Solo le linee di refrigerante e quelle elettriche penetrano quindi nell'involucro. Questo design non permette lo smontaggio per la manutenzione.

Semi ermetici: compressori ermetici in cui le testate del compressore possono essere rimosse, garantendo la possibilità di manutenzione.

I compressori di tipo ermetico e semiermetico vengono utilizzati principalmente con refrigeranti compatibili con il rame.

Poiché l'ammoniaca reagisce con il rame i compressori che la utilizzano sono principalmente di tipo aperto. In realtà lo sviluppo di compressori semiermetici ad ammoniaca è un traguardo molto attraente e sono già presenti sul mercato diverse configurazioni. Tra le più comuni si trovano quelle in cui il motore viene incapsulato in modo tale da evitare che il fluido refrigerante venga a contatto con gli avvolgimenti del motore.

L'approccio utilizzato da Frascold è completamente differente e consiste nell'utilizzo di un motore a magneti permanenti con avvolgimento in alluminio. L'alluminio essendo compatibile con l'ammoniaca risulta adatto per questa applicazione.

Le due principali categorie di compressore a vite sono quelli a doppia vite e quelli monovite. Il compressore a doppia vite è il più utilizzato ed è considerato uno standard tra i compressori per la refrigerazione industriale.

I compressori a vite sono caratterizzati da una coppia di rotori con due profili differenti. La combinazione più comune è quella in cui il rotore maschio possiede quattro lobi e quello femmina sei rientranze. I fabbricanti spesso offrono per ogni diametro della vite due o tre lunghezze dei rotori, con dei rapporti lunghezza diametro tipici tra 1.12 e 1.7.

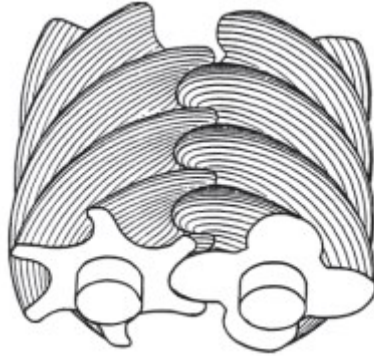


Figura 2.1.6: Rotori compressore a vite [2]

I profili attualmente disponibili sul mercato sono di tipo asimmetrico, poiché garantiscono più alte performance grazie ad una migliore dinamica dei rotori e una diminuzione dell'area di perdita.

Generalmente il rotore maschio è accoppiato all'albero motore, mentre il rotore femmina è trascinato per attrito da un film di olio lubrificante che realizza anche la tenuta dei vapori pompanti.

L'olio è iniettato in grande quantità nella camera di compressione come verrà descritto nel capitolo 2.7

Il processo di compressione parte con l'ingresso del refrigerante all'interno di una cavità che appare mentre i rotori ruotano nel punto 1. In 2 la cavità continua a riempirsi ed in 3 è riempita completamente. In 4 la cavità contiene ora del gas intrappolato tra le volute e l'alloggiamento. In 5 la cavità è nel pieno processo di compressione con il volume che si restringe man mano che la cavità si porta verso l'estremità dell'alloggiamento. Quando la voluta del rotore raggiunge la luce di scarico, il gas compresso defluisce nella linea di mandata.

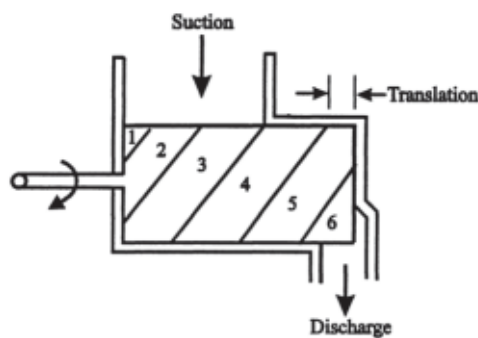


Figura 2.1.7: Rappresentazione qualitativa processo di compressione [2]

Una caratteristica tipica dei compressori a vite è il rapporto volumetrico, definito come:

$$v_i = \frac{\text{volume nella cavità quando la luce di aspirazione è chiusa}}{\text{volume nella cavità quando la luce di scarico si apre}}$$

Ogni v_i corrisponde ad un determinato rapporto di compressione per dato refrigerante. Da considerazioni termodinamiche il rapporto di compressione β , definito come il rapporto tra la pressione in uscita al compressore e quella in ingresso, è pari a $\beta = v_i^k$

La non idealità del processo di compressione è rappresentato dal rendimento isoentropico. Questo è definito come

$$\eta_{iso} = \frac{\text{lavoro isoentropico di compressione}}{\text{lavoro effettivo di compressione}}$$

Il η_{iso} è fortemente influenzato, nel caso di compressori a vite, dal v_i e dal rapporto di compressione, come mostrato in Figura 2.1.8. In generale il η_{iso} raggiunge un massimo per un determinato rapporto di compressione β , a v_i imposto.

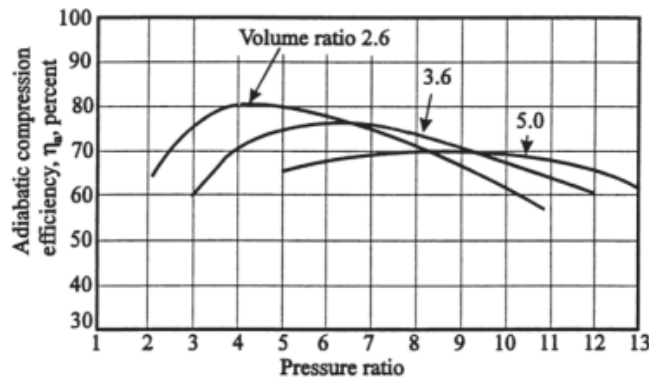


Figura 2.1.8: Rendimento isoentropico compressore a vite ad ammonica [2]

Il parametro che esprime la capacità del compressore di trasportare fluido frigorifero tra la pressione di aspirazione e quella di mandata è chiamato rendimento volumetrico ed è definito come

$$\eta_{vol} = \frac{\text{portata volumetrica aspirata dal compressore}}{\text{portata generata}}$$

In generale, a differenza dei compressori alternativi, il η_{vol} tende a decrescere molto lentamente al variare del rapporto di compressione.

Sia l'assorbimento che la resa dei compressori sono molto influenzati dalle temperature di condensazione ed evaporazione.

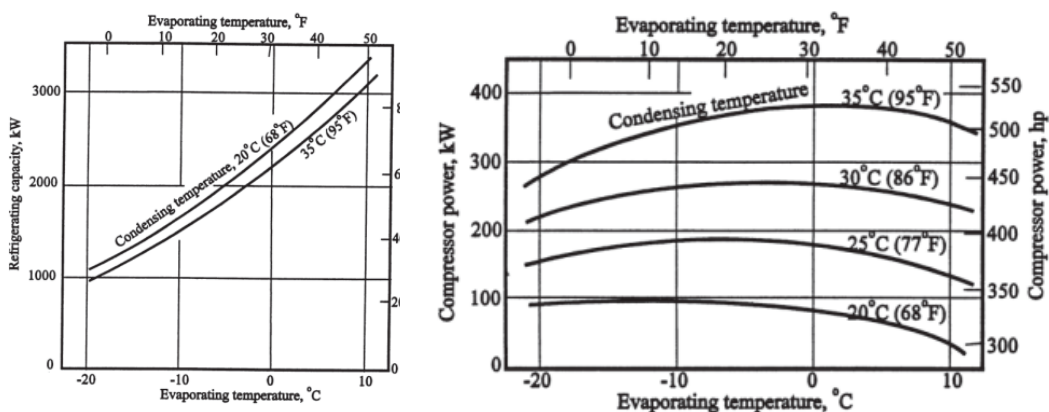


Figura 2.1.9: Andamento capacità frigorifera al variare della T_{cond} e T_{evap} [2]

Il dimensionamento dell'impianto viene effettuato per far fronte alle condizioni di progetto, che corrispondono alla massima temperatura ambiente con il contemporaneo massimo carico termico. In realtà l'impianto si troverà raramente a lavorare in queste condizioni, sarà quindi necessario parzializzarlo andando a modulare la capacità del compressore.

Uno dei metodi caratteristici di modulazione dei compressori a vite è il cassetto di parzializzazione. Il cassetto permette di ottenere una modulazione e regolazione continua della capacità, introducendo però una drastica riduzione dell'efficienza del compressore. Durante la modulazione l'elemento mobile della valvola a cassetto si separa da quello fisso, in modo tale da non comprimere una parte dei gas che ha riempito la cavità durante il processo di aspirazione.

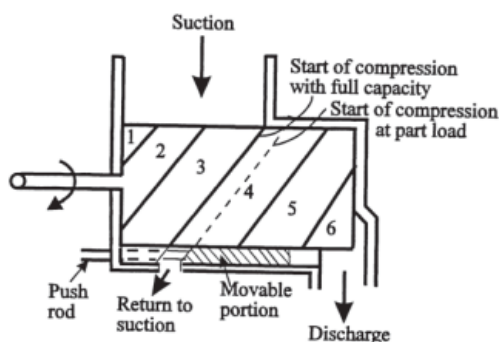


Figura 2.1.10: Schema qualitativo funzionamento valvola a cassetto [2]

In accoppiata al cassetto di parzializzazione può essere presente un dispositivo chiamato v_i variabile. Generalmente il v_i è imposto nel momento in cui il compressore viene fabbricato. L'obiettivo di questo dispositivo è quello di variare il v_i contestualmente alla variazione delle condizioni imposte. Questo permette di mantenere il massimo rendimento possibile per più date condizioni.

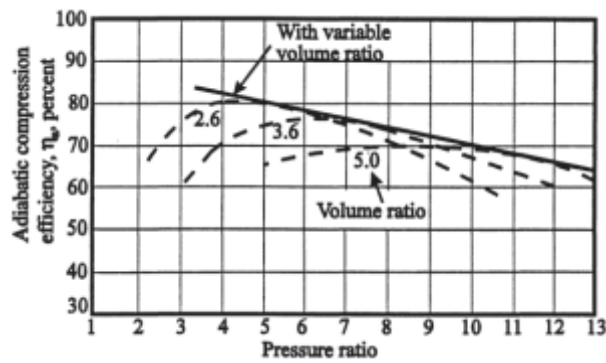


Figura 2.1.11: Mantenimento massimo rendimento mediante variazione v_i [2]

Un'alternativa più attraente all'utilizzo della valvola a cassetto per la modulazione della capacità frigorifera è quella di variare la velocità del rotore del compressore mediante inverter. Il funzionamento dell'inverter è approfondito nel paragrafo 2.2.1

Ovviamente anche l'uso dell'inverter comporta delle perdite di efficienza, infatti, per basse velocità di rotazione il rapporto tra il volume di gas perduto per trafile e quello pompato dal compressore aumenta, portando ad una conseguente diminuzione sia del rendimento adiabatico che di compressione. Per elevate velocità, invece, il rendimento diminuisce a causa della forte perdita di pressione attraverso i passaggi del compressore. Inoltre, l'inverter possiede una sua efficienza che, anche se alta, determina una diminuzione dell'efficienza complessiva della macchina

È stato comunque dimostrato in applicazioni sul campo che l'utilizzo dell'inverter, in determinati impianti, permette un risparmio in termini di potenza assorbita al compressore molto maggiori rispetto all'utilizzo dei metodi convenzionali.

Il compressore proposto da Frascold s.p.a. fa parte di una linea di compressori a vite semiermetici ad ammoniaca con motore in alluminio a magneti permanenti.

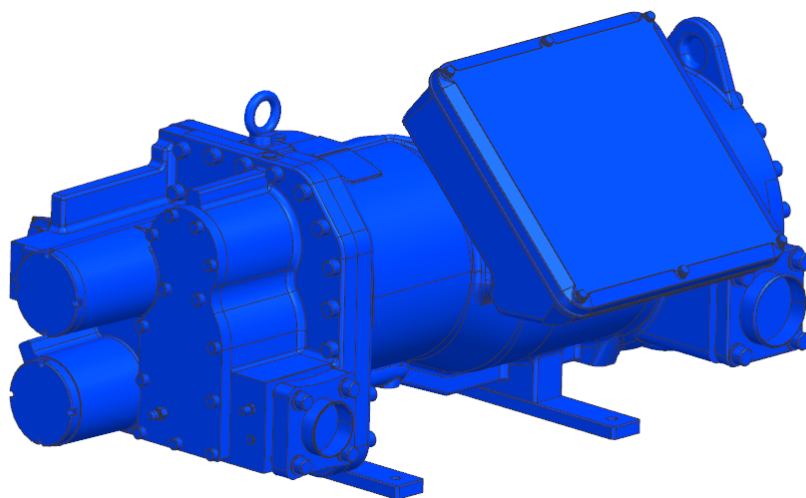


Figura 2.1.12: Compressore Frascold FVR-H-160-400ALU

Per il chiller oggetto di progettazione si è scelto di testare il compressore *FVR-H-160-400ALU*

Model Frascold	Catalogo @60 Hz		Model Frascold	Catalogo @60 Hz	
	Mot [kW]	disp [m ³ /h]		Mot [kW]	disp [m ³ /h]
FVRL-130-315 ALU	116	379	FVRH-130-315 ALU	116	379
FVRL-140-370 ALU	125	446	FVRH-140-370 ALU	125	446
FVRL-160-400 ALU	143	478	FVRH-160-400 ALU	143	478
FVRL-160-470 ALU	143	562	FVRH-160-470 ALU*	143	562

Figura 2.1.14: Potenza e volume generato serie FVRL e FVRH

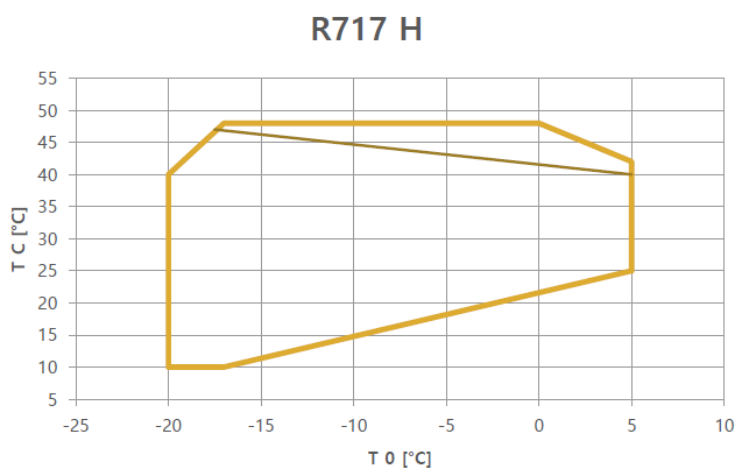
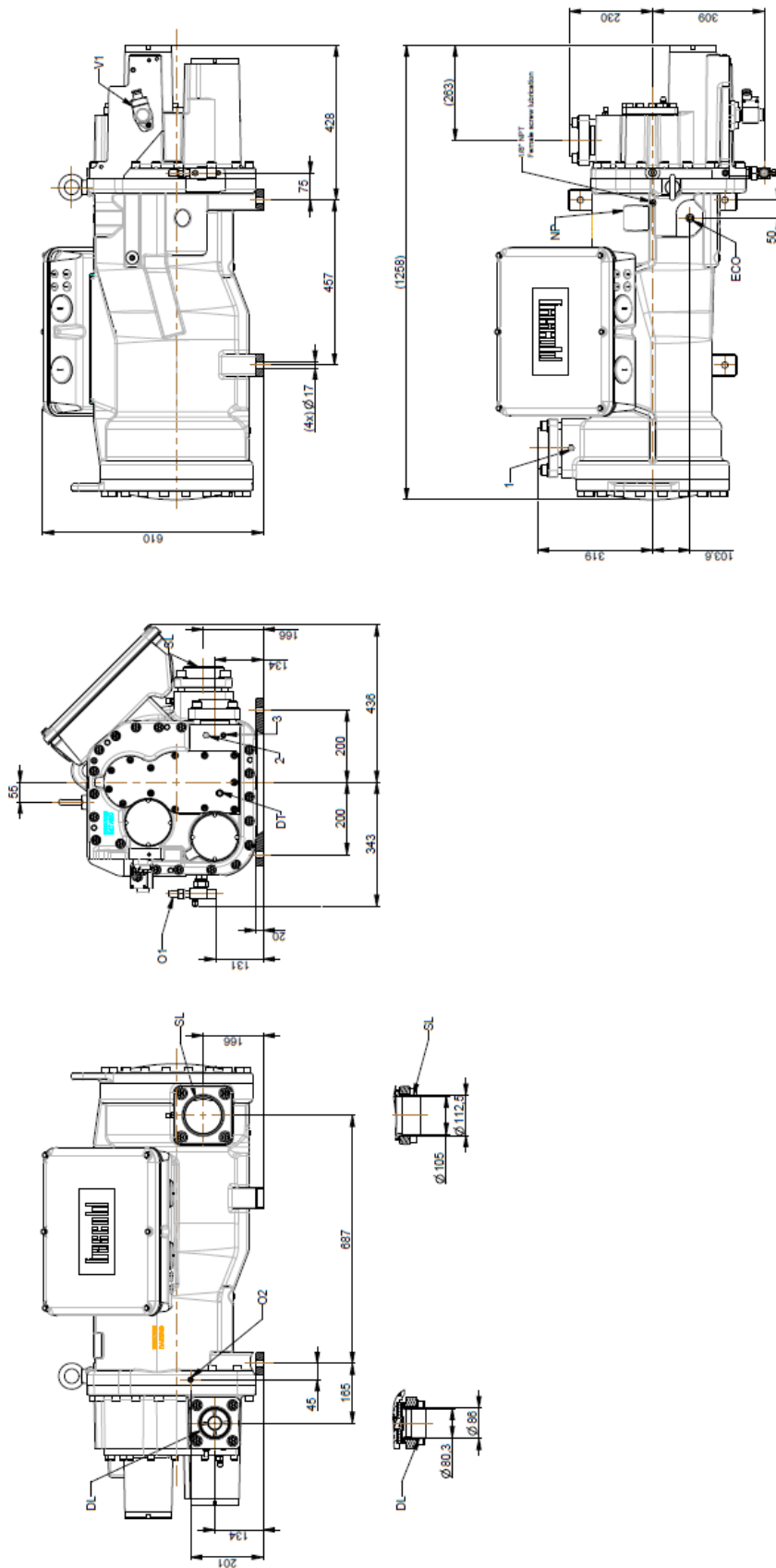


Figura 2.1.13: Campo applicazione FVRH

Il disegno di particolare è riportato in Figura 2.1.15



TOLLERANZA FILETTURE Prof. profilo DIN 1, gear. filetture DIN 1. Precisozza profilo dentato in tutti i cilindri
 THREAD TOLERANCE: Profile depth DIN 1, Thread depth DIN 1. Profile depth referred to cylindrical length
 TOLLERANZA GENERALI UNI EN 227681 Classe di tolleranza 7/8 per non filettamenti indicati
 GENERAL TOLERANCES: UNIFORMITY CLASS 7/8 FOR NON THREADMENTS INDICATED

ELIMINARE ANGOLI E SPISOLI (V1) con: #H3 - REMOVE BURRS AND SHARP EDGES CORNER #H3

Design Code	13-100
Order Code	07-98-23
Material	Aluminum
Weight (kg)	0.851
Discharge / Ingresso	1 di 1

NRH ALU Compressor
 Codice Disegno: W641A000
 Revisione: REV.0

E					
D					
C					
B					
A					
Int.					

O1	Oil injection - 7/8"
O2	Additional oil injection port - 1/4" NPT
DT	Discharge temperature sensor
1	Low pressure connection LP 1/4 SAE
2	High pressure connection HP 1/4 SAE
V1	VI control valve
SL	Suction bushing 4" - 1/8" // 105mm
DL	Discharge bushing D80mm
ECO	ECO port 1/2" NPT
NP	Information Plate

Figura 2.1.15: Disegno particolare compressore FVR-H-160-400ALU

La modulazione della capacità del compressore è realizzata mediante inverter. Non è previsto il cassetto di parzializzazione, ma è presente un variatore di v_i in due step di valore 1.9 e 2.9.

Le viti hanno un diametro $D = 167\text{mm}$ con un rapporto $L/D = 1.2$. All'interno del compressore è presente una valvola di non ritorno sulla mandata e una valvola di sicurezza non certificata contro le sovrappressioni. Il Δp minimo netto ipotizzato per il ricircolo dell'olio dal separatore dell'olio al compressore è pari a 4bar . La massima temperatura accettabile in ingresso al compressore con un olio *ISO VG68* è pari a 90°C e la massima temperatura di mandata accettabile è 120°C .

In Figura 2.1.16 sono riportati i dati della simulazione ottenuta dal costruttore alle condizioni di progetto. I risultati sono considerati di tentativo in quanto ricavati da dati sperimentali di test con *R404A*, riadattati attraverso coefficienti correttivi specifici per l'ammoniaca.

Input Data		
Refrigerant		ammonia
Reference Temperature		Dew temperature
Calculation Mode		Refrigeration-AC
Power supply		400/3/50
Condensing temperature	°C	40,0
Condensing pressure	bar	15,5
Liquid subcooling	K	0,00
Liquid temperature	°C	40,0
Evaporating temperature	°C	-10,0
Evaporating pressure	bar	2,9
Suction gas superheating	K	1,00
Useful fraction of superheating	%	100%

Output Data - FRASCOLD TENTATIVE DATA		
Compressor:		FVR-H-160-400ALU
Number of compressors:		VSx1
Refrigerating capacity	kW	308,15
Refrigerating capacity [*ref]	kW	305,28
Evaporator capacity	kW	308,15
Power input	kW	116,19
Condenser capacity, theor.	kW	362,18
Current	A	218,5
COP/EER	kW/kW	2,65
Mass flow	kg/h	1044
Operating Speed	RPM	3600
Connection	-	Inverter
Operating mode	-	Refrigeration-AC
Discharge temperature	°C	173,6
Discharge Temperature with oil cooler	°C	90
Note	-	
Oil Flow	l/min	59
Heat Exchanged (oil cooler)	kW	62,2
Oil Temp. At Oil Cooler Outlet	°C	57

Certified by:
- Frascold tentative data

Legend:
*ref: At conditions according to EN12900
Suction Gas Superheating = 5 K

Figura 2.1.16: Simulazione funzionamento $T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}$ $T_{cond} = 40^{\circ}\text{C}$ 60Hz

2.2 Motore elettrico

I motori elettrici sono macchine rotanti che convertono energia elettrica in energia meccanica.

Una classificazione a livello funzionale degli attuatori elettrici distingue tra motori a velocità fissa e motori a velocità variabile. I primi vengono utilizzati quando il motore deve assumere uno dei seguenti stati: fermo, marcia in avanti o indietro. I secondi sono impiegati per tutte quelle applicazioni in cui è necessario intervenire in maniera continuativa sulla velocità.

In questo paragrafo non ci si soffermerà molto sulla trattazione dei vari motori elettrici, vista la grande quantità di configurazioni disponibili, ma verrà approfondita solo la tipologia *IPM*.

I motori *IPM* (Interior Permanent Magnet) sono dei particolari motori sincroni, chiamati anche motori brushless, in cui nello statore sono presenti avvolgimenti trifase inseriti all'interno di cave, mentre nel rotore sono presenti magneti permanenti con alta densità di campo.

Questo tipo di motore è uno dei più utilizzati per tutte quelle applicazioni che richiedono buone prestazioni dinamiche e man mano, grazie alla graduale riduzione dei costi, stanno soppiantando i motori a corrente continua anche per applicazioni di piccola potenza.

Il principio di funzionamento è molto simile a quello dei motori sincroni in cui il movimento del rotore è generato da interazioni di tipo elettro-magnetico tra il rotore e lo statore.

Più in particolare lo statore viene alimentato attraverso corrente trifase a frequenza imposta che produce un campo magnetico che ruota alla velocità di sincronismo, mentre sul rotore è generato dai magneti permanenti un campo magnetico fisso. Per interazione magnetica di repulsione e attrazione tra i poli dei due campi magnetici, il rotore tenderà ad accoppiarsi magneticamente con lo statore portando alla rotazione della parte mobile a velocità di sincronismo.

Per garantire di avere una corretta rotazione e una coppia costante è presente un trasduttore di posizione angolare ed un circuito elettrico opportunamente alimentato dalle fasi di statore, in modo tale da generare un campo magnetico sfasato di 90°. Questa condizione, a parità di flusso magnetico generato, garantisce la coppia massima.

Questa modalità di funzionamento è analoga a quella proposta nei motori a corrente continua, eccetto per il fatto che rotore e statore si scambiano i ruoli e, inoltre, la commutazione non è ottenuta attraverso spazzole e collettore, ma mediante il già citato trasduttore.

Queste variazioni portano a diversi benefici tra cui:

- Riduzione delle perdite per attrito
- Eliminazione del collettore e di tutti i problemi ad esso connessi
- Migliore smaltimento del calore
- Minore inerzia del motore

Esistono due tipologie di motori brushless:

- A.C. brushless
- D.C. brushless

I motori *IPM* rientrano nella categoria dei motori A.C. brushless.

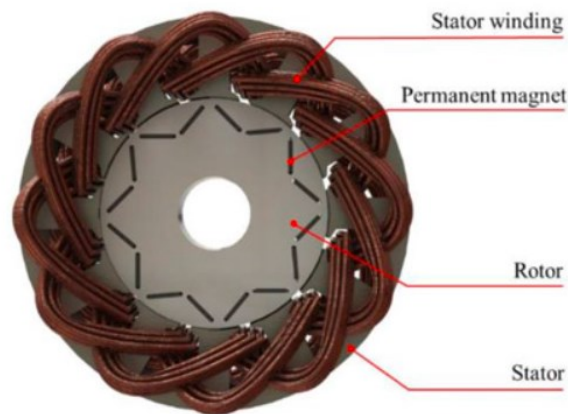


Figura 2.2.1: Distribuzione magneti permanenti e avvolgimenti in motori IPM [26]

Nei motori A.C. brushless gli avvolgimenti di stator sono realizzati in modo tale che, quando il rotore ruota a velocità costante, nello stator si generino delle forze contro elettromotrici sinusoidali. Questo permette, alimentando gli avvolgimenti con correnti trifase sinusoidali, di ottenere un campo magnetico di modulo e velocità costanti. Attraverso la conoscenza della posizione angolare del rotore, le tre fasi vengono alimentate con correnti trifase in modo tale che si generi un campo magnetico sfasato di 90° rispetto a quello di rotore, e di intensità proporzionale alla coppia da garantire.

La modulazione della corrente è garantita attraverso la tecnica della *PMW* (Pulse Width Modulation) che verrà trattata nel paragrafo 2.2.1

I motori *IPM* rispetto ai D.C. brushless presentano i seguenti vantaggi:

- Riduzione del rischio che il magnete si stacchi per forza centrifuga
- Coppia totale maggiore

- Maggiore range di velocità
- Riduzione della smagnetizzazione dei magneti permanenti
- Alta efficienza soprattutto ad alte velocità di rotazione

I dati di targa del motore accoppiato al compressore sono riportati in Figura 2.2.2

Motor control parameters		
Rated power	143	Kw
Rated speed	3600	RPM
Rated current	280	A
Rated voltage	334	V
Poles	6	/
Ld (direct axis inductance)	0,247	mH
Lq (quadrature axis inductance)	0,372	mH
25°C Phase resistance R	0,0145	Ω
3600RPM line induced voltage	275	V
Peak power	179	Kw
Peak current	347	A
Controller input voltage	≥380	V
Position sensor	NO	/
Control mode	MTPA	/
Motor type	IPM	/
NOTE	1.The peak power of the motor depends on the motor temperature rise test.	
	2.Please select one that can control the IPM motor instead of the SPM motor.(The controller can identify the quadrature axis	

Figura 2.2.2: Dati di targa motore IPM

2.2.1 Controllo dei motori brushless

Come già anticipato nel paragrafo precedente, la modulazione del motore è realizzata mediante il controllo sia della fase che dell'intensità della corrente.

Per attuare il controllo sono necessari a monte del motore due convertitori statici:

- **Raddrizzatore**
- **Inverter**

I componenti fondamentali di questi convertitori statici sono diodi, tiristori e transistor.

I **diodi** entrano in conduzione tutte quelle volte in cui l'anodo è a potenziale maggiore rispetto al catodo e lasciano passare corrente finché questa non si annulla o compare una tensione inversa.

I **tiristori** conducono soltanto se l'anodo è a tensione maggiore del catodo, ma l'ingresso in conduzione è regolato da un comando con un apposito elettrodo chiamato gate.

I **transistor** si dividono in due categorie: quelli che possono operare commutando gli stati aperto chiuso e quelli che possono funzionare anche in modo proporzionale sfruttando un segnale di comando in tensione o in corrente.

I raddrizzatori sono dei convertitori statici che permettono di ottenere tensioni continue partendo da tensioni alternate. Esistono due categorie di raddrizzatori:

- Tensione non pilotabile
- Tensione pilotabile

I raddrizzatori a tensione non pilotabile sono convertitori realizzati mediante una serie di diodi disposti in modo tale da ottenere un corrente pulsante, che può essere vista come sovrapposizione di una corrente continua e una serie di armoniche. La corrente genererà sul carico una tensione costituita da una componente costante e una componente oscillante (ripple). Minore sarà il ripple migliore sarà la conversione.

Per migliorare l'alimentazione dei carichi, generalmente è presente una sezione di livellamento della tensione realizzata attraverso un condensatore.

Un esempio esplicativo del funzionamento dei raddrizzatori può essere fatto considerando il raddrizzatore monofase a ponte.

In questo caso è presente un generatore di tensione alternata collegato ad un carico puramente resistivo attraverso quattro diodi.

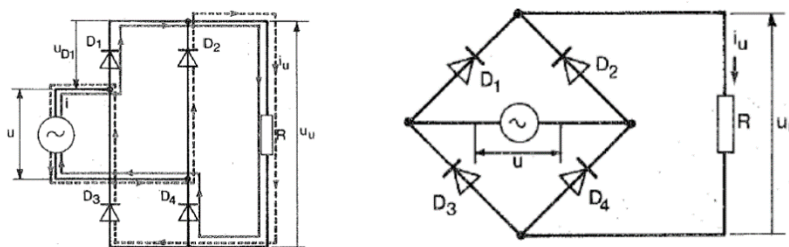


Figura 2.2.3: Schema raddrizzatore monofase a ponte [26]

Nella semionda positiva conducono i diodi D_1 e D_4 mentre nella semionda negativa conducono i diodi D_2 e D_3 . Si ottengono così gli andamenti di tensione e corrente riportati in Figura 2.2.4

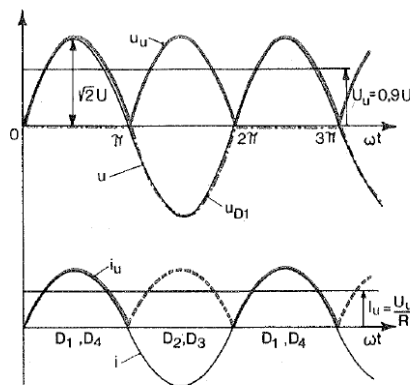


Figura 2.2.4: Andamento tensioni e correnti in raddrizzatori monofase a ponte [26]

I raddrizzatori a tensione pilotabile sfruttano un'analogia modalità di funzionamento, ma sono realizzati attraverso tiristori. L'utilizzo dei tiristori permette, al variare dell'istante di messa in conduzione, di variare la tensione di uscita dal raddrizzatore.

Per un generico angolo α di innesco, si può dimostrare che il valore medio in uscita sarà pari a

$$U_u = 0.22U(1 + \cos(\alpha))$$

e tutte le grandezze avranno un andamento periodico pari a quello della tensione di ingresso.

Gli inverter sono dei convertitori statici che realizzano una funzione opposta rispetto ai raddrizzatori, infatti, convertono tensione continua in alternata mediante l'utilizzo di una serie di transistor.

Uno schema di un inverter monofase è rappresentato in Figura 2.2.5

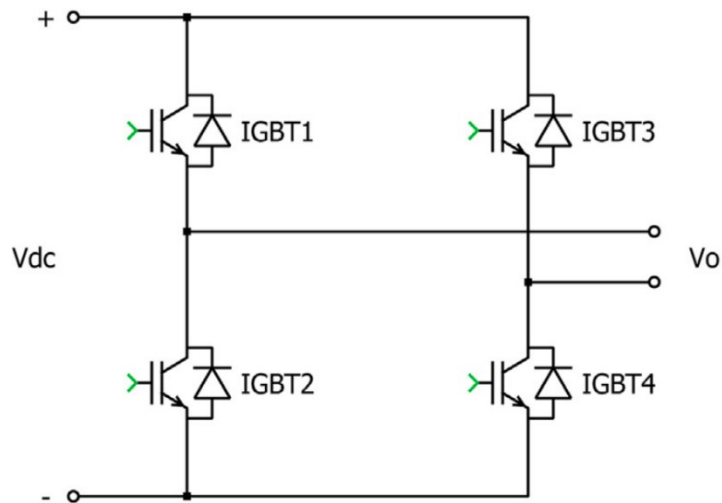


Figura 2.2.5: Schema inverter monofase [26]

Il funzionamento dell'inverter si basa su aperture e chiusure di diversa durata ed opportunamente sfasate, per la realizzazione di onde quadre che approssimino una tensione alternata a data frequenza e ampiezza.

Per realizzare una tensione alternata V_0 viene intervallata l'apertura dei transistor 1-4 e la chiusura dei 2-3 con l'apertura dei transistor 2-3 e la chiusura dei 1-4.

In uscita si ottiene un profilo di tensione ad onda quadra e uno di corrente su un carico ohmico-induttivo come quello riportato in Figura 2.2.6

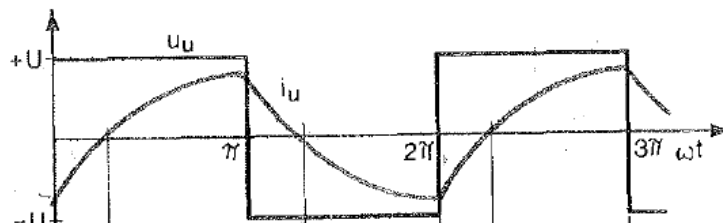


Figura 2.2.6: Andamento tensione e correnti in uscita da inverter [26]

Per realizzare una forma d'onda sinusoidale è necessario prevedere più impulsi per un dato semiperiodo.

La regolazione della frequenza e dell'ampiezza della tensione in uscita è realizzata mediante l'utilizzo della tecnica della *PMW*.

Questa consiste nell'utilizzo di un comparatore.

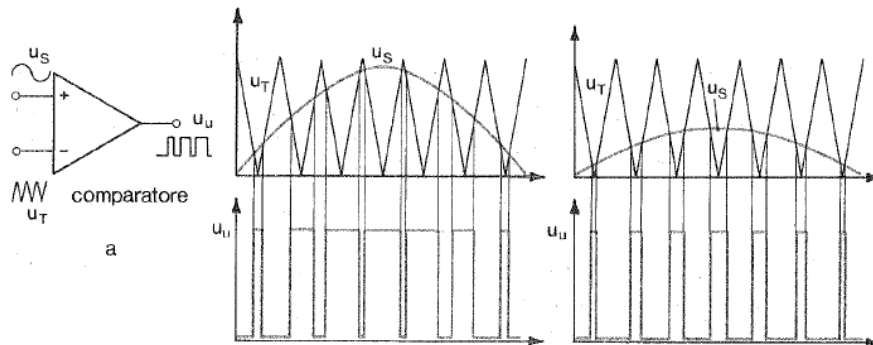


Figura 2.2.7: Principio funzionamento tecnica PWM [26]

Al comparatore viene dato in ingresso un'onda triangolare ad alta frequenza ed un'onda sinusoidale avente la frequenza e ampiezza desiderata. Ogni volta che il valore della sinusoide supera il valore dell'onda triangolare la coppia di transistor viene chiusa. La riapertura avviene quando il valore della sinusoide scende sotto il valore dell'onda triangolare.

L'inverter può essere controllato in corrente consentendo di alimentare il carico tramite una corrente avente qualsiasi forma d'onda.

Uno schema di un inverter monofase controllato in corrente è riportato in Figura 2.2.8

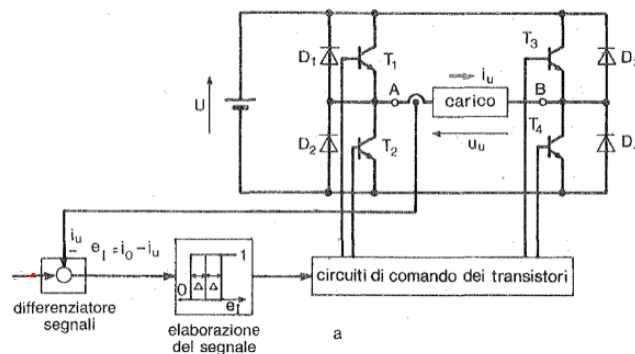


Figura 2.2.8: Schema inverter monofase controllato in corrente [26]

In questo caso si confronta, attraverso un differenziatore di segnali, la differenza, chiamata errore e_i , tra la corrente misurata al carico e una corrente di riferimento con ampiezza sinusoidale voluta generata da un circuito a bassa potenza. I transistor verranno pilotati a seconda del valore dell'errore.

Se il valore e_i è maggiore di una soglia Δ allora si accendono i transistor T_1 e T_4 , se il valore e_i è minore di $-\Delta$ allora si accendono i transistor T_2 e T_3 , se $-\Delta < e_i < \Delta$ allora il circuito di controllo non agisce e i semiconduttori rimangono nel loro stato attuale.

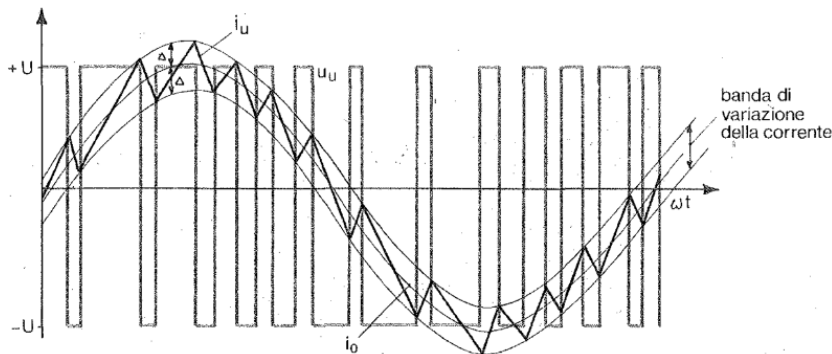


Figura 2.2.9: Modalità controllo corrente [26]

Lo schema funzionale di un convertitore per motori brushless è riportato in Figura 2.2.10

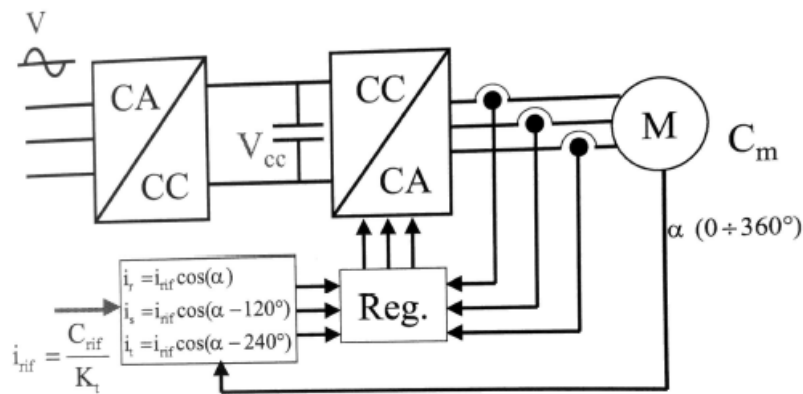


Figura 2.2.10: Schema funzionale convertitore motori brushless [10]

La tensione di rete viene raddrizzata da un raddrizzatore ottenendo un BUS a corrente continua che alimenta l'inverter d'uscita.

L'inverter, funzionante con la tecnica *PMW*, è comandato da un controllore in base alla richiesta di coppia, velocità o posizione. Il controllore tiene conto delle misure di velocità e posizione fatte attraverso appositi trasduttori.

In base alla posizione, alla corrente di riferimento e alla corrente misurata ai capi degli avvolgimenti il regolatore modula l'inverter.

Gli azionamenti con motore brushless si rivelano molto flessibili e permettono di ottenere ottime prestazioni sia nel controllo di coppia che di velocità.

Si è scelto, dai dati del motore, l'inverter *FDU48365-54* prodotto da Emotron con le seguenti caratteristiche:

Input	
Tensione di alimentazione	230-480V +10%-10%
Frequenza di rete	45 a 65Hz
Squilibrio tensione di alimentazione	Max. \pm 3% della tensione nominale di ingresso
Tensione in uscita	0-Tensione di alimentazione di rete
Frequenza in uscita	0...200 Hz
Efficienza a carico nominale	98% IE2
Numero di impulsi	6
Output	
Potenza nominale [Normal duty]	200 kW
Corrente in uscita [Normal duty]	365 A
Potenza nominale [Heavy duty]	160 kW
Corrente in uscita [Heavy duty]	292 A
Corrente massima	438 A
Caratteristiche di base	
Grado di protezione	IP54
Taglia	FA
Dimensioni	1395x345x365 [HxWxD mm]
Peso	95 Kg
Segnali di controllo	
Ingressi Analogici	4 in tensione (0...10V) / in corrente (0/4...20mA)
Ingressi Digitali	8 programmabili
Uscite Analogiche	2 programmabili (tensione/corrente)
Uscite Digitali	2 programmabili
RS485	RTU Modbus
RS232	Porta programmaizone PC
Uscite relè	3

Figura 2.2.11: Dati di targa inverter

2.3 Condensatore

Il condensatore è uno scambiatore di calore utilizzato per smaltire, ad una sorgente ad alta temperatura, sia il lavoro di compressione che il calore sottratto alla sorgente a bassa temperatura.

Gli scambiatori di calore sono componenti comunemente utilizzati nelle applicazioni ingegneristiche, il loro scopo è quello di permettere lo scambio termico tra due fluidi a differente temperatura separati da una parete solida.

Gli scambiatori vengono classificati a seconda delle modalità costruttive e del tipo di flusso. Il flusso generalmente può essere o in equicorrente o in controcorrente. In generale non è possibile realizzare flussi completamente in controcorrente o equicorrente a meno di modelli specifici di scambiatori.

Le modalità costruttive di più comune utilizzo sono:

- **Tubi concentrici:** è il caso più semplice in cui il fluido freddo e quello caldo scorrono nella stessa direzione o in direzione opposta. Nel caso di equicorrente il fluido caldo e il freddo entrano nello stesso ingresso, fluiscono della medesima direzione ed escono dalla stessa uscita. Nel caso controcorrente, invece, i fluidi entrano agli estremi opposti, scorrono in direzione opposta, uscendo alle estremità opposte.
- **Tubi e mantello:** sono realizzati da un guscio esterno, in cui scorre uno dei due fluidi, e da tubi interni al guscio, in cui scorre l'altro fluido. Esistono configurazioni a singolo o doppio passaggio. Questa tipologia di scambiatori è ampiamente utilizzata per la sua versatilità in termini di materiali, dimensioni, pressioni e temperature.
- **Correnti incrociate:** è costituito da un pacchetto di piastre sottili montate in serie su tubi disposti parallelamente. Le piastre fungono da alette e aumentano il coefficiente di scambio termico assicurando lo scorrimento perpendicolare ai tubi del flusso. Normalmente sulle alette viene fatto passare gas mentre nei tubi liquido.
- **Scambiatori a piastre:** verranno trattati più in dettaglio in seguito

La potenza scambiabile tra i due fluidi negli scambiatori di calore può essere valutata attraverso la seguente relazione

$$\dot{Q} = FUA\Delta T_{ml}$$

Come si evince dalla formula, lo scambio termico è legato da:

- **La trasmittanza termica U** : che indica la bontà dello scambio termico tra i due fluidi
- **L'area di scambio A**
- **ΔT_{ml}** : che rappresenta una media tra la variazione di temperatura in ingresso e quella in uscita
- **F** : coefficiente correttivo che permette di tenere conto del fatto che generalmente non si instaura un flusso completamente controcorrente o equicorrente

A parità di potenza scambiata, maggiore sarà la trasmittanza termica minore sarà la superficie di scambio necessaria. Una diminuzione della superficie di scambio porta ad una riduzione dei costi e dell'ingombro dello scambiatore. Anche un aumento dei ΔT porta ad una diminuzione della superficie di scambio con un conseguente però aumento dei costi operativi.

Nel caso del condensatore il fluido termovettore utilizzato per smaltire il calore dovrà trovarsi ad una temperatura inferiore rispetto al refrigerante. Gran parte dello scambiatore lato refrigerante lavora in cambiamento di fase e quindi a T costante pari alla T_{cond} , mentre per il fluido termovettore, di solito monofase, la temperatura tende ad aumentare.

Generalmente i condensatori si classificano in base al fluido termovettore utilizzato e alla tipologia costruttiva.

Tipicamente i chillers progettati per l'utilizzo nel condizionamento dell'aria presentano condensatori a micro-canali, mentre nell'ambito della refrigerazione industriale si utilizzano principalmente condensatori ad acqua.

I vantaggi dell'utilizzo dell'acqua sono molteplici:

- Il suo pompaggio richiede poca energia
- Presenta elevati coefficienti di scambio termico
- È capace di trasportare molto calore con piccoli ingombri

Nel caso di condensazione ad acqua vengono utilizzati principalmente: scambiatori a fascio tubiero, scambiatori a piastre e condensatori evaporativi.

Come mostrato nello schema in Figura 1.3.2 si è optato per l'utilizzo di un condensatore a piastre abbinato ad un raffreddatore evaporativo.

Come fluido termovettore si è optato per una miscela di acqua e glicole etilenico al 20%, che permette di garantire la corretta funzionalità evitando la possibilità di congelamento della miscela.

Gli scambiatori a piastre sono realizzati mediante piastre relativamente sottili. Essi vengono classificati in base alla tipologia costruttiva: con guarnizioni, saldati o saldobrasati. Le piastre sono realizzate per stampaggio o goffatura di un pattern su lamiera. Geometrie tipiche sono riportati in Figura 2.3.1

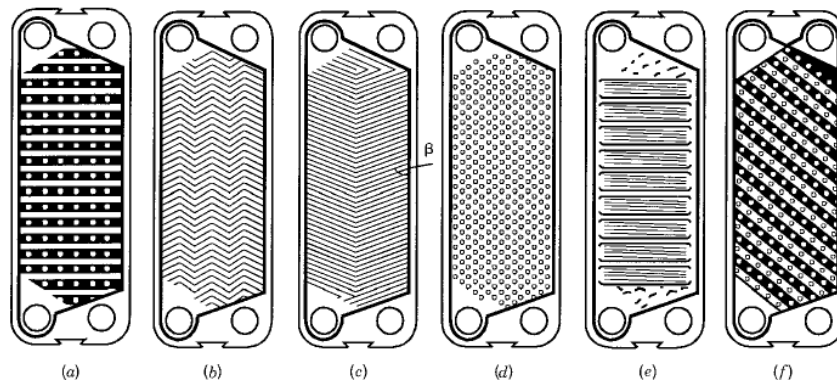


FIGURE 1.18 Plate patterns: (a) washboard; (b) zigzag; (c) chevron or herringbone; (d) protrusions and depressions; (e) washboard with secondary corrugations; (f) oblique washboard (Shah and Focke, 1988).

Figura 2.3.1: Geometrie tipiche piastre scambiatori [11]

Le sezioni di passaggio realizzate sono particolarmente strette, permettendo di avere un flusso fortemente interrotto e tortuoso. Questo garantisce degli alti coefficienti di scambio termico e delle basse resistenze di fouling grazie all'instaurarsi di flussi secondari che incrementano i livelli di turbolenza.

Negli scambiatori di tipo saldo brasato l'accoppiamento delle piastre è realizzato mediante brasatura con leghe di rame, non permettendone quindi l'utilizzo con ammoniac.

Negli scambiatori guarnizionati, invece, la tenuta tra le piastre e verso l'esterno viene realizzata mediante delle guarnizioni. Il tutto è impacchettato su un telaio di contenimento.

Ogni piastra presenta quattro fori sugli spigoli per permettere l'accesso ad ogni lato della piastra. Quando le piastre vengono impacchettate, i fori sono allineati formando un collettore di distribuzione per i due fluidi.

Negli scambiatori a piastre sono disponibili diverse modalità di flusso in base alle richieste di carico termico da smaltire, dalla massima perdita di carico ammissibile, dalla minima e massima velocità accettabile e dalla portata massica dei fluidi.

Una delle più comuni configurazioni di flusso è la 1-pass,1-pass U riportato in Figura 2.3.2

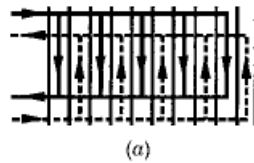


Figura 2.3.2: Configurazione flusso U [11]

Questa configurazione permette di garantire facilità di smontaggio per la pulizia dello scambiatore e di realizzare un flusso controcorrente quasi perfetto. Soluzioni a più passaggi sono utilizzate quando le portate dei due fluidi sono considerabilmente differenti o quando si vuole sfruttare la perdita di carico disponibile per incrementare lo scambio termico.

Tra i vantaggi degli scambiatori a piastre si trovano sicuramente l'alto coefficiente di scambio termico, la riduzione del coefficiente di fouling e la possibilità di stabilire un flusso quasi controcorrente puro che si traduce in un ΔT_{ml} reale molto vicino a quello ideale.

Questi vantaggi portano ad avere una soluzione più compatta, con una riduzione della sezione necessaria, a parità di potenza scambiata, pari a circa un mezzo o un terzo quella degli scambiatori a tubi e mantello.

Grazie alla compattezza e alla modalità costruttiva il volume di fluido contenuto all'interno degli scambiatori è assai ridotto, permettendo di avere una veloce risposta ai transitori ed un conseguente miglior controllo di processi.

Le principali limitazioni all'utilizzo di scambiatori guarnizionati sono date dalle limitate temperature e pressioni ammissibili e dalla compatibilità con i fluidi di lavoro.

Per superare queste limitazioni sono stati scelti degli scambiatori semi saldati. Questa tipologia è realizzata accoppiando coppie di piastre saldate. La saldatura laser viene realizzata lungo tutto il perimetro della piastra formando una busta. L'accoppiamento tra le buste lato ammonica avviene tramite guarnizioni circolari, mentre lato glicole la tenuta è realizzata attraverso guarnizioni poste sul perimetro della busta. La disposizione delle guarnizioni permette in caso di perdite di evitare contaminazioni tra i due fluidi.

Per la scelta del condensatore si è utilizzato il programma di selezione dell'azienda Kevlion.

I dati di progetto sono i seguenti:

$$T_{cond} = 40 \text{ }^\circ\text{C}, \dot{Q} = 363 \text{ kW}, T_{in,glicole} = 31 \text{ }^\circ\text{C}, T_{out,glicole} = 37 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si è optato per uno scambiatore della serie LWC semi saldato.

Le caratteristiche dello scambiatore sono riportate di seguito

Condensatore: LWC100M CDL-10

Dati di calcolo	Lato caldo		Lato freddo	
	ingresso	uscita		
Fluido:	Ammonia		Ethylene glycol (Antifrogen N) 20,00 %	
Potenza termica scambiata:		363,00		kW
Portata in massa:	0,29		15,40	kg/s
Portata volumica:	108,71	1,83	54,28	m ³ /h
Frazione di vapore:	1,000	0,000		
Temperatura in ingresso:	85,00		31,00	°C
Temperatura in uscita:	40,01		37,00	°C
Temperatura di condensazione:	40,00			°C
Perdita di carico:	0,02		0,98	bar
Volume:	0,02331		0,02453	m ³
Pressione di lavoro in ingresso:	15,56		6,01	bara
LMTD:		8,18		K
O.H.T.C. (di servizio):		2747		W/m ² K

Caratteristiche fisiche

Densità:	9,74	579,52	1020,40	kg/m ³
Capacità termica:	2720,16	4918,93	3928,00	J/kgK
Conducibilità termica:	0,03313	0,44030	0,52140	W/mK
Viscosità dinamica in ingresso:	0,0122		1,3383	cP
Viscosità dinamica in uscita:	0,1140		1,1640	cP

Dati dell'apparecchio

Tipo di piastra:	LWC 100M H – saldata al laser		
Area totale di Scambio Termico:	16,15		m ²
Numero totale di piastre / cassette:	36 / 17		
Spessore piastra:	0.6		mm
Margine di superficie:	16,22		%

Coefficiente di sporcamento:	51	m ² K/W E-6	
Materiale piastre:	AISI316L		
Materiale guarnizione piastra:	Laser welded	NBR	
Guarnizione ad anello:	NBR	Laser welded	
Direzione relativa dei fluidi:	flusso controcorrente puro		
Flusso interno (passaggi x canali):	1 x 17	1 x 18	
No. di unità (par. / ser. / totale):	1	1	1
Materiale telaio e superficie esterna:	S355J2+N	verniciato	RAL5002

Temp. di progetto (pri/sec):	Min.: -10,00 / -10,00	Max.: 90,00 / 50,00	°C
Press. di progetto (pri/sec):	Min.: 1,01 / 1,01	Max.: 23,00 / 10,00	bara
Pressione di prova (pri/sec):	32.89 / 14,30	bara	Codice di progettazione: PED 2014/68/EU AD-2000 Checkfactor 1.3
Categoria:	Categoria III	Procedura di Valutazione Conformità:	Modul H
Note:	Marchio CE		

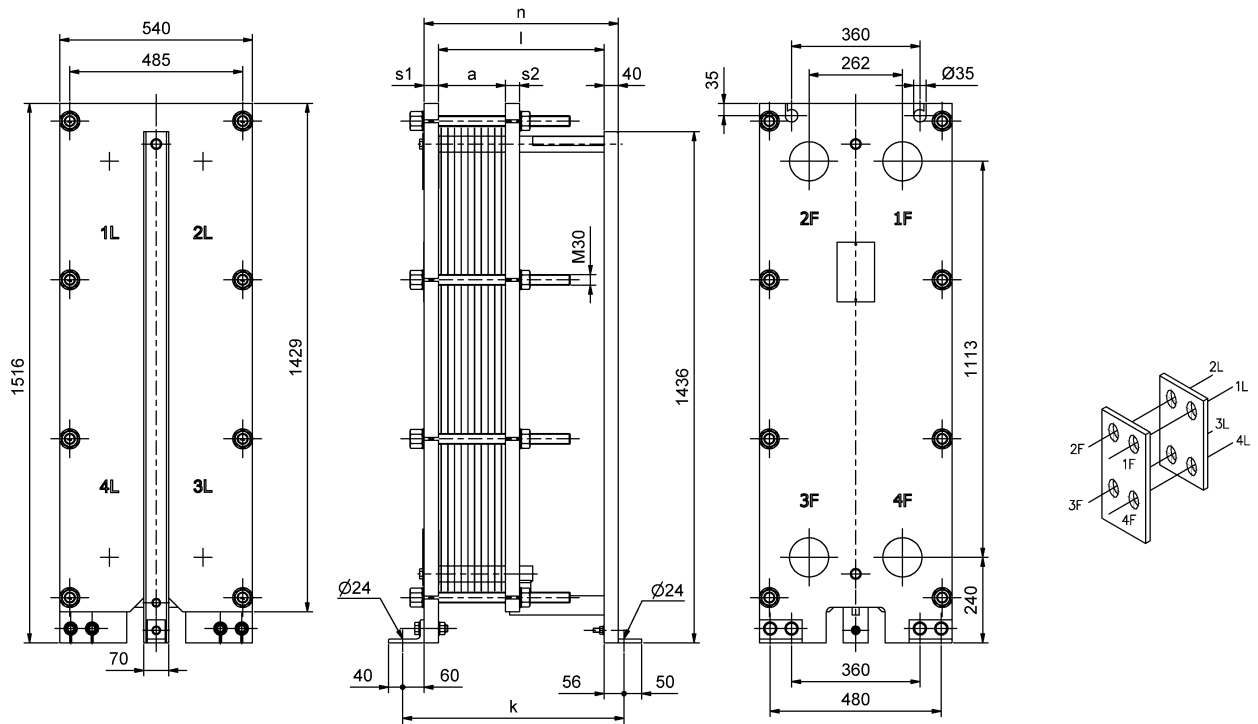
Limiti di fornitura La fornitura comprende controflange in acciaio al carbonio, con dadi e bulloni galvanizzati

Nota per le guarnizione La guarnizione ad anello in Neoprene (CR) non è adatta per oli poliesteri (POE) e poliviniliteri (PVE). Attenzione controllare il tipo di olio in uso nel compressore.

Tipo: LWC100M CDL-10

Dimensioni del disegno in
[mm]

0100105-106-
1208.tiff



n:	545 mm	s ₁ :	40 mm	a-max telaio:	189 mm	Peso a vuoto:	613 kg
k:	621 mm	s ₂ :	40 mm	a-max attuale:	126 mm	Peso max. in esercizio:	637 kg
l:	465 mm	h:	1516 mm			lunghezza max. tiranti	450 mm

Pos	DN	Tipo	Fluido	Lato/Flusso	m
1F	DN100	Inserto in gomma EN1092-1-PN16	Ethylene glycol	freddo - uscita	4 mm
2F	DN100	Inserto in metallo c.tenuta EN1092-	Ammonia	caldo - ingresso	6 mm
3F	DN100	Inserto in metallo c.tenuta EN1092-	Ammonia	caldo - uscita	6 mm
4F	DN100	Inserto in gomma EN1092-1-PN16	Ethylene glycol	freddo - ingresso	4 mm

Inserto in gomma	Inserto in metallo		
EN1092-1-PN16	EN1092-1-PN16		
NBR	AISI316L		
PN 16	PN 16		
1F;4F	2F;3F		

Il calore assorbito dalla portata di glicole può essere recuperato per processi in cui è necessario calore a bassa temperatura o smaltito mediante un componente aggiuntivo.

Una possibilità è quella di abbinare al condensatore un raffreddatore evaporativo a circuito chiuso.

Il raffreddatore evaporativo è un apparecchio molto compatto che permette di smaltire una grande quantità di calore con un consumo ridotto di acqua attraverso un processo simile a quello delle torri evaporative. Questo apparecchio sfrutta la tipologia a circuito chiuso permette di evitare possibili contaminazioni, che potrebbero portare ad inficiare il corretto funzionamento del condensatore a piastre.

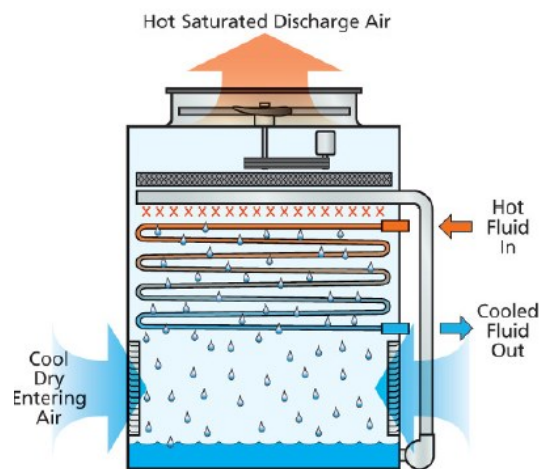


Figura 2.3.3: Schema qualitativo raffreddatore evaporativo [27]

Il fluido di processo, che necessita di essere raffreddato, entra nella batteria e circola all'interno del serpentino. Il sistema di distribuzione dell'acqua, realizzato con una pompa di ricircolazione ed un collettore con ugelli nebulizzatori, fa cadere acqua sui tubi del serpentino. L'aria, che viene aspirata dal basso mediante un ventilatore assiale, procede in controcorrente rispetto al flusso d'acqua nei tubi agitando le gocce d'acqua che precipitano dal nebulizzatore. Una piccola quantità di acqua ricircolante evapora per scambio termico latente attraverso le pareti delle alette e dei tubi della batteria.

Il processo dominante nello smaltimento di calore in un raffreddatore evaporativo è l'evaporazione dell'acqua di spruzzamento, infatti, la quantità di calore scambiata per differenza di temperatura a bulbo secco tra l'aria e i serpentine è minima. Poiché l'acqua di reintegro contiene sempre una certa quantità di sali minerali ed altre sostanze disciolte, e poiché il vapore acqueo esce dal raffreddatore privo di queste impurità, la concentrazione di quest'ultimi tende ad aumentare. Per limitare la concentrazione dei sali è necessario prevedere uno spurgo continuo di una parte dell'acqua spruzzata durante il funzionamento. Tutte le fonti di acqua di reintegro devono essere trattate in modo tale da evitare problematiche relative all'incrostazione delle superfici del condensatore. L'incrostazione, oltre a diminuire la vita utile della macchina, porta alla

riduzione dei coefficienti di scambio termico e all'aumento vertiginoso della temperatura di condensazione.

La maggior parte degli impianti funziona soltanto per una piccola percentuale del tempo in condizioni di progetto. Nella maggior parte dei casi, la capacità frigorifera e la temperatura ambiente sono inferiori rispetto a quelle di progetto, permettendo di lavorare ad una minore temperatura di condensazione.

Generalmente per compressori a vite si riesce ad ottenere un risparmio di energia pari a circa il 3% per ogni °C di riduzione della temperatura di condensazione [2].

In questo caso il controllo della capacità del condensatore è direttamente dipendente dalla modulazione del raffreddatore evaporativo. Generalmente si raccomanda di far funzionare il condensatore a pieno carico, facendo diminuire la temperatura di condensazione finché la pressione di condensazione non diventi così bassa da impedire il corretto funzionamento delle valvole di espansione e dei regolatori di livello o di non garantire il Δp minimo per il ricircolo dell'olio. Nei regimi in cui si ha una capacità frigorifera maggiore o uguale al 50% e una temperatura di bulbo umido maggiore di 15°C si preferisce far funzionare il raffreddatore a piena capacità. In condizioni differenti, invece, il peso del consumo dei ventilatori e delle pompe può essere maggiore rispetto al risparmio sull'assorbimento del compressore al diminuire della temperatura di condensazione.

In questi casi può essere vantaggioso andare a regolare la capacità del condensatore modulando quella del raffreddatore. La capacità può essere modificata regolando la portata d'aria mediante la variazione dei giri del motore dei ventilatori.

Per la scelta del raffreddatore a circuito chiuso si è utilizzato il programma di selezione di EVAPCO.

I dati di progetto sono i seguenti:

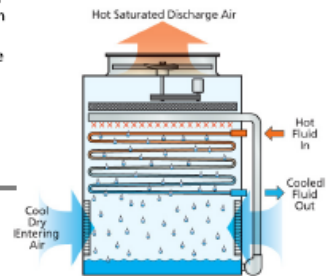
$$T_{bulbo\ umido} = 26^{\circ}\text{C}, \dot{Q} = 424\text{kW}, T_{in,glicole} = 37^{\circ}\text{C}, T_{out,glicole} = 31^{\circ}\text{C}$$

(1) ATWB 8-3J12-Z

Descrizione dell'unità

ATWB è un raffreddatore a circuito chiuso **solo con serpentino** in acciaio di superficie di prima qualità con la **configurazione interna dei nuovi tubi CrossCool** progettata in base ad Advanced Technology (AT) a flusso indotto di EVAPCO. La linea ATWB offre la maggior parte delle configurazioni delle dimensioni delle vasche del settore fornendo al tempo stesso **capacità di raffreddamento a secco nominale a carichi ridotti**. Questo non vale per la maggior parte dei raffreddatori a circuito chiuso evaporativi del settore. ATWB è un prodotto di facile manutenzione poiché tutta la manutenzione ordinaria viene eseguita all'esterno dell'unità.

Dati di selezione	Totale	Each Unit	Capacità richiesta
Portata:	17,9 LPS	17,9 LPS	424,00 kW
Fluido:	20% Glicole	20% Glicole	364.644 kcal/hr
	etilenico	etilenico	96,47 Tons
Temp. ingresso fluido:	37,0 C	37,0 C	Punto di Switchover del
Temp uscita fluido:	31,0 C	31,0 C	Bulbo Secco in Ingresso: -12,6 C
Bulbo umido:	26,0 C	26,0 C	



Modello selezionato

Un(1) EVAPCO ATWB 8-3J12-Z alla capacità del 106,4% (451,30 kW)

Product line is CTI/ECC certified for water, propylene glycol or ethylene glycol as process fluid. Selection is rated in accordance with CTI Standard 201 RS.



Dimensioni e pesi per ogni unità

Dimensioni d'ingombro (WxLxH):	2.388mm x 3.651mm x 3.439mm
Peso in funzionamento:	6.686 kg
Peso di spedizione:	4.391 kg
Sezione più pesante:	3.588 kg

*pesi e dimensioni possono variare a seconda delle opzioni selezionate

Dati motore ventilatore per unità

Numero di fan:	1
Nr motori vent.:	1
Potenza di targa (400/3/50):	11,00 kW Per motore
Typical Nameplate FLA:	21,7 Amps Per Motor

*Nameplate FLA could vary

Dati motori pompa per unità

Nr pompe:	1
Potenza di targa (400/3/50):	2,2 kW Per ogni motore pompa
Typical Nameplate FLA:	4,72 Amps Per Motor

*Nameplate FLA could vary

Glycol Inhibitor

This unit was selected with a glycol concentration below 25%. EVAPCO recommends a minimum of 25% inhibited glycol to minimize corrosion.

Dettagli aggiuntivi

Portata aria:	26 m³/s
Volume di bobina:	755,5 L per unità
Coil Design Pressure:	10 Bar
Diámetro del tubo di mandata pompa:	152,4 mm

Dati idraulici

Portata acqua di spruzzamento:	35 LPS
Perdita di carico Serpentino:	64,7 kPa
Acqua evaporata:	0,15 LPS

Distanze di rispetto

Da lato lungo unità al muro:	0,91m
Da lato corto unità al muro:	0,91m
Tra lati lunghi delle unità:	1,83m
Tra i lati corti delle unità:	1,83m

Figura 2.3.4: Simulazione raffreddatore evaporativo

2.4 Eiettore

L'organo di laminazione ha il compito di abbassare la pressione e la temperatura tra i due scambiatori di calore del ciclo inverso di vapore, attraverso una trasformazione isoentalpica. Il flusso di refrigerante dipende dall'apertura della valvola e dalla variazione di pressione tra monte e valle.

La classificazione dei diversi organi di laminazione si basa sulla tipologia di alimentazione dell'evaporatore e sulla capacità di adeguare la portata di refrigerante alle condizioni di funzionamento, variando la geometria dell'organo.

L'eiettore è un organo di laminazione che non adatta la propria geometria al carico ed è particolarmente adatto per l'alimentazione a carica fissa di un singolo evaporatore allagato. Questo è un componente relativamente semplice che permette di sfruttare l'energia cinetica dell'ammoniaca liquida in uscita dal condensatore per ottenere un aumento del coefficiente di scambio termico all'interno dell'evaporatore.

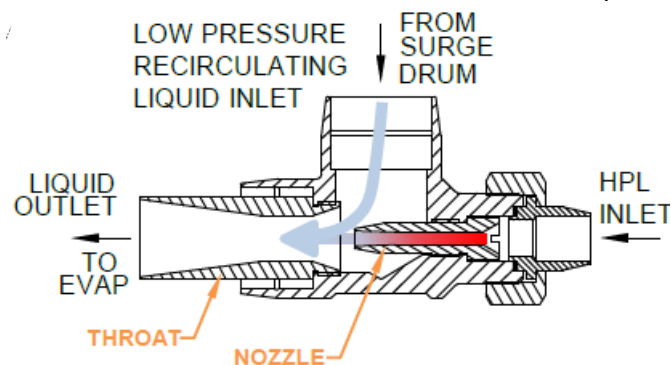


Figura 2.4.1: Schema funzionamento eiettore [27]

L'eiettore sfrutta l'energia cinetica del fluido che espande nel nozzle e agisce come una pompa per la ricircolazione del liquido extra, attraverso l'effetto venturi, tra il separatore e l'evaporatore allagato. Questi dispositivi sono ottimi per la configurazione ad evaporatore allagato con ricircolo a termosifone.

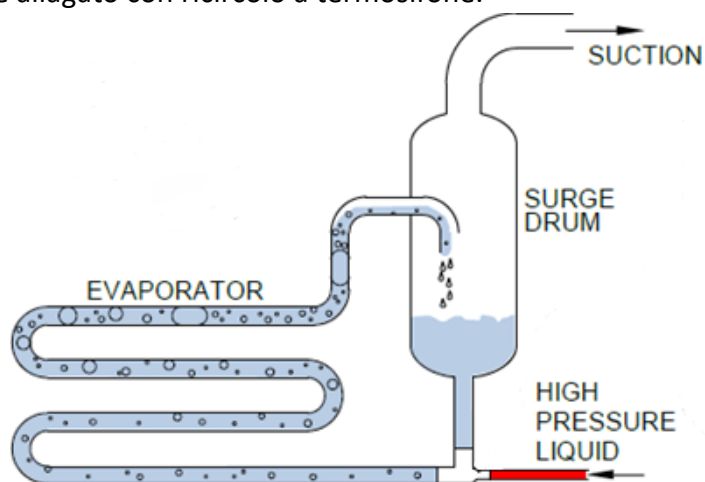


Figura 2.4.2: Schema qualitativo accoppiamento eiettore evaporatore [27]

Il beneficio, rispetto alla classica configurazione con ricircolo a termosifone, sta nel fatto che la portata in ingresso all'evaporatore non sarà sottoraffreddata ma si troverà in condizione bifasica.

Avere titolo in ingresso permette di ottenere maggiori coefficienti di scambio termico, come verrà illustrato nel paragrafo 2.5

Si considerano i seguenti parametri:

$$p_{ev} = 2.82\text{bar} = 26.4\text{psig}, p_{cond} = 15.5\text{bar} = 210\text{psig}, T_{cond} = 104^\circ\text{F}, T_{ev} = 14^\circ\text{F}$$

$$\dot{Q}_{ev} = TR = 310\text{kW} = 88\text{TONS}$$

Il numero di ricircoli è fissato a 2.

Il primo passo consiste nella scelta del nozzle. Dal grafico del TR/C_v del R717 in Figura 2.4.3

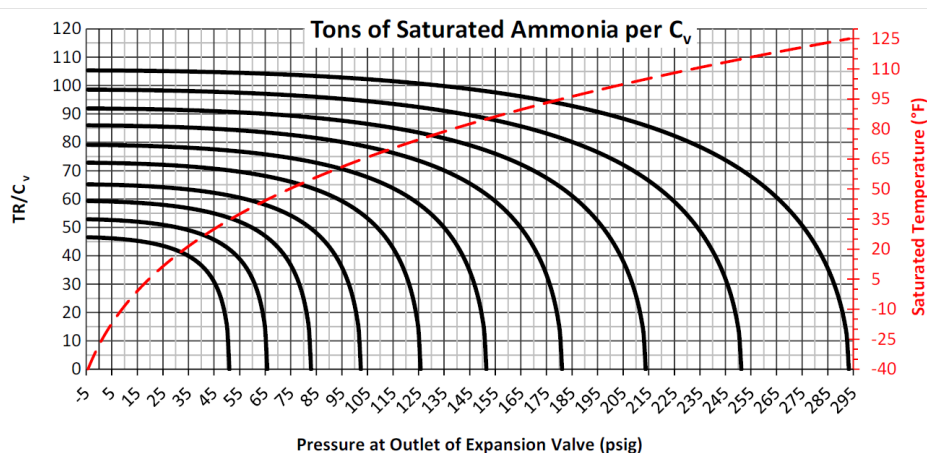


Figura 2.4.3: Tons di ammoniaca satura per C_v [27]

Si ottiene un valore di $TR/C_v = 92$ che porta ad avere un $C_v = 0.93$

Dalla tabella in Figura 2.4.4 seguente si sceglie il nozzle 7 che permette di avere un $C_v = 1.1$

Nozzle Cv Values and Nominal Capacities* (Tons)																	
Nozzle #	59	56	54	52	50	48	44	40	36	31	29	23	16	7	1	1/4"	5/16"
Orifice Dia	.041"	.047"	.055"	.064"	.070"	.076"	.086"	.098"	.107"	.120"	.136"	.154"	.177"	.201"	.228"	.250"	.313"
Approx. Cv	0.046	0.059	0.083	0.11	0.13	0.16	0.2	0.26	0.31	0.4	0.51	0.65	0.86	1.1	1.4	1.7	2.7
Ammonia	3.9	5	7	9.3	11	13	17	22	26	33	43	55	72	93	120	140	220
R-22	0.9	1.2	1.6	2.2	2.7	3.1	4	5.2	6.1	7.8	10	13	17	22	28	33	50

Figura 2.4.4: Valori di C_v e capacità nominale per vari nozzle [27]

Il secondo passo è quello di scegliere la throat.

Considerando la tabella in Figura 2.4.5 e interpolando per la temperatura di evaporazione si sceglie la throat 1.

Ammonia Throat Capacities (Tons, 2:1 Recirculation Rate)

Suction Temp.	Throat Size (in.)									
	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1-1/4	1-1/2
40°F	4.8	12	20	28	50	78	110	200	310	449
30 °F	4.2	10	17	24	42	66	94	170	270	378
20 °F	3.4	8.8	14	20	35	54	79	140	220	315
10 °F	2.8	7	11	16	28	43	63	110	180	260
0 °F	2.2	5.6	9	13	23	35	51	90	140	210
-10 °F	1.8	4.6	7.4	11	19	29	42	75	120	170
-20 °F	1.4	3.6	5.4	8	14	22	32	57	90	130
-30 °F	1.1	2.6	4.2	6.2	11	17	24	43	69	100
-40 °F	0.8	2	3.4	4.6	8.2	13	19	33	53	80

Figura 2.4.5: Capacità di ammoniaca per throat [27]

Il terzo ed ultimo passo è quello di selezione del modello.

In questo caso considerando le dimensioni del nozzle e del throat si seleziona dalla tabella in Figura 2.4.6 il modello 2150WA

Common Injector Nozzle & Throat Sizes Available For Injector Bodies*

Nozzle Size	Throat Diameter (in.)									
	3/16	1/4	5/16	3/8	1/2	5/8	3/4	1	1-1/4	1-1/2
59	2020SL 2075WCB	2020SL 2075WCB	2020SL 2100SL 2075WCB	2020SL 2100SL 2075WCB 2100WCB 2100WCBA	2100SL 2100WCB 2100WCBA	2100SL 2100WCB 2100WCBA	2100SL	2100SL 2125WA	2100SL 2125WA	2100SL 2125WA
56										
54										
52										
50										
48										
44										
40										
36										
31										
29	2075WCB	2075WCB	2100SL 2075WCB	2100SL 2075WCB 2100 WCB 2100WCBA	2100SL 2100WCB 2100WCBA 2125WA	2100SL 2100WCB 2100WCBA 2125WA	2100SL 2125WA	2100SL 2125WA	2100SL 2125WA	2150WA
23										
16										
7	1/4"	1/4"	1/4"	1/4"	2125WA 2150WA	2125WA 2150WA	2125WA 2150WA	2125WA 2150WA	2150WA 2200WA	2200WA
1										
5/16"										

Figura 2.4.6: Eiettori comuni per nozzle e throat dati [27]

Il disegno di particolare è proposto in Figura 2.4.7. In questo caso si è scelta la configurazione con estremità a saldare.

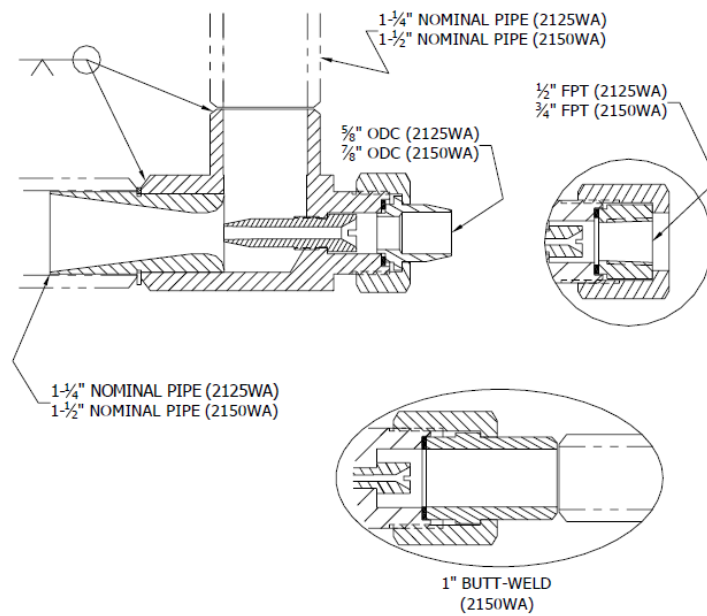


Figura 2.4.7: Disegno di particolare eiettore 2150WA [27]

2.5 Evaporatore

L'evaporatore è il componente in cui avviene l'effetto utile del ciclo inverso a compressione di vapore. Il fluido termovettore, da cui verrà assorbito calore, deve trovarsi ad una temperatura superiore rispetto alla T_{evap} .

Anche in questo caso la classificazione è fatta secondo la tipologia di fluido termovettore utilizzato e la tipologia costruttiva. Nei chillers generalmente vengono utilizzate come fluido termovettore miscele di acqua e glicole etilenico.

Le miscele di glicole etilenico e propilenico, inibite per evitare problemi di corrosione, sono impiegate principalmente per abbassare il punto di congelamento. Queste miscele risultano poco volatili e relativamente poco corrosive quando inibite. Miscele a glicole etilenico inibite hanno migliori proprietà termodinamiche rispetto a quelle a glicole propilenico, soprattutto a basse temperature. Il glicole propilenico è preferito in alcuni casi per la sua minore tossicità.

In Figura 2.5.1 sono riportate le temperature di congelamento ed ebollizione al variare della concentrazione in massa e volume di glicole etilenico.

Percent Ethylene Glycol		Freezing Point, °C	Boiling Point, °C at 100.7 kPa	39.0	36.5	-21.3	105.0
By Mass	By Volume						
0.0	0.0	0.0	100.0	40.0	37.5	-22.3	105.6
5.0	4.4	-1.4	100.6	41.0	38.5	-23.2	105.6
10.0	8.9	-3.2	101.1	42.0	39.5	-24.3	105.6
15.0	13.6	-5.4	101.7	43.0	40.5	-25.3	106.1
20.0	18.1	-7.8	102.2	44.0	41.5	-26.4	106.1
21.0	19.2	-8.4	102.2	45.0	42.5	-27.5	106.7
22.0	20.1	-8.9	102.2	46.0	43.5	-28.8	106.7
23.0	21.0	-9.5	102.8	47.0	44.5	-29.8	106.7
24.0	22.0	-10.2	102.8	48.0	45.5	-31.1	106.7
25.0	22.9	-10.7	103.3	49.0	46.6	-32.6	106.7
26.0	23.9	-11.4	103.3	50.0	47.6	-33.8	107.2
27.0	24.8	-12.0	103.3	51.0	48.6	-35.1	107.2
28.0	25.8	-12.7	103.9	52.0	49.6	-36.4	107.2
29.0	26.7	-13.3	103.9	53.0	50.6	-37.9	107.8
30.0	27.7	-14.1	104.4	54.0	51.6	-39.3	107.8
31.0	28.7	-14.8	104.4	55.0	52.7	-41.1	108.3
32.0	29.6	-15.4	104.4	56.0	53.7	-42.6	108.3
33.0	30.6	-16.2	104.4	57.0	54.7	-44.2	108.9
34.0	31.6	-17.0	104.4	58.0	55.7	-45.6	108.9
35.0	32.6	-17.9	105.0	59.0	56.8	-47.1	109.4
36.0	33.5	-18.6	105.0	60.0	57.8	-48.3	110.0
37.0	34.5	-19.4	105.0	65.0	62.8	*	112.8
38.0	35.5	-20.3	105.0	70.0	68.3	*	116.7
39.0	36.5	-21.3	105.0	75.0	73.6	*	120.0
				80.0	78.9	-46.8	123.9
				85.0	84.3	-36.9	133.9
				90.0	89.7	-29.8	140.6
				95.0	95.0	-19.4	158.3

Source: Dow Chemical (2001b)
*Freezing points are below -50°C.

Figura 2.5.1: Andamento punto di congelamento al variare della concentrazione di glicole [5]

In questo caso, considerando la T_{evap} di progetto, si è optato per glicole etilenico al 33%.

Si è deciso di utilizzare uno scambiatore a piastre di tipo allagato con alimentazione ad eiettore.

L'utilizzo di uno scambiatore a piastre offre diversi vantaggi, tra cui compattezza e una ridotta carica di refrigerante utilizzata rispetto agli scambiatori a fascio tubolare.

La riduzione della carica di refrigerante è molto attraente nei chillers ad ammoniaca per le problematiche relative alla sicurezza.

Esistono quattro diverse modalità di alimentazione dell'evaporatore:

- **Espansione diretta:** Il refrigerante liquido entra nella valvola di espansione, evapora completamente all'interno dell'evaporatore ed esce allo stato di vapore surriscaldato. Comunemente vengono utilizzate valvole termostatiche, che regolano la portata di refrigerante in ingresso all'evaporatore a seconda della temperatura di uscita.

Questa metodologia è utilizzata principalmente con refrigeranti alogenati per applicazioni a temperature moderate. Negli anni si sono susseguiti diversi tentativi di realizzare chillers ad espansione diretta di ammoniaca con però risultati scadenti.

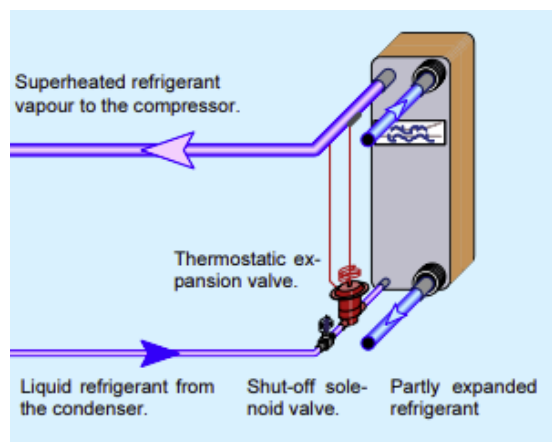


Figura 2.5.2: Schema evaporatore ad espansione diretta [7]

- **Evaporatore allagato:** sfrutta la convezione naturale per far circolare una maggiore portata di refrigerante nell'evaporatore rispetto a quella che viene evaporata. In questo modo tutte le superfici interne dell'evaporatore risultano bagnate da refrigerante liquido. Per garantire una corretta ricircolazione è necessario che la differenza tra la pressione statica nella colonna discendente e quella della miscela liquido-vapore presente nei tubi sia sufficientemente elevata da garantire il corretto flusso di refrigerante, permettendo di vincere le perdite di carico nell'evaporatore. Questa soluzione con battente verticale è adatta per applicazioni a moderate temperature di evaporazione e risulta svantaggiosa per applicazioni a bassa temperatura, in quanto la pressione statica della colonna provoca un aumento di pressione alla base della stessa con un conseguente aumento della temperatura di evaporazione nella sezione inferiore dello scambiatore. Come anche negli evaporatori a ricircolazione di liquido il fluido in uscita si troverà in condizione bifasica, sarà quindi necessario un separatore che

eviti il ritorno di liquido al compressore. Generalmente l'alimentazione avviene a termosifone.

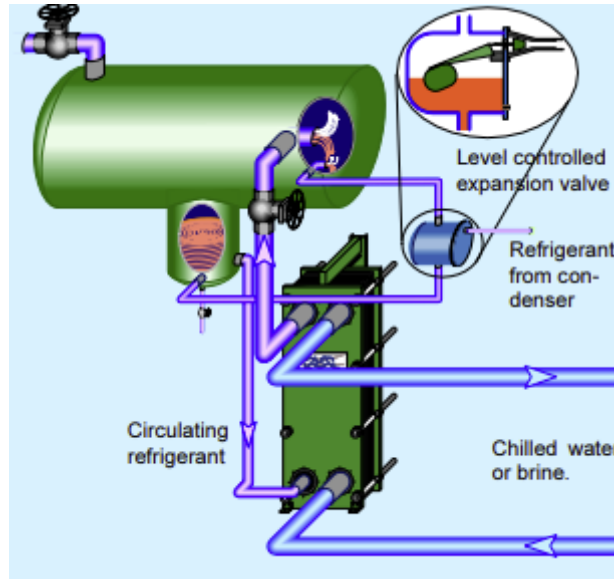


Figura 2.5.3: Schema evaporatore allagato alimentato a termosifone [7]

- **Ricircolazione di liquido:** il liquido arriva allo scambiatore per mezzo di una pompa meccanica. Nell'evaporatore entra una portata di liquido maggiore di quella evaporata, di conseguenza ne esce una miscela bifasica che dovrà essere separata.

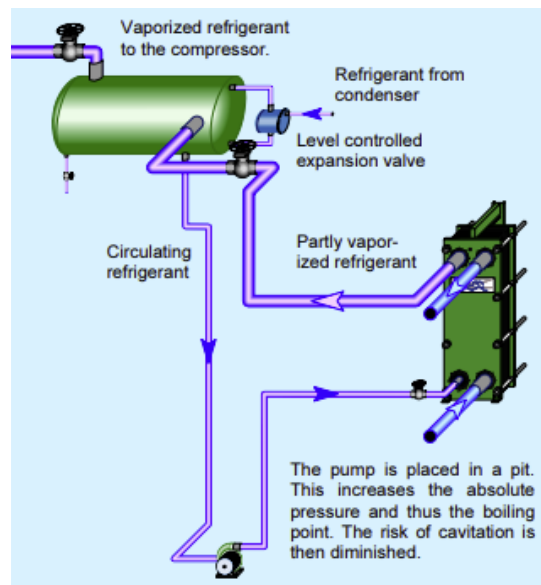


Figura 2.5.4: Schema evaporatore allagato alimentato a ricircolazione di liquido [7]

Sia nel caso di evaporatori allagati che a ricircolazione di liquido viene ottimizzato lo scambio per ebollizione, permettendo di ottenere dei valori più alti di trasmittanza con un conseguente migliore utilizzo dell'intera area dello scambiatore.

- **Eiettore:** Generalmente l'ammoniaca in ingresso agli evaporatori allagati con alimentazione a termosifone si trova in condizione di liquido sottoraffreddato. Con l'utilizzo dell'eiettore come organo di laminazione si ha la possibilità di avere in ingresso una miscela bifasica con titolo circa 10%, permettendo di aumentare il coefficiente di scambio termico globale dell'evaporatore. Una visualizzazione schematica dell'alimentazione si trova in Figura 2.5.5

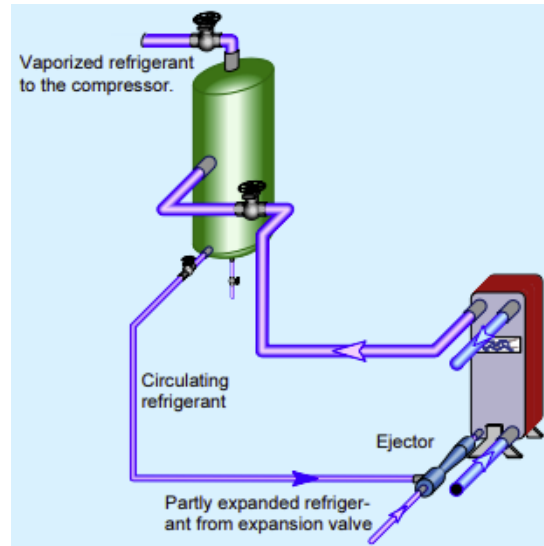


Figura 2.5.5: Schema evaporatore allagato alimentato a eiettore [7]

Il meccanismo prevalente di scambio termico sia nei condensatori che negli evaporatori è quello di ebollizione. L'ebollizione permette di avere alte quantità di calore scambiato con differenze di temperatura relativamente basse. Oltre che al salto entalpico di vaporizzazione gli altri due parametri che condizionano lo scambio termico sono la tensione superficiale e la differenza di densità tra le due fasi. Quest'ultima introduce una forza di galleggiamento che induce dei moti secondari garantendo dei coefficienti di scambio termico molto più elevati rispetto a quelli per convezione forzata senza cambiamento di fase.

Il **Forced Convection Boiling** è la modalità di scambio termico in cui il movimento del flusso dipende sia da circolazione forzata che dalle forze di galleggiamento

L'**internal forced convection boiling** è caratterizzato da un veloce cambiamento di fase da liquido a vapore. Verso la direzione del flusso le bolle crescono e la loro separazione è fortemente influenzata dalla velocità.

In generale quando un fluido entra all'interno di uno scambiatore, man mano che avviene il cambiamento di fase, si instaurano diversi regimi:

- **Liquid forced convection:** poiché il fluido è inizialmente sottoraffreddato si instaura uno scambio per convezione forzata

- **Subcooled flow boiling region:** si instaura quando la temperatura del fluido supera quella di saturazione. Questa zona è caratterizzata da un forte gradiente radiale di temperatura con bolle che si formano a contatto con la superficie calda e un flusso di liquido sottoraffreddato al centro
- **Saturated flow region boiling:** si instaura quando il centro raggiunge la temperatura di saturazione e su tutta la sezione si ha un titolo maggiore di zero. In questa zona, a causa delle differenze di densità tra liquido e vapore, la velocità media del fluido aumenta sostanzialmente e con essa anche il coefficiente di scambio termico. Questa zona è suddivisa a sua volta in:
 - **Bubbly flow regime:** in cui si vengono a formare le prime bolle al centro della sezione
 - **Slug-flow-regime:** all'aumentare del titolo le bolle di vapore si uniscono a formare delle sacche
 - **Annular-flow regime:** in cui si forma un film di liquido sulla parete dei tubi. Il film si muove lungo la superficie interna mentre il vapore si muove ad una velocità maggiore al centro del tubo
 - **Transition regime:** si iniziano a formare delle zone secche sulla superficie interna che crescono man mano che si avanza
 - **Mist regime:** tutta la superficie interna risulta secca e tutto il fluido rimanente è sottoforma di gocce che viaggiano ad alta velocità al centro della sezione
- **Super heat vapor region:** dopo che tutte le gocce sono completamente vaporizzate si instaura una seconda regione di scambio per convezione forzata

Uno schema qualitativo dell'andamento dello scambio termico all'interno di un tubo con fluido in ebollizione è riportato in Figura 2.5.6

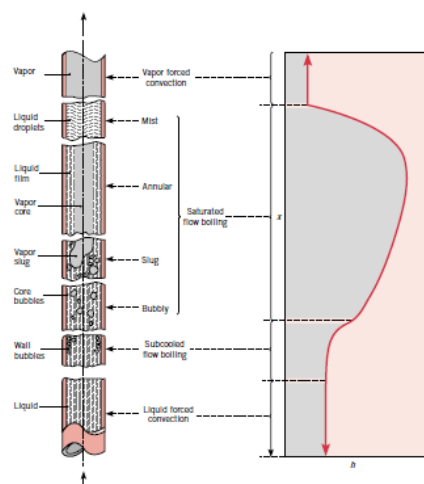


Figura 2.5.6: Andamento coefficiente di scambio termico per ebollizione [3]

Mentre una rappresentazione qualitativa di cosa accade all'interno di evaporatori allagati con alimentazione a termosifone è riportata in Figura 2.5.7

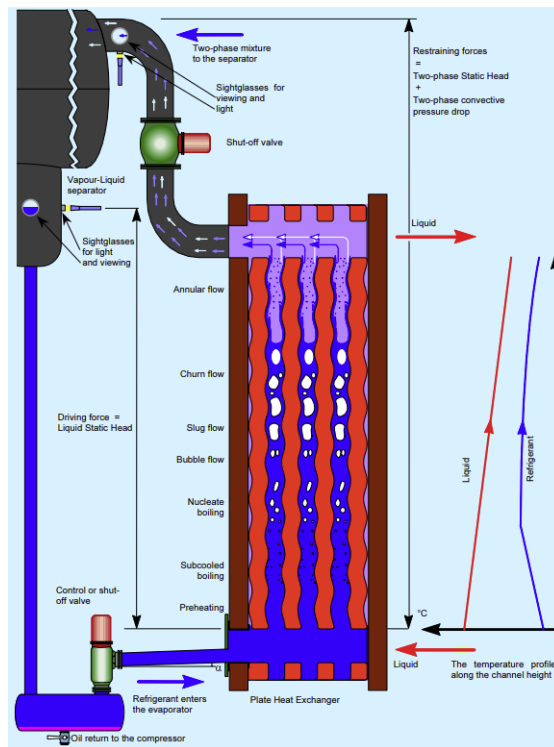


Figura 2.5.7: Andamento qualitativo di ebollizione in evaporatore alimentato a termosifone [7]

L'utilizzo dell'eiettore permette lavorare direttamente nella Saturated flow region boiling sfruttando la zona con più alto coefficiente di scambio termico. Questo garantisce un più efficiente utilizzo della superficie di scambio dell'evaporatore.

Anche in questo caso si è utilizzato il programma di selezione di Kevlion.

Nella simulazione non è stato riportato il titolo in ingresso all'evaporatore poiché il programma di selezione non è in grado di valutare l'apporto positivo sopra descritto. La simulazione è stata eseguita considerando un'alimentazione a termosifone, i risultati devono essere quindi considerati come sottostime della corretta efficienza dello scambiatore.

Comunque, considerando il numero di riciccoli, determinati dal dimensionamento dell'eiettore, e il bilancio energetico in ingresso all'eiettore, il titolo in ingresso e uscita all'evaporatore sono rispettivamente $x_{in} = 0.1$ e $x_{out} = 0.6$

I dati di progetto sono i seguenti:

$$T_{evap} = -10^{\circ}\text{C}, \dot{Q} = 310\text{kW}, T_{in,glicole} = -4^{\circ}\text{C}, T_{out,glicole} = -7.5^{\circ}\text{C}$$

Anche in questo caso si è optato per uno scambiatore della serie LWC semi saldato.

Le caratteristiche dello scambiatore sono riportate di seguito.

Dati di calcolo	Lato caldo	Lato Freddo		
		ingresso	uscita	
Fluido:	Ethylene glycol (Antifrogen N) 33,00 %		Ammonia	
Potenza termica scambiata:		310,00		kW
Portata in massa:	24,37		0,48	kg/s
Portata volumica:	83,23	2,65	361,64	m ³ /h
Frazione di vapore:		0,000	0,500	
Temperatura in ingresso:	-4,00		-9,65	°C
Temperatura in uscita:	-7,50		-10,00	°C
Temperatura di saturazione:			-10,00	°C
Perdita di carico:	1,00		0,05	bar
Volume:	0,04560		0,04438	m ³
Pressione di lavoro in ingresso:	6,12		2,95	bara
LMTD:		3,79		K
O.H.T.C. (di servizio):		2609		W/m ² K

Caratteristiche fisiche

Densità:	1054,20	651,66	2,31	kg/m ³
Capacità termica:	3634,00	4575,82	2483,52	J/kgK
Conducibilità termica:	0,45820	0,53738	0,02249	W/mK
Viscosità dinamica in ingresso:	6,0277		0,1895	cP
Viscosità dinamica in uscita:	7,0736		0,0088	cP

Dati dell'apparecchio

Tipo di piastra:	LWC 100M H – Piastre saldate al laser			
Area Totale di Scambio Termico	31,35			m ²
Numero totale di piastre / cassette	68 / 33			
Spessore piastra:	0.6			mm
Margine di superficie:	31,93			%
Coefficiente di sporcamento:	93			m ² K/W E-6

Materiale piastre:	AISI316L		
Materiale guarnizione piastra:	NBR	Laser welded	
Guarnizione ad anello:	Laser welded	NBR	
Direzione relativa dei fluidi:	flusso parallelo puro		
Flusso interno (passaggi x canali):	1 x 34	1 x 33	
No. di unità (par. / ser. / totale):	1	1	1
Materiale telaio e superficie esterna:	S355J2+N	verniciato	RAL5002

Temp. di progetto (I/II):	Min.: -20,00 / -20,00	Max.: 50,00 / 50,00	°C
Pressione di progetto (I/II):	Min.: 1,01 / 1,01	Max.: 10,00 / 18,00	bara
Pressione di prova (I/II):	14.30 / 25,74	bara	Codice di progettazione: PED 2014/68/EU AD-2000 Checkfactor 1.3
Categoria:	Categoria III	Procedura di Valutazione Conformità:	Modul H
Note:	Marchio CE		

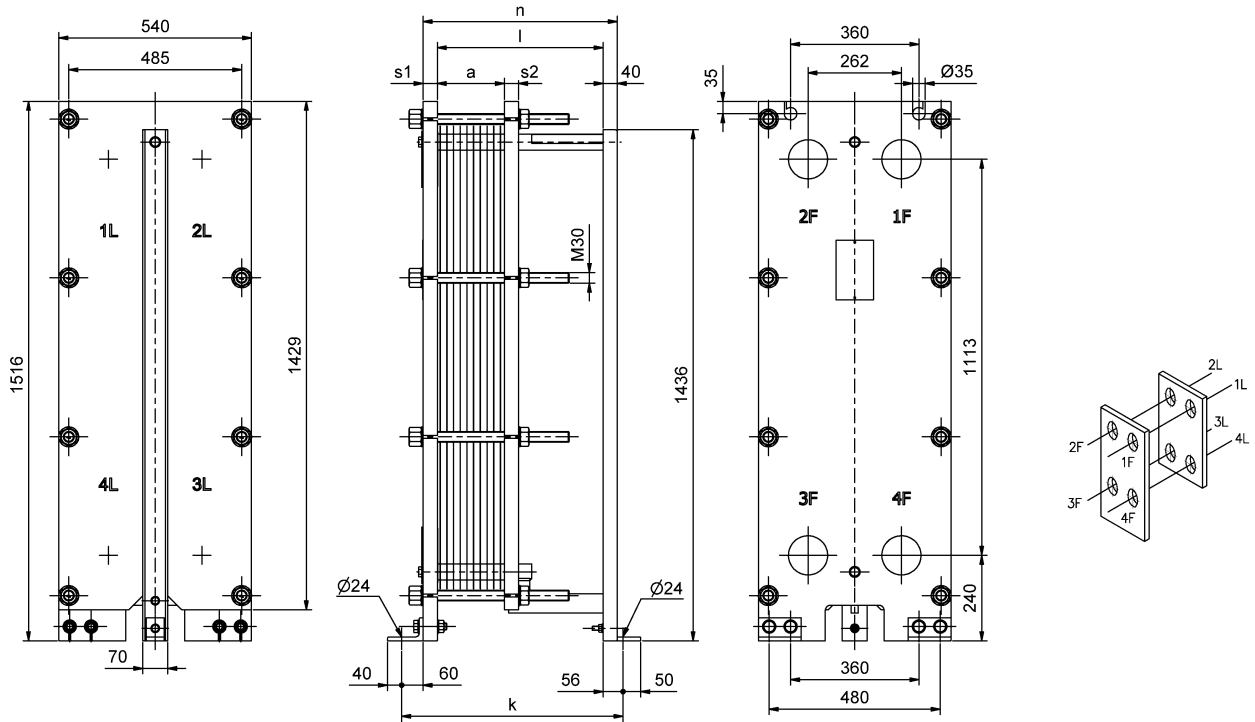
Limiti di fornitura La fornitura comprende controflange in acciaio al carbonio, con dadi e bulloni galvanizzati

Nota per le guarnizione La guarnizione ad anello in Neoprene (CR) non è adatta per oli poliesteri (POE) e poliviniliteri (PVE). Attenzione controllare il tipo di olio in uso nel compressore.

Tipo: LWC100M CDL-10

Dimensioni del disegno in [mm]

0100105-106-1208.tiff



n:	845 mm	s ₁ :	40 mm	a-max telaio:	404 mm	Peso a vuoto:	715 kg
k:	921 mm	s ₂ :	40 mm	a-max attuale:	238 mm	Peso max. in esercizio:	761 kg
l:	765 mm	h:	1516 mm			lunghezza max. tiranti	750 mm

Pos	DN	Tipo	Fluido	Lato/Flusso	m
1F	DN100	Inserto in gomma EN1092-1-PN16	Ethylene glycol	caldo - uscita	4 mm
2F	DN100	Inserto in metallo c.tenuta EN1092-	Ammonia	freddo - uscita	6 mm
3F	DN100	Inserto in metallo c.tenuta EN1092-	Ammonia	freddo - ingresso	6 mm
4F	DN100	Inserto in gomma EN1092-1-PN16	Ethylene glycol	caldo - ingresso	4 mm

Pos	Fluido	Lato/Flusso	m
1F;4F	Ethylene glycol	caldo - uscita / caldo - ingresso	4 mm
2F;3F	Ammonia	freddo - uscita / freddo - ingresso	6 mm

2.6 Separatore aspirazione

Il separatore di aspirazione è un recipiente in pressione che ha lo scopo di separare la miscela bifasica in ritorno dall'evaporatore. La funzione del separatore è quella di evitare e mitigare il ritorno di liquido al compressore, mantenere un'adatta portata di liquido alle pompe, nel caso di sistemi a ricircolazione di liquido, e di garantire un margine di accumulo durante le fasi di funzionamento in transitorio dell'impianto.

Il dimensionamento del separatore si basa sui concetti della teoria della separazione gravitazionale [12], [13], [14], [15], [16]. Il separatore di liquido per gravità è uno dei più difficili componenti da dimensionare nell'industria della refrigerazione. Il suo sottodimensionamento comporta una non corretta separazione con due principale conseguenze:

- ritorno di liquido al compressore, con conseguente diminuzione della vita utile della macchina
- riduzione della capacità frigorifera del sistema e aumento dell'assorbimento

Il suo sovradimensionamento, invece, comporta un aumento dei costi e degli spazi necessari all'installazione.

Per proteggere il compressore, i separatori per gravità devono essere dimensionati in modo tale da garantire la rimozione delle gocce con un diametro maggiore di quello critico. La separazione di gocce con un diametro minore di quello critico non è garantita, ma ci si aspetta che il loro trascinarsi non comporti nessuna problematica al compressore poiché una parte di queste evaporeranno nella linea di aspirazione, mentre le restanti svaniranno immediatamente all'aspirazione del compressore.

Tutte le gocce vengono considerate sferiche, questa ipotesi è valida se $We < 6$. Il numero di Weber è definito come:

$$We = \frac{\rho_g u^2 d}{\sigma}$$

La separazione per gravità è un concetto relativamente semplice. Quando una goccia è libera di cadere in un gas su di essa agiscono tre forze:

- **Forza di gravità:** definita come

$$F_G = mg$$

Considerando la goccia di forma sferica

$$F_G = \frac{1}{6} \pi d^3 \rho_l g$$

- **Forza di galleggiamento**

$$F_B = \frac{1}{6} \pi d^3 \rho_v g$$

- **Forza di resistenza**

$$F_D = \frac{1}{8} C_D \pi d^2 \rho_v u^2$$

La forza di gravità è sempre diretta verso il basso, la forza di galleggiamento ha direzione opposta a quella di gravità, mentre la forza resistente è diretta in maniera opposta rispetto alla velocità della goccia.

Il valore di C_D dipende il numero di Reynolds

$$Re = \frac{\rho_v u d}{\mu_v}$$

A velocità molto basse ($Re < 0.1$) il regime di moto è laminare e le forze di trascinamento predominanti sono di tipo viscoso. In questo caso si applica la legge di Stokes che permette di determinare la forza di resistenza come

$$F_D = 3\pi\rho_v u d$$

Sostituendo alla definizione di F_D porta a valutare

$$C_D = \frac{24}{Re}$$

Al di fuori della regione di Stokes sono disponibili diverse equazioni empiriche per il calcolo di C_D [1], [12]

$$C_D = \frac{18.5}{Re} \text{ se } 1 < Re < 500$$

$$C_D = 0.44 \text{ se } 500 < Re < 2 * 10^5$$

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{6}{1+\sqrt{Re}} + 0.4 \text{ se } Re < 2 * 10^5$$

Un parametro fondamentale nella teoria della separazione per gravità è la velocità terminale. Quando la goccia non ha più accelerazione essa cade con una velocità costante, detta velocità terminale. A questa velocità tutte le forze vengono bilanciate

$$\sum F = 0$$

Cioè

$$F_G = F_D + F_B$$

Andando a sostituire le equazioni delle tre forze ed esplicitando rispetto ad u si ottiene

$$u_t = \sqrt{\frac{4gd(\rho_l - \rho_v)}{3C_D\rho_v}}$$

La velocità critica è direttamente collegata al diametro critico delle gocce.

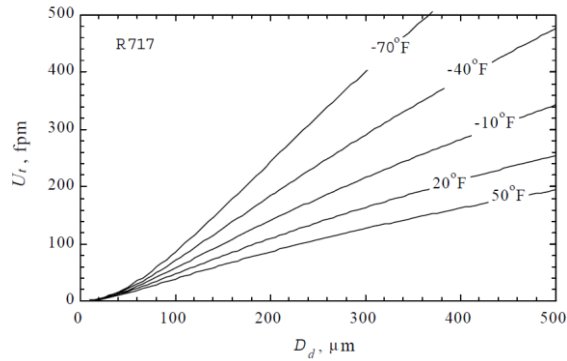


Figura 2.6.1: Andamento velocità critica al variare del diametro critico e della temperatura di evaporazione [16]

Per semplificare il calcolo si introduce il parametro

$$K' = \sqrt{\frac{4gd}{3C_D}}$$

Che permette di riscrivere la velocità terminale come

$$u_t = K' \sqrt{\frac{(\rho_l - \rho_v)}{\rho_v}}$$

Il valore di K' è anch'esso correlato al diametro critico della goccia

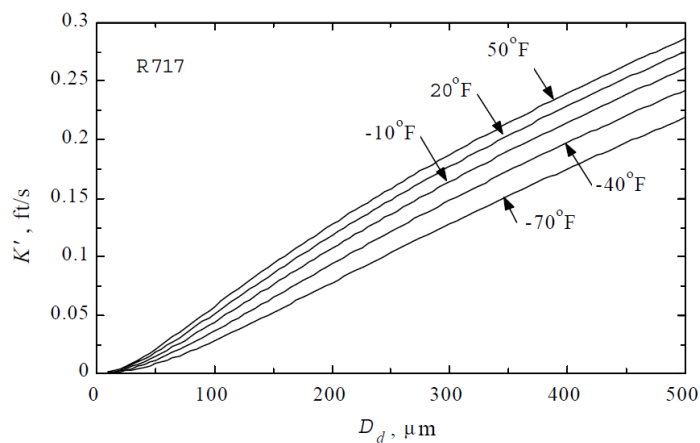


Figura 2.6.2: Valore di K' in funzione del diametro critico e della temperatura di evaporazione [16]

La letteratura consiglia generalmente di considerare per il dimensionamento un diametro critico tra i $100\text{-}200\mu\text{m}$ [16], corrispondente ad un $K' = 0.03$

I separatori possono avere due configurazioni: verticali e orizzontali.

Il processo di separazione che avviene nelle due configurazioni è diverso, ma i concetti fino ad ora esposti risultano validi per entrambe.

In questo caso si è preferita la configurazione orizzontale.

La separazione orizzontale è complicata dal fatto che la traiettoria della goccia ha componenti sia verticale che orizzontale e che, per una portata fissa all'interno del separatore, la velocità è funzione del livello di liquido.

Si definisce u_v la componente orizzontale della velocità, mentre come componente verticale si considera la velocità terminale u_t .

Si definisce il tempo di residenza come il tempo necessario affinché la goccia cada a una distanza y e si adagi sul livello del liquido. Generalmente è consigliato avere un tempo di residenza non inferiore ai $2\text{-}3\text{s}$ [12].

Per garantire che la separazione avvenga, la goccia deve cadere dalla sua posizione di ingresso fino alla superficie del serbatoio o alla superficie del liquido. Per questo motivo il tempo di residenza di una goccia di diametro critico, che attraversa il separatore orizzontale, deve essere maggiore o uguale del tempo che necessita per cadere da un'altezza Δy , cioè

$$\frac{L}{u_v} \geq \frac{\Delta y}{u_t}$$

Dove L è la lunghezza del separatore

Il livello di liquido contenuto nel serbatoio orizzontale ha un notevole impatto sull'efficienza di separazione, poiché, con l'aumentare del livello, l'area di flusso diminuisce, aumenta la velocità u_v e si riduce di conseguenza il tempo di residenza effettivo. Per questo motivo si cerca di evitare funzionamenti con livelli di liquido superiori al livello mediano del serbatoio.

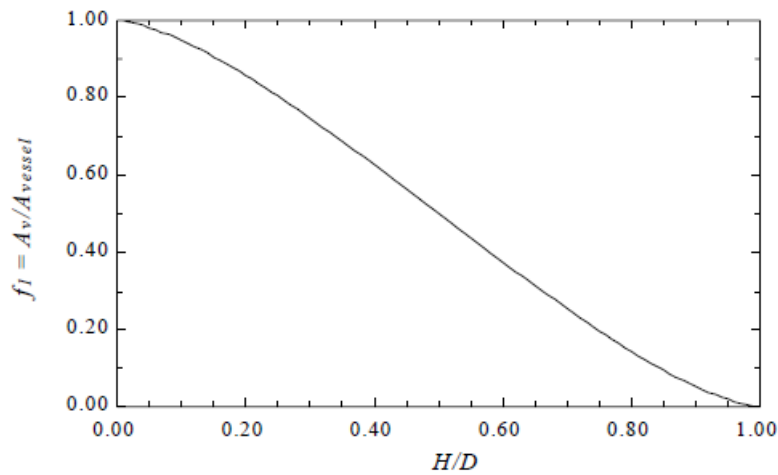


Figura 2.6.3: Andamento f_1 al variare di H/D [16]

Se il livello del liquido aumenta, l'altezza disponibile per la separazione diminuisce. La Figura 2.6.4 mostra il massimo e il valore medio massimo della distanza richiesta in funzione del rapporto tra il diametro del separatore e il livello di liquido. Il valore di distanza massima è la differenza tra il diametro del separatore e l'altezza del liquido, mentre la distanza media massima è definita come l'altezza e media dell'involucro del separatore rispetto al livello di liquido.

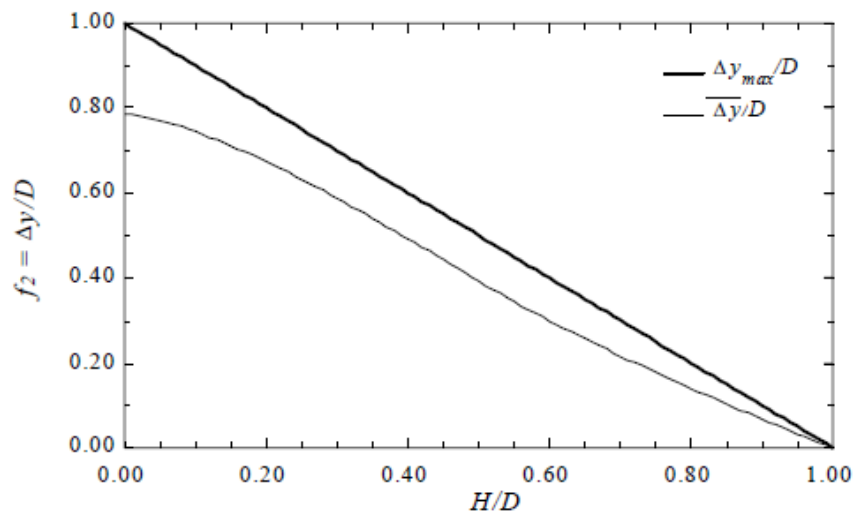


Figura 2.6.4: Andamento f_2 al variare di H/D [16]

Imponendo

$$\frac{L}{u_v} = \frac{\Delta y}{u_t}$$

Con opportune sostituzioni dei parametri f_1 e f_2 segue che

$$u_t = \frac{\dot{V}}{A_{vessel} (L/D)} \left(\frac{f_2}{f_1} \right)$$

Per semplicità il rapporto $\frac{f_2}{f_1}$ è riporta in Figura 2.6.5 in funzione di H/D

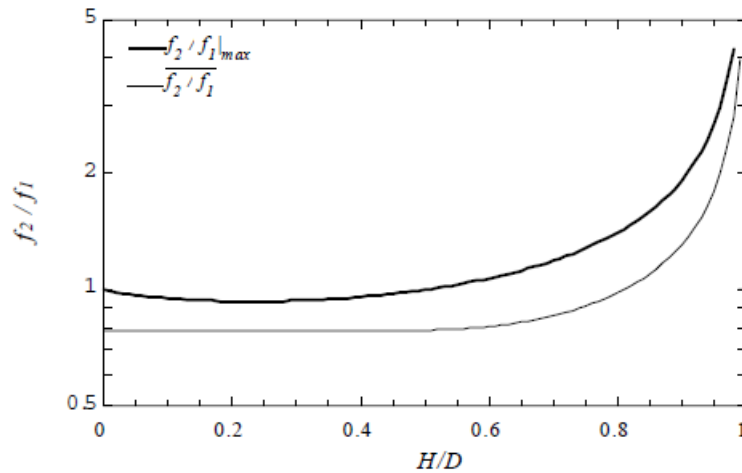


Figura 2.6.5: Andamento $\frac{f_2}{f_1}$ al variare di H/D [16]

Inoltre, la velocità u_V può esse calcolata come

$$u_V = \frac{\dot{V}}{A_{vessel} f_1}$$

Generalmente per la determinazione di H/D vengono utilizzate tabelle come in Figura 2.6.6 in cui la frazione di altezza $Fr_h = \frac{H}{D}$ è correlata alla frazione di volume come $Fr_v = \frac{V_{acc}}{V_{tot}}$, dove V_{acc} è definito come il volume necessario all'accumulo.

Height F_{ht}	Volume F_{vol}	Height F_{ht}	Volume F_{vol}	Height F_{ht}	Volume F_{vol}	Height F_{ht}	Volume F_{vol}
0.01	0.0017	0.26	0.207	0.51	0.513	0.76	0.815
0.02	0.0048	0.27	0.218	0.52	0.525	0.77	0.826
0.03	0.0087	0.28	0.229	0.53	0.538	0.78	0.837
0.04	0.0134	0.29	0.241	0.54	0.551	0.79	0.847
0.05	0.0187	0.30	0.252	0.55	0.564	0.80	0.858
0.06	0.0245	0.31	0.264	0.56	0.576	0.81	0.868
0.07	0.0308	0.32	0.276	0.57	0.588	0.82	0.878
0.08	0.0375	0.33	0.288	0.58	0.601	0.83	0.887
0.09	0.0446	0.34	0.300	0.59	0.614	0.84	0.897
0.10	0.0520	0.35	0.312	0.60	0.626	0.85	0.906
0.11	0.0599	0.36	0.324	0.61	0.639	0.86	0.915
0.12	0.0680	0.37	0.336	0.62	0.651	0.87	0.924
0.13	0.0764	0.38	0.349	0.63	0.664	0.88	0.932
0.14	0.0851	0.39	0.361	0.64	0.676	0.89	0.940
0.15	0.0941	0.40	0.374	0.65	0.688	0.90	0.948
0.16	0.103	0.41	0.386	0.66	0.700	0.91	0.955
0.17	0.113	0.42	0.399	0.67	0.712	0.92	0.963
0.18	0.122	0.43	0.411	0.68	0.724	0.93	0.969
0.19	0.132	0.44	0.424	0.69	0.736	0.94	0.976
0.20	0.142	0.45	0.436	0.70	0.748	0.95	0.981
0.21	0.153	0.46	0.449	0.71	0.759	0.96	0.987
0.22	0.163	0.47	0.462	0.72	0.771	0.97	0.991
0.23	0.174	0.48	0.474	0.73	0.782	0.98	0.995
0.24	0.184	0.49	0.487	0.74	0.793	0.99	0.998
0.25	0.196	0.50	0.500	0.75	0.805	1.00	1.000

Figura 2.6.6: Frazione di liquido in separatori orizzontali in funzione dell'altezza di liquido [2]

Per il dimensionamento del separatore si sono considerati i seguenti parametri di tentativo e si è verificata la bontà della separazione.

$\dot{V} = 440 \frac{m^3}{h}$, $D_e = 20''$, $s = 8mm$, $D_i = 490mm$, $\frac{L}{D} = 2.5$ e un volume di accumulo necessario pari a $V_{acc} = 0.04m^3$

Il volume totale del separatore risulta pari a circa $V_{tot} = 0.275m^3$.

Si considera che il separatore lavori sempre vuoto, poiché che gran parte del liquido è accumulato nel mammellone del separatore.

Si considera comunque un margine di sicurezza ipotizzando $\frac{H}{D} = 0.1$.

Dalla Figura 2.6.5 e Figura 2.6.3 si ottengono i valori di $\frac{f_2}{f_1} = 0.78$ e di $f_1 = 0.97$. Svolgendo i calcoli precedentemente esposti si trova una $u_t = 0.2m/s$ e una $u_v = 0.67m/s$

Questa u_t , alla temperatura di evaporazione di progetto, garantisce la separazione fino a gocce di diametro critico pari a circa $100\mu m$, quindi abbondantemente nel range consigliato.

Il tempo di residenza risulta pari a $t = 1.8s$, leggermente sotto il valore consigliato.

La conformazione è di tipo a doppio flusso. Questa permette di dividere la portata di miscela bifasica da separare e di aumentare il tempo di permanenza grazie all'inserimento della lamiera interna.

Il valore calcolato del tempo di residenza è inferiore rispetto a quello reale in quanto il calcolo non tiene conto della conformazione a doppio flusso. Il disegno di particolare del separatore è riportato in Figura 2.6.7

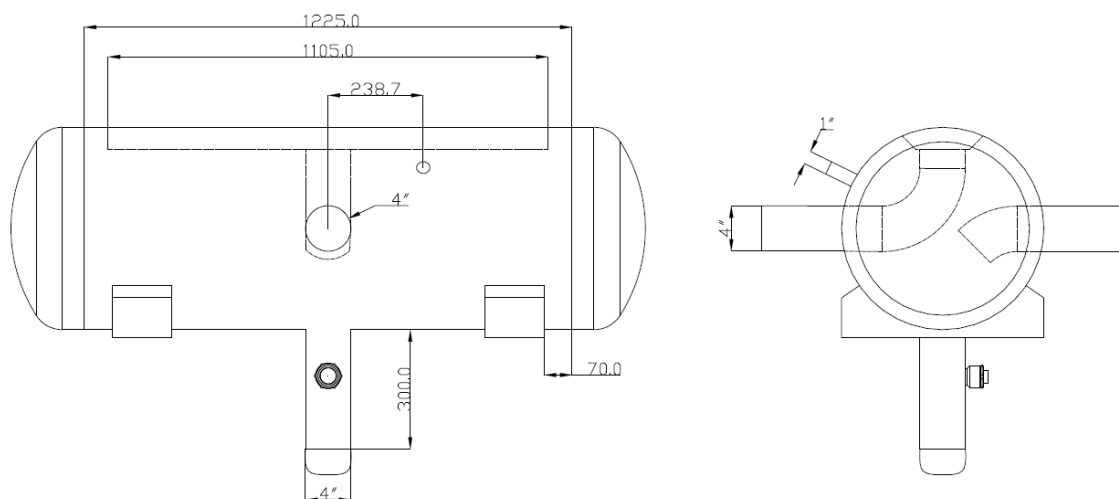


Figura 2.6.7: Disegno particolare separatore aspirazione (dove non indicato quote in mm)

La disposizione e le dimensioni degli attacchi sono stati valutati considerando le buone norme di progettazione e le esigenze di spazio e compattezza.

2.7 Olio e sua gestione

La gestione dell'olio è una problematica rilevante nelle macchine e negli impianti frigoriferi. L'olio è necessario al compressore per garantire la corretta lubrificazione, per sigillare determinate aperture e per diminuire la temperatura di fine compressione.

La lubrificazione è ottenuta mediante l'interposizione di un film di olio tra le superfici in movimento, riducendo il contatto solido-solido e di conseguenza gli attriti.

Il comportamento dell'olio negli impianti frigoriferi è influenzato da diverse proprietà.

La **viscosità** è una delle proprietà più importanti da considerare quando si sceglie un lubrificante per applicazioni in cui le superfici sono completamente separate da un film. Durante il normale funzionamento della macchina le asperità dei componenti rappresentano i punti di contatto e i punti in cui viene concentrato tutto il carico. Questo porta a forti pressioni di contatto che possono provocare incollaggio tra le superfici ed usura.

Un valore di viscosità abbastanza elevato consente di ridurre sia la rumorosità delle parti in movimento all'interno della carcassa del compressore, che di garantire migliore tenuta a sfavore però di maggiori perdite per attrito.

La viscosità può essere espressa in termini di viscosità dinamica μ [$Pa \cdot s$] o cinematica ν [m^2/s]. Esistono altre unità di misura comunemente utilizzate nella tecnica come il **centipoise** per la viscosità dinamica e il **centistoke** per quella cinematica. Vale inoltre che $1cSt = 1 mm^2/s$

Nella selezione del grado di viscosità è necessario considerare le condizioni alle quali il lubrificante andrà a lavorare. La viscosità è fortemente influenzata dalla temperatura e dalla solubilità con i fluidi frigoriferi. Un'importante riduzione della viscosità potrebbe portare a problemi di lubrificazione, nonché a problemi di tenuta.

Risulta quindi necessario optare per la soluzione con minore viscosità, che per tutti i range di funzionamento del compressore garantisce la necessaria tenuta, in modo tale da ridurre l'assorbimento.

Nei compressori semi-ermetici, in cui il motore è a contatto diretto con il refrigerante, è necessario che l'olio abbia delle buone proprietà di isolamento elettrico vista la concreta possibilità che possano essere presenti tracce residue di olio in aspirazione. Inoltre, è necessario prevedere lungo tutta la macchina dei filtri che permettano il corretto filtraggio dell'olio.

L'olio deve presentare inoltre una **buona stabilità chimica** con i comuni materiali e fluidi refrigeranti utilizzati.

L'**indice di viscosità** è un parametro che indica la variazione di viscosità al variare della temperatura. Maggiore sarà questo indice minore sarà la variazione di viscosità con la temperatura. Generalmente si preferiscono oli ad alto indice di viscosità per garantire una migliore costanza delle proprietà nei vari range di funzionamento.

La **solubilità dell'olio** nel refrigerante è una proprietà fortemente impattante sull'impiantistica. Tutti i gas refrigeranti sono solubili, anche solo parzialmente, negli oli utilizzati. L'ammoniaca, a differenza degli altri refrigeranti, è generalmente poco solubile. La solubilità tende comunque ad aumentare con la pressione e a diminuire con la temperatura dell'olio.

In generale la solubilità del refrigerante nell'olio influenza di molto le sue proprietà.

In un impianto ad ammoniaca l'olio che riesce a passare fino alla zona di bassa pressione tende a separarsi dal refrigerante. L'olio possiede una maggiore densità rispetto all'ammoniaca liquida tendendo così a depositarsi verso il basso nelle zone di calma. Sarà quindi necessario farlo ritornare nel più breve tempo possibile verso il compressore.

Altre proprietà meno rilevanti sono:

- **Punto di scorrevolezza:** che rappresenta la temperatura più bassa a cui l'olio può defluire correttamente. Gli oli minerali utilizzati negli impianti ad ammoniaca possiedono un punto di scorrevolezza pari a -40°C per i naftenici e -18°C per i paraffinici
- **Punto di infiammabilità:** non costituisce una problematica nell'impiego dell'olio negli impianti frigo in quanto generalmente si attesta intorno ai 175°C
- **Pressione di vapore:** nei nuovi separatori ad alta efficienza il solo olio che virtualmente lascia il separatore è quello sottoforma di vapore. Per questo motivo viene preferito un olio con una bassa pressione di vapore

In questo caso si è deciso di utilizzare un olio a doppio stadio di hydrocracking chiamato *NXT 717*, le proprietà sono riportate in Figura 2.7.1

Proprietà tipiche*	NEXT 717
Viscosità cSt @ -40°C	103.448
Viscosità cSt @ -20°C	5.987
Viscosità cSt @ 0°C	781
Viscosità cSt @ 40°C	62
Viscosità cSt @ 80°C	14.28
Viscosità cSt @ 100°C	8.61
Indice di viscosità	110
Densità @ 15°C	0.85
Punto di scorrimento $^{\circ}\text{C}$ (cSt)	-42
Punto di infiammabilità $^{\circ}\text{C}$ (cSt)	248
Corrosione su rame, 100°C per 3 ore	1a

Figura 2.7.1 Proprietà olio NXT 717 [27]

La presenza dell'olio nel resto dell'impianto non è necessaria, anzi non è desiderata poiché può inficiare le prestazioni di diversi componenti come gli evaporatori e le valvole di espansione.

La separazione dell'olio che proviene dalla mandata al compressore deve essere effettuata in maniera più efficiente possibile in modo tale da consentire la corretta funzionalità dell'impianto.

L'obiettivo del separatore dell'olio è quello di diminuire il rapporto di ricircolazione dell'olio (OCR). Questo parametro quantifica la quantità di olio che circola all'interno del sistema. L'ideale sarebbe rimuovere tutto l'olio dalla miscela in uscita dal compressore, in realtà questo non è possibile in quanto anche se molto elevato, il separatore possiede un suo rendimento.

La progettazione del separatore dell'olio consiste nel trovare il giusto compromesso tra tre principali aspetti: efficienza di separazione, volume e perdite di carico. Generalmente per queste applicazioni si cerca di ottenere una buona efficienza di separazione in un volume limitato con un accettabile perdita di carico.

Eccetto che per alcuni separatori elettrici e chimici la maggior parte dei separatori dell'olio utilizza una separazione di tipo meccanico. Si hanno tre diversi tipologie di separatori meccanici: coalescenti, centrifughi e demister.

Per garantire una corretta ed efficiente separazione dell'olio si è optato per un separatore a doppio stadio con filtri coalescenti.

Nella prima fase di separazione vengono sfruttati moti specifici dei fluidi per garantire una prima sommaria separazione, mentre nella seconda vengono utilizzati i filtri coalescenti. Nella sezione coalescente l'obiettivo è quello di unire due o più gocce per formarne una di dimensione sufficiente per permetterne la sua precipitazione. Le gocce vengono raccolte a valle del filtro da dove vengono poi rimandate al compressore.

I filtri coalescenti introducono una perdita di carico di circa 0.1bar e necessitano di essere sostituiti periodicamente a causa della diminuzione dell'efficienza di separazione e dell'aumento della perdita di carico durante la loro vita.

I separatori di tipo coalescente possono essere di due tipologie:

- **Separatori orizzontali:** utilizzati principalmente per la realizzazione di unità. La prima fase di separazione avviene sfruttando la curvatura del fondello e la separazione per gravità.

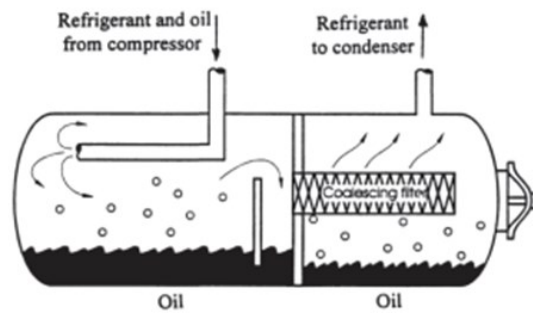


Figura 2.7.2: Sezione qualitativa separatore olio orizzontale [2]

- **Separatori verticali**, utilizzati principalmente per la realizzazione di chillers. La prima fase di separazione avviene sfruttando l'effetto ciclone che si instaura grazie all'entrata tangenziale della mandata del compressore.

L'olio che non viene separato dal separatore viaggia per l'impianto fino a depositarsi per differenza di densità alla base dell'evaporatore. È stato richiesto al costruttore dell'evaporatore di aggiungere un fondello sul lato opposto dell'ingresso dell'ammoniaca all'evaporatore. Da questo fondello, per differenza di pressione tra l'ingresso dell'evaporatore e l'attacco 1 del compressore (vedi Figura 2.1.15), l'olio separato per gravità viene reimpresso al compressore. L'attacco 1 si trova a valle del filtro sull'aspirazione del compressore. Il flusso è regolato da una valvola solenoide che apre quando una sonda di temperatura a monte rileva una temperatura maggiore di 10°C rispetto alla temperatura di evaporazione.

Uno schema di principio è riportato in Figura 2.7.3

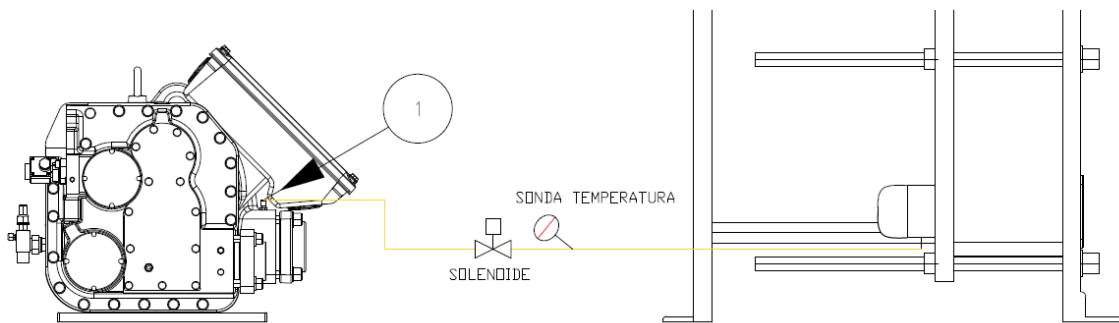


Figura 2.7.3: Schema principio ritorno olio da evaporatore

Nel caso specifico si è optato per un separatore dell'olio verticale dell'ONDA. Per garantire un margine di sicurezza nella separazione si è optato per il modello OVS 41.170.2/2 a doppio filtro coalescente.

MODELLO / MODEL		OVS	OVS	OVS	OVS	OVS	OVS	OVS	
		32.90.1/2	41.170.2/2	51.310.3/2	61.470.4/2	61.500.6/2	71.600.7/2	71.700.7D/2	
POTENZA COMPRESSORE COMPRESSOR CAPACITY	NH3 evap -8°C/Cond +40°C	300	600	950	1250	1900	2200	3800	
	NH3 evap -25°C/Cond +40°C	250	500	800	1050	1600	1900	3200	
DATI NOMINALI NOMINAL DATA	Volume Olio / Oil volume	21	50	93	130	130	245	245	
	Volume Totale / Total volume	90	170	310	470	470	740	880	
	N° filtri coalescenti Coalescing filters No	1	2	3	4	6	7	7D	
DIMENSIONI DIMENSIONS	D	323,9	406,4	508	609,6	609,6	711,2	711,2	
	A	1363	1608	1863	1977	1977	2257	2637	
	A1 min.	460	460	460	460	460	460	770	
	B	150	155	250	260	260	350	350	
	C	390	505	620	620	620	795	795	
	E	630	775	980	1190	1190	1460	1460	
	F	755	920	1145	1360	1360	1665	1665	
	G	1120	1325	1560	1650	1650	1925	2305	
	H	120	145	195	235	235	260	240	
	L	275	310	345	368	368	440	465	
	L1	300	337	398	423	423	474	495	
	MxM	340x340	425x425	540x540	640x640	640x640	750x750	750x750	
	RxR	300x300	365x365	480x480	570x570	570x570	650x650	650x650	
	P	Ø14	Ø18	Ø18	Ø22	Ø22	Ø26	Ø26	
CONNESSIONI CONNECTIONS	d1	(FL) OD 60,3	(FL) OD 73,03	(FL) OD 88,9	(FL) OD 114,3	(FL) OD 114,3	(FL) OD 141,3	(FL) OD 168,3	
	d2	(FL) OD 48,3	(FL) OD 73,03	(FL) OD 88,9	(FL) OD 114,3	(FL) OD 114,3	(FL) OD 141,3	(FL) OD 168,3	
	d3	(RTLK) OD 21,3	ØD 48,3	ØD 48,3	ØD 60,3	ØD 60,3	ØD 88,9	ØD 88,9	
	d4	(RTLK) OD 17,1	(RTLK) OD 17,1	(RTLK) OD 17,1	(RTLK) OD 21,3	ØD 33,4	ØD 42,2	ØD 42,2	
	d5	(RTLK) OD 21,3	(RTLK) OD 21,3	(RTLK) OD 21,3	(RTLK) OD 33,4	ØD 42,2	ØD 42,2	ØD 42,2	
	N° resistenze elettriche Electrical heaters No.	-	2	3	4	5	6	6	
PESO / WEIGHT		kg	160	275	470	710	715	1095	1195

Figura 2.7.4: Dati di targa separatori olio verticali per ammoniaca ONDA [27]

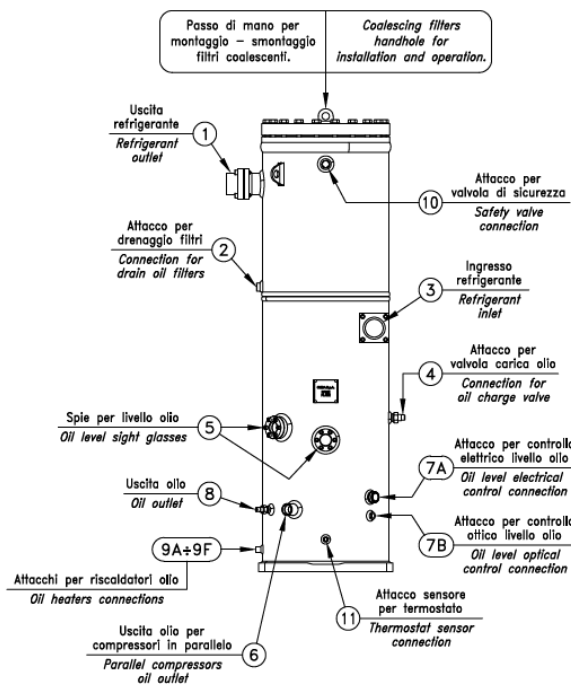


Figura 2.7.5: Disegno di particolare separatore olio [27]

L'olio accumulato nel separatore è a servizio della lubrificazione del compressore. La circolazione dell'olio può avvenire naturalmente, sfruttando la differenza di pressione che si instaura tra il separatore dell'olio ed il punto di iniezione nel compressore, o in maniera forzata mediante l'utilizzo di pompe apposite. Generalmente la pompa di ricircolo dell'olio viene utilizzata per compressori a bronzina.

Il compressore *FVR-H-160-400ALU* può essere alimentato per differenza di pressione. Per il corretto avvio della macchina è necessario che entro $1min$ la differenza tra la pressione del separatore dell'olio e la pressione di aspirazione del compressore raggiunga un Δp_{min} , al netto delle perdite di carico della linea dell'olio, pari a $4bar$. Nel caso in cui questo non avvenisse è presente una sicurezza che porta alla fermata del compressore. Un ulteriore controllo della corretta immissione di olio nel compressore è garantito da un flussostato.

La linea di alimentazione dell'olio è costituita da una valvola solenoide, da un filtro che la precede per evitare il passaggio di sporcizia che potrebbe limitarne il corretto funzionamento o danneggiare il compressore, e da un flussostato. Per intercettare e garantire lo smontaggio e la manutenzione di questi componenti sono state previste due valvole a sfera.

Nel caso di fermata, considerando la disposizione della valvola di non ritorno e della valvola solenoide, il compressore si porterà alla pressione del lato di bassa. Per stabilire il Δp_{min} si potrebbe utilizzare una valvola controllata in pressione che apre solo dopo il raggiungimento della pressione richiesta all'interno del separatore. Nel caso di chiller con condensatore raffreddato ad acqua, la pompa di alimento del glicole può essere comandata da un inverter controllato da una sonda di pressione a valle del separatore dell'olio. Questo permette di aumentare in maniera repentina la pressione di condensazione e conseguentemente il Δp tra mandata e aspirazione.

Come già detto l'olio viene utilizzato, oltre che per la lubrificazione, anche per limitare la temperatura di fine compressione. Sarà quindi necessario raffreddare l'olio, prima di reimmetterlo al compressore, ad una temperatura consona e spesso definita dal costruttore. La temperatura di ingresso dell'olio non deve essere troppo elevata poiché questo porterebbe a temperature di fine compressione eccessive e problematiche alle gabbie dei cuscinetti, (generalmente i costruttori ammettono una viscosità minima dell'olio immesso pari a $10 cSt$ [17], [28]). Ovviamente anche una temperatura troppo bassa dell'olio non è accettabile in quanto comporterebbe una viscosità eccessiva. Nel caso di alta temperatura dell'olio è presente una sonda di temperatura all'uscita del raffreddatore il cui segnale verrà utilizzato per comandare la fermata forzata del compressore. Per garantire invece una corretta temperatura di ingresso dopo una fermata, nel separatore dell'olio è presente una resistenza adibita al riscaldamento dell'olio prima dell'avvio della macchina.

Il raffreddamento può essere realizzato in varie modalità:

- **Pompaggio del refrigerante liquido nella miscela refrigerante olio all'uscita dal compressore:** consiste nel pompare una parte del refrigerante liquido dal ricevitore di alta pressione per immetterlo nella linea di mandata del compressore. L'evaporazione del liquido permette di raffreddare la miscela refrigerante-olio fino ad una temperatura di circa 50°C prima che questa entri nel separatore dell'olio. La portata di refrigerante elaborato dalla pompa può essere regolata attraverso un sensore di temperatura posto a valle del punto d'iniezione. La pompa comandata da un inverter varierà i suoi giri, e quindi la portata, a seconda della temperatura rilevata dal sensore.

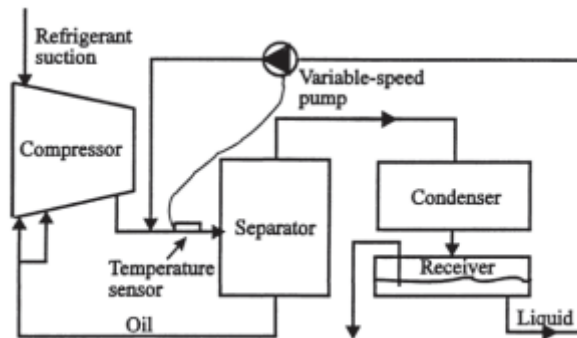


Figura 2.7.4: Raffreddamento miscela refrigerante olio per pompaggio di refrigerante liquido [1]

- **Iniezione diretta di refrigerante:** consiste nell'iniettare refrigerante liquido proveniente dal ricevitore di alta pressione all'interno del compressore in un punto iniziale della compressione. Una valvola regola il flusso di liquido da iniettare in modo tale da garantire una corretta temperatura di mandata. Tipicamente la valvola di regolazione è una comune termostatica. Questo metodo comporta degli svantaggi quali la riduzione della capacità frigorifera e l'aumento della potenza assorbita. Rimane comune un metodo molto economico in termini di costi iniziali di impianto.

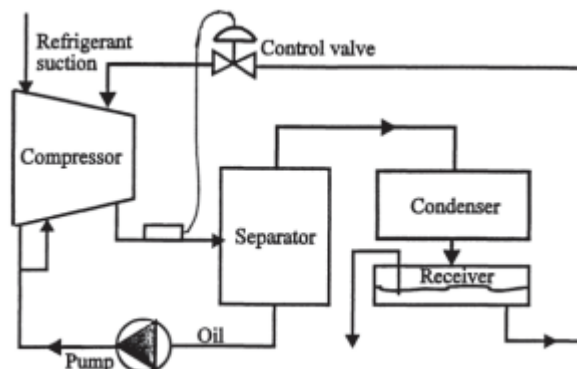


Figura 2.7.5: Raffreddamento per iniezione diretta di refrigerante [2]

- Raffreddamento con scambiatore a termosifone:** si utilizza refrigerante liquido proveniente dal ricevitore ad alta pressione e lo si fa scambiare con l'olio in uno scambiatore di calore. Il refrigerante liquido defluisce dal ricevitore e una parte di questo evapora nello scambiatore, la miscela bifasica esce e sale verso l'alto ritornando al ricevitore. La circolazione del refrigerante avviene grazie alla diversa densità tra il lato discendente del liquido e quella della miscela bifasica nella linea ascendente.

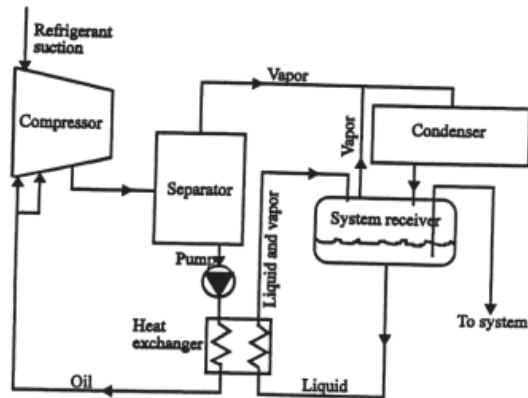


Figura 2.7.6: Raffreddamento olio con scambiatore a termosifone e ricevitore per termosifone [2]

Ovviamente è necessario avere una corretta altezza di battente tra ricevitore e scambiatore. In caso contrario sarà necessario installare un secondo ricevitore, chiamato ricevitore per termosifone, ad una quota più alta rispetto al ricevitore principale. Il corretto dimensionamento del ricevitore per termosifone e delle linee di alimentazione consentono il corretto funzionamento del raffreddatore stesso.

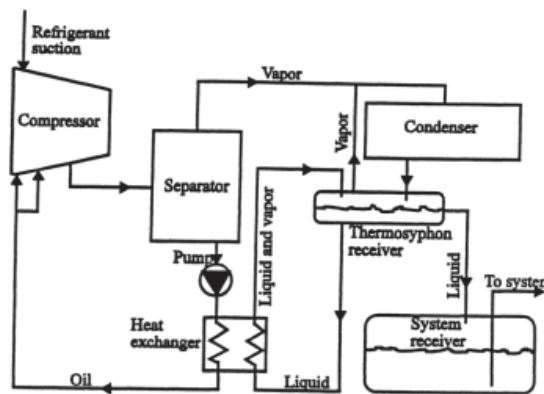


Figura 2.7.7: Raffreddamento olio con scambiatore a termosifone [2]

- **Raffreddamento esterno con acqua di raffreddamento:** è il metodo più semplice e il più comune quando è presente un circuito di raffreddamento dell'acqua con un raffreddatore evaporativo o quando ci si trova in zone ad alta disponibilità di acqua, come per stabilimenti in prossimità di fiumi. In quest'ultimo caso sarà necessario tenere conto nel dimensionamento dello scambiatore di un buon margine di sicurezza per far fronte alla diminuzione del coefficiente globale di scambio termico a causa dello sporcamento.

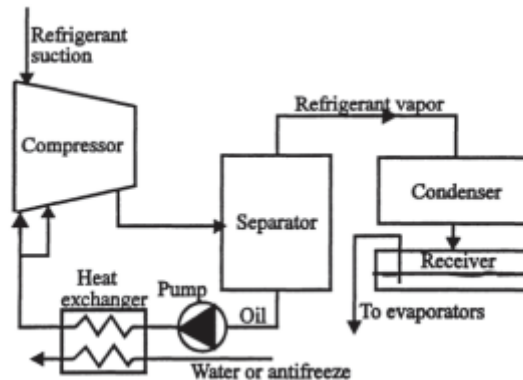


Figura 2.7.8: Raffreddamento olio esternamente con acqua di raffreddamento [2]

Nel chiller oggetto di esame, vista la presenza del condensatore ad acqua, si è optato per quest'ultima modalità di raffreddamento dell'olio.

Si scelto di utilizzare uno scambiatore prodotto da HS-Cooler.

Questo scambiatore lavora con miscela di acqua e glicole etilenico al 20% nei tubi ed olio nel mantello. Una particolarità risiede nelle alette poste lato mantello, cosa tipicamente inusuale considerando che tendenzialmente vengono utilizzate quando si cerca di incrementare lo scambio termico in uno scambiatore sul lato gas.

La presenza delle alette non comporta, come invece ci si aspetterebbe, una grande perdita di carico lato olio.

Rispetto alla simulazione del compressore ci si è posti cautelativamente ad una temperatura di mandata pari a $T_{in} = 85^{\circ}\text{C}$ che, attraverso considerazioni di tipo termodinamico, ha portato a ricavare una temperatura necessario dell'olio in ingresso al compressore pari a $T_{out} = 52^{\circ}\text{C}$.

Dalla simulazione del compressore in Figura 2.1.16 si vede come la temperatura di fine compressione in assenza di raffreddamento da parte dell'olio è pari a $T = 173.6^{\circ}\text{C}$.

Considerando che $h_{@p_{cond},173.6^{\circ}\text{C}} = 1854.72 \text{ kJ/kg}$ e $h_{@p_{cond},85^{\circ}\text{C}} = 1626 \text{ kJ/kg}$ si avrà che l'olio dovrà smaltire $\dot{Q} = \dot{m}\Delta h = 0.29 * 228.72 = 66 \text{ kW}$

Considerando la $T_{in} = 85^{\circ}\text{C}$ e la portata dell'olio imposta, facendo un bilancio di energia allo scambiatore

$$\dot{m}\Delta h = \dot{V}\rho_{olio}c_{p,olio}(T_{in} - T_{out})$$

Ed esplicitando in funzione di T_{out} si ottiene $T_{out} = 52^{\circ}\text{C}$

I dati di progetto sono i seguenti:

$$\dot{Q} = 66\text{kW}, T_{in,olio} = 85^{\circ}\text{C}, T_{out,olio} = 52^{\circ}\text{C}, T_{in,glicole} = 31^{\circ}\text{C}, T_{out,glicole} = 37^{\circ}\text{C}$$

		Shellside	General	Tubeside
		ISO VG 68 + NH3		Ethylenglykol 20%
Customer	SOLUZIONE TERMICA SRL		Date	27.03.2023
Reference	Project		Offer No.	B23-55258
Type	KS 12 - A E P - 1 2 3 - L600		Pressure range	Y
Medium				
Heat capacity	kW	66		
Inlet temperature	$^{\circ}\text{C}$	85		31
Outlet temperature	$^{\circ}\text{C}$	52		37
Volume flow	l/min	60		157
Pressure drop	bar	0,2		0,14
Active surface	m^2	7,81		0,95
Max. temperature	$^{\circ}\text{C}$	100		100
Max. pressure	bar	30		10
Fouling	$\text{m}^2\text{K/kW}$	0		
Extra capacity	%	14,1		
Shell diameter	mm	139,7		
No. of baffles	-	3		
No. of tubes	-	72		
Tube diameter	mm	8,0 x 0,5		
Bundle length	mm	600		
Paths tubeside	-	2		
Weight(e)	kg	37		
Contents	dm^3	5		3,1
Tubes	-	Material 1.4404		
Tubesheets	-	1.4301		
Fins	-	Aluminium		
Baffles	-	Aluminium		
O-rings	-	NEOPRENE		
Bonnets/cover	-	GG25		
Shell	-	Steel		
Connections	-	DN50		SAE11/2"/BSP11/4"
Remarks	—			

HS-Cooler GmbH
 Suedring 2
 D-19243 Wittenburg
 Tel. +49 (0) 388 52 23 36 0
 Fax. +49 (0) 388 52 23 36 25
 Email: sales@hs-cooler.de

Figura 2.7.9: Simulazione raffreddatore olio HS-Cooler

Il disegno di particolare è riportato in Figura 2.7.10, con $L = 600\text{mm}$.

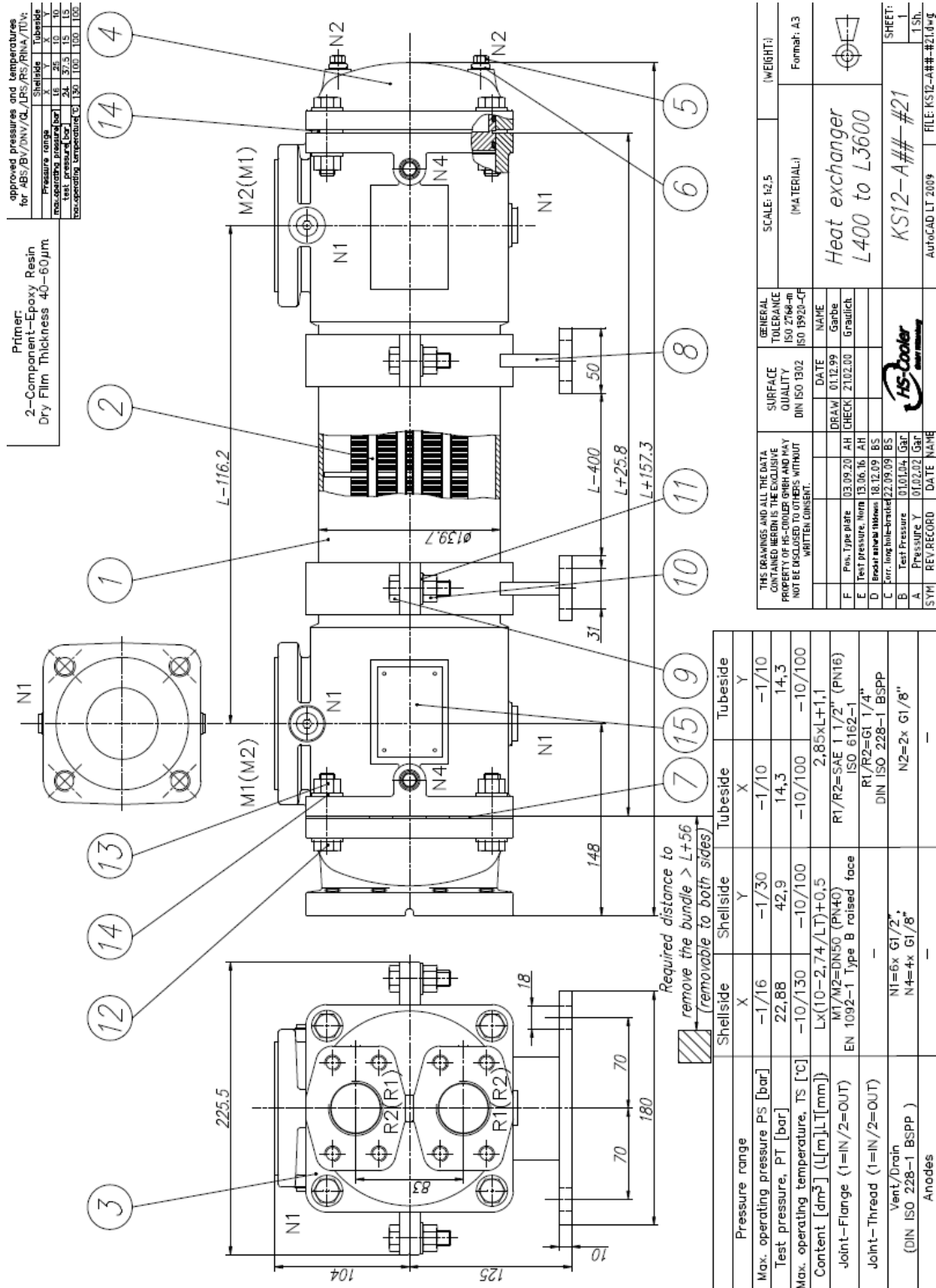


Figura 2.7.10: Disegno particolare raffreddatore olio HS-Cooler

2.8 Componentistica varia

2.8.1 Filtri

Durante la circolazione del fluido refrigerante capita molto spesso che vengano trascinate tracce di olio, sporcizia delle tubazioni non sufficientemente pulite prima della carica del refrigerante, oppure sfilacciate delle guarnizioni. Tutto ciò se entrasse nel compressore o nelle valvole motorizzate potrebbe causare la loro usura. È necessario quindi prevedere dei filtri lungo tutto il circuito. Nella loro forma più semplice questi sono costituiti da un cilindro che contiene reti sottilissime a forellini minimi attraverso i quali passa il fluido da depurare. Generalmente il filtro deve essere smontabile per garantire la sostituzione.

2.8.2 Valvole di intercettazione

Una delle valvole più utilizzate negli impianti di refrigerazione industriale è quella manuale di intercettazione. Nella sua posizione completamente aperta permette il passaggio libero del flusso di refrigerante, mentre se chiusa il flusso viene bloccato completamente. La funzione principale della valvola è quella di isolare un componente dell'impianto oppure una sua sezione. Le caratteristiche che spingono all'utilizzo delle valvole manuali sono: la perfetta tenuta al passaggio di refrigerante quando è chiusa, la limitata perdita di carico quando è aperta e l'assenza di perdite di refrigerante verso l'atmosfera.

Si è optato per l'utilizzo di valvole SVA prodotte da Danfoss, il cui utilizzo è consentito con tutti i principali refrigeranti.



Figura 2.8.1: Valvole di intercettazione Danfoss [27]

2.8.3 Valvole regolatrici ad azionamento manuale

Le valvole regolatrici ad azionamento manuale sono utilizzate per regolare la portata di refrigerante lungo tutta la corsa utile dello stelo valvola. Le valvole di intercettazione, infatti, non sono pensate per essere impiegate come valvole di regolazione poiché forniscono la maggior parte del loro effetto regolante solo all'inizio della corsa di chiusura. Come si vede in Figura 2.8.2 le valvole regolatrici, variando l'apertura della valvola, permettono di variare gradualmente il K_v e di conseguenza, a parità di Δp , di variare la portata.

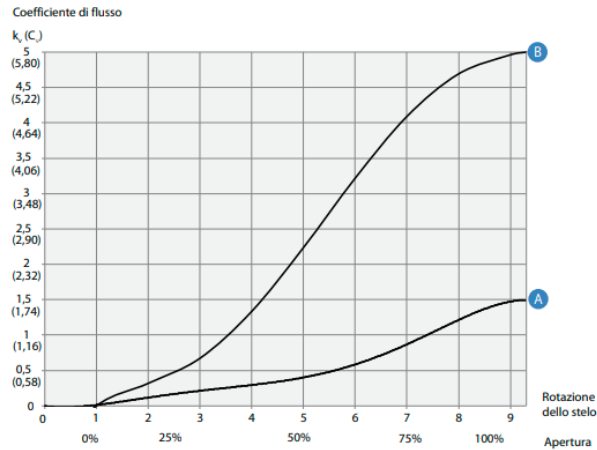


Figura 2.8.2: Variazione K_v in valvole regolatrici al variare dell'apertura [27]

Si è optato per l'utilizzo di valvole REG-SA prodotte da Danfoss, il cui utilizzo è consentito con tutti i principali refrigeranti.



Figura 2.8.3: Valvole regolatrici manuali Danfoss [27]

2.8.4 Solenoidi

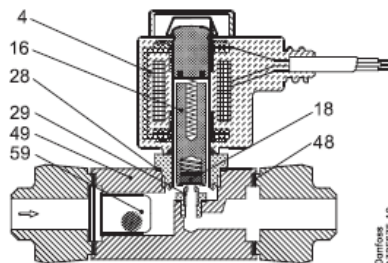
Sono delle valvole di intercettazione a tutto o niente. Le valvole solenoidi lavorano bene ad elevate pressioni a monte, ma non sopportano alte pressioni dal lato opposto.

Generalmente si distinguono due tipologie di valvole:

- **Ad azione diretta:** presenta una bobina che, se eccitata, sviluppa una forza magnetica che consente il richiamo dello stelo e dell'otturatore ad essa collegata
- **Ad azionamento pilota o servoassistite:** utilizzate nelle tubazioni di grande diametro in cui la forza sviluppata dalla bobina non è sufficiente. Nella valvola ad azionamento pilota si ha una piccola solenoide che si apre per far giungere l'alta pressione esistente a monte ad un pistone operativo. Questo pistone ha una superficie di spinta maggiore di quello dell'otturatore della valvola che è soggetto alla stessa pressione. La forza agente sul pistone operativo permette di aprire la valvola

Le valvole utilizzate nella macchina sono delle EVRA 3 e EVRA 25 di produzione Danfoss.

La valvola EVRA 3 si apre completamente quando l'armatura (16) si muove verso l'alto nel campo magnetico prodotto dalla bobina. Ciò significa che la valvola può aprirsi anche quando la differenza di pressione tra monte e valle è nulla. Il piattello di teflon (18) è montato direttamente sull'armatura (16). La pressione all'ingresso agisce sull'armatura e sul piattello dall'alto verso il basso. A bobina diseccitata la pressione all'ingresso, la forza della molla ed il peso dell'armatura tendono a chiudere la valvola.



EVRA 3

Figura 2.8.4: Valvola solenoide EVRA3 Danfoss [27]

La valvola EVRA 25 è una valvola a pistone servoassistita. Il servo pistone (80) con il piattello valvola principale (84) si chiude contro la sede valvola (83) per effetto della pressione differenziale tra il lato di ingresso e di uscita della valvola, della forza della molla di compressione (76) ed eventualmente del peso del pistone. Quando viene applicata corrente alla bobina, l'orifizio pilota (29) si apre. Ciò rilascia la pressione sul lato della molla del pistone della valvola. La pressione differenziale aprirà quindi la

valvola. La pressione differenziale minima necessaria per l'apertura completa della valvola è di 0,2 bar.

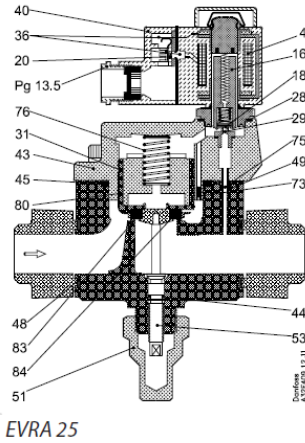


Figura 2.8.5: Valvola solenoide EVRA25 Danfoss [27]

2.8.5 Misuratore di livello

Il misuratore di livello è un componente utilizzato per monitorare il livello di liquido nei diversi serbatoi. Si è optato per un AKS 4100 Coaxial version di produzione Danfoss. Il sensore di livello si basa su una tecnologia chiamata Guided Micro Wave.



Figura 2.8.6: Misuratori livello AKS 4100 Danfoss [27]

Questa tecnologia consiste nell'emissione di impulsi elettromagnetici a bassa intensità ed alta frequenza con una larghezza di circa 1 nano secondo, che viaggiano lungo la sonda fino alla superficie del liquido. Gli impulsi vengono riflessi dalla superficie del liquido, risalgono la sonda, vengono analizzati dal convertitore elettronico presente sul AKS4100 e infine trasformati in indicazioni sul livello del serbatoio.

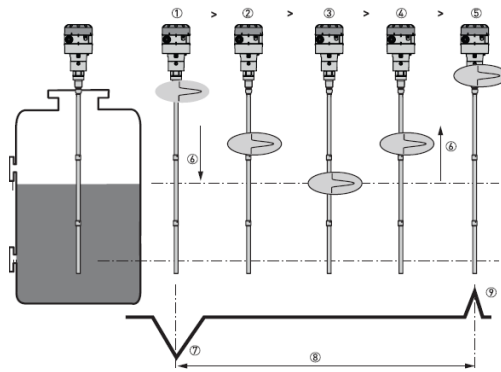


Figura 2.8.7: Tecnologia Guided Micro Wave [27]

La costante dielettrica del liquido è il parametro fondamentale in quanto influenza direttamente la riflessione degli impulsi elettromagnetici ad alta frequenza. Liquidi ad alta costante dielettrica come l'ammoniaca producono una forte riflessione.

L'AKS 4100 può essere utilizzato per misurare il livello di diversi refrigeranti in serbatoi, ricevitori, tubi ecc. Il segnale di output è un segnale analogico 4-20mA che è proporzionale al livello di liquido.

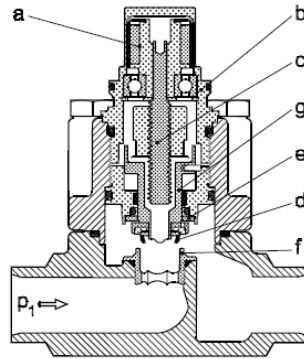
I misuratori di livello vengono spesso utilizzati nella gestione dell'impianto sia in termini di sicurezza che in termini di funzionamento.

Generalmente per i vari serbatoi vengono imposti dei livelli di minima e di massima. Questi permettono anche la modulazione di valvole motorizzate e di valvole ad espansione elettronica.

2.8.6 Valvola motorizzata

Sono valvole in cui lo stelo è movimentato da un attuatore. A differenza della valvola a solenoide queste valvole permettono di modulare l'apertura dello stelo variando così la portata elaborata. In questo caso si è optato per una ICM 20C di produzione Danfoss. La valvola è stata abbinata al sensore di livello per la modulazione della portata di refrigerante in ingresso all'eiettore. Le valvole ICM, infatti, sono progettate sia per regolare il processo di espansione nella linea di liquido sia per lavorare come organo di laminazione. La valvola si compone di quattro parti: il corpo, la copertura superiore, il modulo funzionale e attuatore.

Le valvole ICM sono progettate per l'uso con attuatori ICAD. La forza generata dall'attuatore è trasferita attraverso un accoppiamento magnetico (a) all'alloggiamento superiore in acciaio inossidabile (b) eliminando quindi la necessità di un premistoppa. Il movimento rotazionale dell'accoppiamento magnetico viene trasferito ad un mandrino (c) che a sua volta fornisce il movimento verticale del pistone (d) e della sede valvola (e) permettendo di regolare il grado di apertura e chiusura della valvola. È consigliabile installare un filtro a monte della valvola per evitare problemi di funzionamento della stessa.



ICM 20

Figura 2.8.8: Valvola ICM Danfoss [27]

2.8.7 Valvola di sicurezza

La valvola di sicurezza è una valvola che ha la funzione di aumentare il livello di sicurezza in un impianto di refrigerazione limitando la pressione nei componenti da essa protetti. La normativa *PED* obbliga l'utilizzo di queste valvole su tutti gli apparecchi a pressione.

La valvola è costituita da un otturatore spinto da una molla. La forza di compressione è regolata dall'esterno tramite una vite con piattello posta nella parte superiore della valvola.

Il calcolo delle valvole di sicurezza segue la normativa *EN 13136*. Come si discuterà nel paragrafo 3.2 si è optato per il lato di bassa pressione per una SFA 15 di produzione Danfoss.



Figura 2.8.9: Valvola di sicurezza SFA15 Danfoss [27]

Per il lato di alta pressione, invece, si è optato per una SFV20 di produzione Danfoss.

Un aumento di pressione nei componenti protetti sopra la pressione di taratura porta ad avere una piccola apertura della valvola per minimizzare le perdite di refrigerante. Se la pressione continua ad aumentare, la valvola aprirà completamente. La valvola sarà completamente aperta prima che la pressione risulti maggiore del 10% di quella di taratura, e sarà completamente chiusa prima che la pressione scenda sotto il 10% della pressione del set. L'andamento del grado di apertura è riportato in Figura 2.8.10

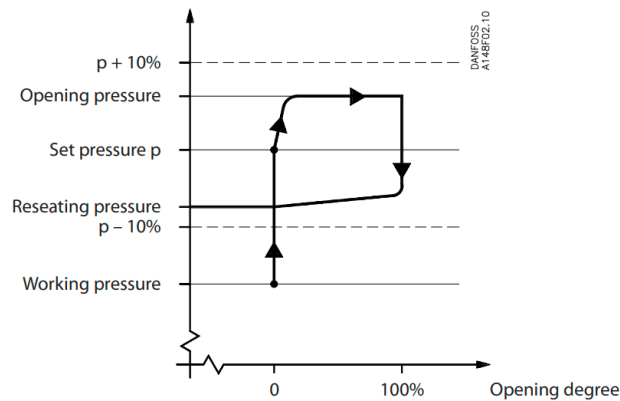


Figura 2.8.10: Grado di apertura valvole di sicurezza al variare della pressione [27]

2.8.8 Pressostati

I pressostati sono interruttori elettronici comandati dalla pressione. Essi sono disponibili come:

- **Pressostati di bassa pressione:** che chiudono il circuito quando la pressione sulla linea di aspirazione dell'impianto supera un valore prefissato e che interrompono quando scende sotto un altro valore prefissato
- **Pressostati di alta pressione:** che interrompono il circuito quando la pressione sul lato di mandata dell'impianto supera un certo valore prefissato e lo chiudono quando scende sotto un altro valore prefissato.

In Figura 2.8.11 è mostrato un disegno schematico di un pressostato.

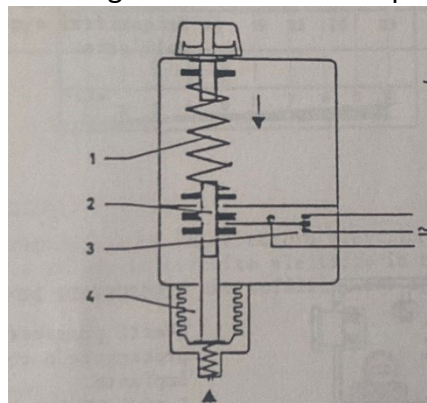


Figura 2.8.11: Disegno pressostato [28]

Il soffiello (4) viene collegato al lato di aspirazione o mandata dell'impianto. La molla principale (1) pu0 essere regolata a valori differenti di pressione per controbilanciare in parte gli aumenti di pressione del soffiello. Comprimendo il soffiello l'asta principale (2) si muove verso l'alto finché la molla e la pressione su soffiello non sono in equilibrio.

In questo caso si è scelto per il pressostato di bassa pressione un KP1A di produzione Danfoss.

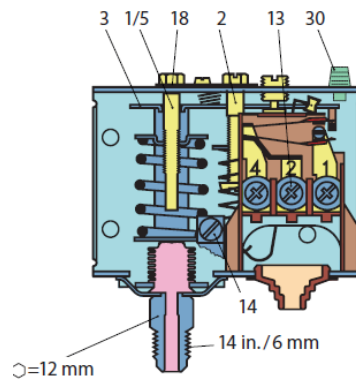


Figura 2.8.12: Pressostato KP1A Danfoss [27]

Mentre per il pressostato di alta pressione si è scelto un KP7ABS

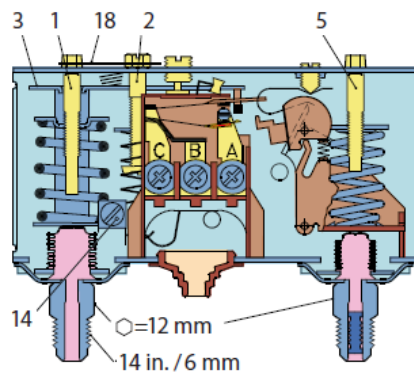


Figura 2.8.13: Pressostato KP7ABS Danfoss [27]

2.9 Dimensionamento linee

In un chiller sono presenti diverse linee di tubazioni. Per il loro dimensionamento e la scelta dei materiali si seguono raccomandazioni a seconda della funzione della linea e dei fluidi che la attraversano.

Le perdite di carico generalmente si dividono in distribuite e concentrate.

Le perdite di carico distribuite sono causate dalla scabrosità inevitabile delle tubazioni e dagli effetti viscosi che si instaurano tra il fluido e la parete interna.

Generalmente per il calcolo delle perdite di carico esistono tabelle specifiche in funzione della portata, del fluido di lavoro e del materiale della tubazione. Nel caso in cui non fossero disponibili diagrammi standard ci si può avvalere dell'utilizzo della formula di Darcy-Weisbach.

$$\Delta p = f \rho \frac{Lv^2}{2D} [Pa]$$

Dove f è il fattore di attrito ricavabile dal diagramma di Moody in Figura 2.9.1

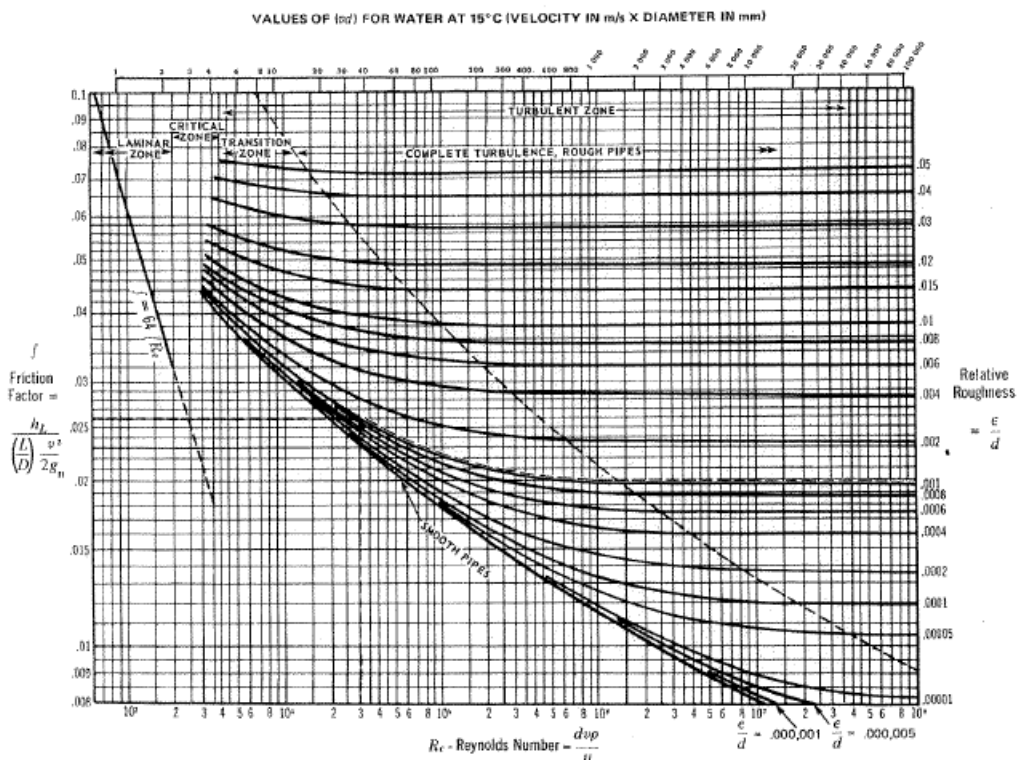


Figura 2.9.1: Diagramma di Moody [18]

Come si vede f è funzione del numero di Re e dalla scabrosità relativa ϵ/D , con ϵ che dipende dal tipo di materiale.

I valori di ε/D possono essere valutati dalla Figura 2.9.2

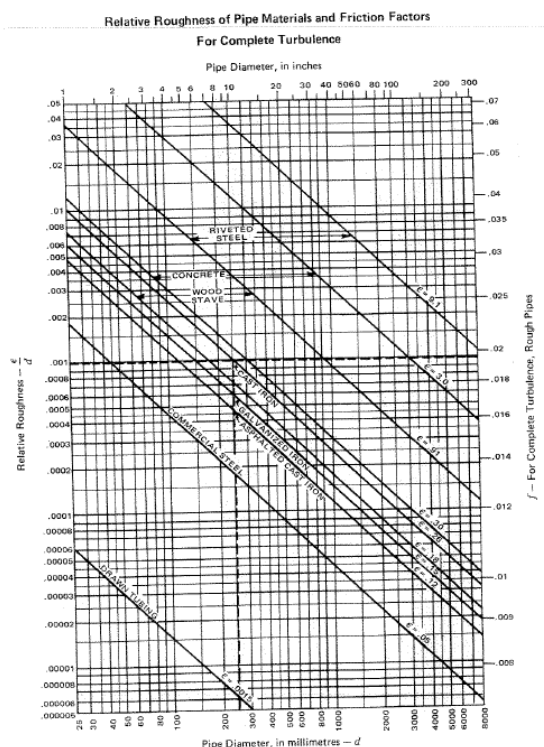


Figura 2.9.2: Valori di ε/D al variare del diametro e del materiale del tubo [18]

Le perdite di carico concentrate, invece, dipendono dalla geometria dei componenti delle tubazioni (valvole, riduzioni, curve, tee ecc...) e vengono calcolate attraverso il coefficiente di perdita adimensionale K_c

$$\Delta p = K_c \frac{\rho v^2}{2} [Pa]$$

Anche in questo caso sono disponibili sia tabelle realizzate dai costruttori per il calcolo delle perdite di carico dei vari componenti che diagrammi specifici in letteratura per curve, riduzioni, tee ecc.

Per il calcolo delle perdite di carico ci si è affidati al software Coolselector di distribuzione gratuita della Danfoss.

Nell'ambito della refrigerazione industriale la perdita di carico è indicata dalla caduta della temperatura di saturazione in °C, questo perché stesse perdite di pressione su diverse linee possono ripercuotersi in maniera completamente differente sulle prestazioni del ciclo.

In termini ideali la scelta del diametro delle tubazioni dovrebbe essere fatta come compromesso tra il costo delle tubazioni, con loro relativi accessori, e il risparmio di energia assorbita dal compressore durante il ciclo di vita dell'impianto. In realtà per il dimensionamento si seguono delle raccomandazioni tipiche.

Le linee che interessano il progetto sono:

- **Linea di aspirazione al compressore:** la caduta totale dell'aspirazione è tipicamente tra i 0.5 e i 2°C. Inoltre, vengono consigliate delle velocità comprese tra il 4.5 e 20m/s. Ci sono delle eccezioni sulle perdite di carico che riguardano gli impianti a sovralimentazione in cui nella colonna ascendente la velocità del vapore deve essere abbastanza elevata da permettere l'espulsione del liquido dalla colonna [2], [5].

Si è optato per un diametro delle tubazioni pari a 4" che determina una velocità pari a circa 16m/s e una perdita di carico di circa 0.1°C, come calcolato dal programma di selezione

Totale linea	
Perdita di carico	0,007 bar
Caduta temperatura di saturazione	0,1 K

Figura 2.9.3: Perdite di carico linea aspirazione compressore

- **Linea di mandata del compressore:** la caduta totale della temperatura di saturazione tipicamente è tra i 1 e i 3°C. Un valore determinato di questa caduta nella linea di scarico è meno preponderante sulle prestazioni dell'impianto. Vengono consigliate delle velocità comprese tra il 10 e 18m/s [2], [5].

Si è optato per un diametro delle tubazioni pari a 2" che porta ad una velocità pari a circa 16m/s e una perdita di carico di circa 0.8°C, come calcolato dal programma di selezione.

Totale linea	
Perdita di carico	0,329 bar
Caduta temperatura di saturazione	0,8 K

Figura 2.9.4: Perdite di carico linea mandata compressore

- **Linea di liquido:** una perdita in questa zona non è penalizzante in quanto se non avvenisse nella tubazione avverrebbe nell'organo di laminazione. L'unica accortezza è quella di evitare di far flashare il liquido prima dell'ingresso alla valvola di laminazione in quanto potrebbe portare alla diminuzione del flusso attraverso l'organo con conseguente perdita di prestazioni. Le velocità consigliate sono tra 1 e 2.5m/s [2], [5].

Si è optato, anche a causa del vincolo dimensionale dell'ingresso all'eiettore, per un diametro della tubazione pari a 1", che determina una velocità pari a circa 1m/s.

- **Linea di ritorno liquido/vapore tra l'evaporatore e il ricevitore a bassa pressione:** fa parte dei sistemi a ricircolazione di liquido e trasporta una miscela

bifasica. Il calcolo delle perdite di carico è realizzato ipotizzando di avere solo vapore e passando poi al diametro successivamente più grande [2], [5].

Si è optato per un diametro della tubazione pari a 4" considerando i vincoli imposti dagli attacchi dell'evaporatore e la breve lunghezza della linea.

Le linee del glicole sono state dimensionate in modo tale da garantire una velocità del flusso di circa $1.5m/s$.

I materiali utilizzati comunemente per le tubazioni nella refrigerazione è il rame. Questo materiale è adatto per quasi tutte le applicazioni eccezion fatta per quelle in cui come fluido frigorifero viene utilizzata ammoniaca. In questo caso vengono utilizzati tubi di acciaio al carbonio.

Tutti i tubi e i componenti come riduzioni, flange, tee e curve rispettano codici e standard definiti da organizzazioni competenti. Le più importanti sono:

- **ASME** American Society of Mechanical Engineers
- **ASTM** American Society for Testing and Materials

I tubi senza saldatura longitudinale comunemente utilizzati sono realizzati attraverso processi di estrusione o di piercing.

I tubi in acciaio sono prodotti con uno spessore identificato dalla così detta schedula o classe. Anche se questi due valori sono correlati, essi non coincidono al variare delle dimensioni dei tubi. Generalmente gli *STD* e gli schedula 40 hanno gli stessi spessori fino ad *NPS250*, dopo di che per tubi sopra *NPS300* lo spessore della parete per gli *STD* rimane costante a $10mm$ mentre gli schedula 40 aumenta. Considerazioni simili valgono per gli Extra Strong (*XS*) e gli schedula 80. Il calcolo dello spessore va fatto considerando la pressione interna a cui è soggetta la tubazione.

I materiali più utilizzati per gli impianti ad ammoniaca sono gli acciai al carbonio *A53* e *A106*. Le norme *ASME/ASHRAE* permettono l'utilizzo di questi tubi fino a temperature di $-30^{\circ}C$, mentre per la normativa *PED*, vigente nel nostro paese, a causa della non sufficiente resilienza non sono utilizzabili a basse temperature (vedi appendice 1 paragrafo 7.5 e paragrafo 4.3).

Entrambi i materiali presento due gradi: *A* e *B*. Il grado *B* è da preferire poiché presenta una maggiore resistenza a trazione rispetto a quelli di grado *A*.

Per temperature più basse si è costretti quindi ad utilizzare acciai al carbonio del tipo *A333* che generalmente rispettano tutte le condizioni imposte dalla normativa *PED*.

In questo caso si è deciso di utilizzare sul lato di alta pressione l' *A106 GB* e sul lato di bassa pressione l' *A333 G6*. Per curve, tee, riduzioni ed altro, si è utilizzato per il lato di alta l' *A420 WPB* e per quello di bassa l' *A420 WPL6*.

Per le tubazioni a bassa temperatura è stata prevista una coibentazione con poliuretano espanso di spessore 50mm.

Generalmente sono previsti dei gusci di alluminio al cui interno, dopo il loro posizionamento, viene iniettato l'isolante. I gusci di alluminio devono essere disposti in maniera consona in modo tale da evitare infiltrazioni, garantendo un aumento della vita utile dell'isolante.

L'isolante è necessario per diminuire il più possibile le dispersioni termiche verso l'esterno. Lo spessore, inoltre, deve essere sufficiente per mantenere la temperatura superficiale al di sopra del punto di rugiada evitando così problemi di stillicidio, cioè gocciolamento continuo dovuto alla condensazione del vapore acqueo presente in aria.

È stato verificato che lo spessore utilizzato garantisce di non avere stillicidio.

Si è ipotizzata la possibile condizione più sfavorevole all'interno della sala macchine con una temperatura ambiente pari a $T_a = 40^\circ\text{C}$ e un'umidità relativa pari a $\varphi = 70\%$

Si è considerato una conducibilità termica dell'isolante pari ad $\lambda = 0.028 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ e un coefficiente di convezione termica al guscio dell'isolante pari a $h = 5 \text{ W/m}^2\text{C}$

Dal diagramma dell'aria umida per date condizioni imposte si ottiene una temperatura di rugiada pari a $T_r = 33.5^\circ\text{C}$. Si impone il calcolo quindi in modo tale da avere una temperatura accettabile a parete per evitare stillicidio pari a $T_{sup} = 35.5^\circ\text{C}$

Viene verificato, come esempio, il tubo di mandata di diametro 4" al cui interno fluisce ammoniacca a $T_{evap} = -10^\circ\text{C}$.

Si ipotizza trascurabile la caduta di temperatura sullo spessore del tubo poiché l'isolante ha una conducibilità termica di circa tre ordini di grandezza minore rispetto all'acciaio.

Si ipotizza inoltre trascurabile la caduta di temperatura sullo strato limite interno del vapore, poiché il coefficiente convettivo lato esterno è di circa due ordini di grandezza inferiore rispetto a quello del lato interno.

Si impone quindi $r_i = r_e = 114\text{mm}$ e la temperatura sulla superficie esterna del tubo pari alla T_{evap} .

Facendo il bilancio energetico sullo spessore di isolante per unità di lunghezza

$$\dot{Q} = 2\pi\lambda(T_a - T_{sup})$$

e sulla superficie dell'involucro

$$\dot{Q} = 2\pi h r_{out} \frac{(T_{sup} - T_{evap})}{\ln(r_{out}/r_e)}$$

Con $r_{out} = r_e + s$ dove s è lo spessore dell'isolante.

Eguagliando i due flussi con opportune semplificazioni si ottiene che

$$\frac{\lambda(T_a - T_{sup})}{h(T_{sup} - T_{evap})} = r_{out} \ln(r_{out}/r_e) = a$$

Si può quindi calcolare $a = 56.6mm$.

Imponendo un calcolo iterativo variando lo spessore si può trovare lo spessore s che garantisce di ottenere

$$\frac{a}{r_{out}} = \ln(r_{out}/r_e)$$

Dalla tabella sotto si vede come questa condizione sia garantita con un $s = 48mm$. Questo porta a concludere che la scelta fatta garantisce di non avere stilloidicio.

s	r_{out}	a	a/r_{out}	r_{out}/r_e	$\ln(r_{out}/r_e)$
40	154	56,6	0,367	1,350	0,300
42	156	56,6	0,362	1,368	0,313
44	158	56,6	0,358	1,385	0,326
46	160	56,6	0,353	1,403	0,338
48	162	56,6	0,349	1,421	0,351
50	164	56,6	0,345	1,438	0,363
52	166	56,6	0,341	1,456	0,375
54	168	56,6	0,337	1,473	0,387
56	170	56,6	0,333	1,491	0,399

L'isolamento è stato previsto anche per il separatore in aspirazione con uno spessore di $90mm$.

Nel dimensionamento della linea dell'olio si è cercato di limitare la perdita di carico ad un valore di $\Delta p = 1.5bar$ durante il normale funzionamento. Questo ha portato a scegliere un tubo da $1\ 1/4''$ per la mandata al raffreddatore dell'olio e un tubo da $1''$ per l'ingresso al compressore.

Il calcolo considera i seguenti tratti:

Linea mandata al raffreddatore: $D_e = 42.16mm$, $s = 3.56mm$, $\dot{V} = 3.6m^3/h$ da questi dati

$$v = \frac{\dot{V}}{A_{in}} = 1m/s$$

Nel calcolo del numero di Re la viscosità cinematica dell'olio alla temperatura di lavoro è stata valutata mediante interpolazione lineare dei valori dati in Figura 2.7.1

Si ottiene un $Re = 728$. Essendo in regime laminare $f = \frac{64}{Re} = 0.088$.

La lunghezza del tubo è pari a $155mm$, questo porta ad avere una perdita di carico di

$$\Delta p = 0.0015 \text{ bar}$$

La perdita di carico accidentale della curva, considerando un $K_c = 0.3$ è pari a

$$\Delta p = 0.0015 \text{ bar}$$

Linea ingresso al compressore: $D_e = 33.46 \text{ mm}$, $s = 3.38 \text{ mm}$, $\dot{V} = 3.6 \text{ m}^3/\text{h}$ da questi dati

$$v = \frac{\dot{V}}{A_{in}} = 1.8 \text{ m/s}$$

Si ottiene un $Re = 2284$, poiché ci si trova in prossimità della zona di transizione si è scelto, per restare in sicurezza, di valutare il fattore di attrito direttamente dal diagramma di Moody. Considerando un $\varepsilon/D = 0.18$ si ottiene un valore di $f = 0.055$

La lunghezza del tubo è pari a circa 1.5 m che porta ad avere una perdita di carico di

$$\Delta p = 0.035 \text{ bar}$$

La perdita di carico accidentale delle cinque curve, considerando un $K_c = 0.5$ è pari a

$$\Delta p = 0.035 \text{ bar}$$

La perdita di carico dello scambiatore è riportata nella simulazione in Figura 2.7.9

$$\Delta p = 0.2 \text{ bar}$$

La perdita di carico nella valvola solenoide viene calcolata considerando il K_v da catalogo

Tipo	Pressione differenziale di apertura con bobina standard (Δp bar)				Temperatura del mezzo $^{\circ}\text{C}$	Max. pressione PB bar	Valore K_v ¹⁾ m^3/h
	Max. (= MOPD) liquido ²⁾						
	Min.	10 W a.c.	12 W a.c.	20 W d.c.			
EVRA 3	0,00	21	25	14	-40 → 105	42	0,23
EVRA 10	0,05	21	25	18	-40 → 105	42	1,5
EVRA 15	0,05	21	25	18	-40 → 105	42	2,7
EVRA 20 con bobina a.c.	0,05	21	25	13	-40 → 105	42	4,5
EVRA 20 con bobina c.c.	0,05	19	21	16	-40 → 105	42	4,5
EVRA 25	0,20	21	25	14	-40 → 105	42	10,0
EVRA 32	0,20	21	25	14	-40 → 105	42	16,0
EVRA 40	0,20	21	25	14	-40 → 105	42	25,0

Figura 2.9.5: Dati catalogo EVRA25 [27]

Allora da

$$\dot{V} = K_v \sqrt{\Delta p}$$

Si trova che $\Delta p = 0.01 \text{ bar}$.

È stato fornito dal costruttore una stima della perdita di carico del flussotato e del filtro. In totale ci si aspetta un $\Delta p = 1 \text{ bar}$.

Il tutto porta ad avere una perdita di carico totale pari a

$$\Delta p_{tot} = 1.3 \text{ bar}$$

Va sottolineato che la perdita di carico deve essere anche valutata in condizioni di partenza della macchina, quando l'olio riscaldato dalle resistenze nel separatore raggiunge temperature al massimo di 35°C, con un conseguente aumento della viscosità. Eseguendo nuovamente il calcolo, seguendo i passaggi precedenti, si è verificato che la perdita di carico totale è pari a circa

$$\Delta p_{tot} = 2.5bar$$

Le linee di ritorno dell'olio accumulato dal filtro coalescente e dall'evaporatore sono state realizzate con tubi da 1/2" vista la scarsa portata di ritorno.

3 Sicurezza

3.1 Sicurezza e normative

Tra i fattori che vengono presi in considerazione nella progettazione delle macchine e degli impianti frigoriferi sicuramente la sicurezza è uno dei più critici. Una macchina o un impianto sicuro permettono di salvaguardare il personale che lavora negli stabilimenti e gli individui che si trovano nei loro pressi. Uno degli obblighi della progettazione è quello di considerare tutte le possibili fonti di rischio che potrebbero portare pericoli di infortuni o danni a beni e persone, ed eliminarli o ridurli il più possibile partendo dalla fase di progettazione, fino alla fase di funzionamento, passando per la fase di costruzione ed installazione.

L'obiettivo principale della progettazione è quindi quello di realizzare un impianto efficiente e sicuro in tutto il suo ciclo di vita, rispettando ovviamente le richieste espresse dal committente.

Le norme che regolano la sicurezza negli impianti e nelle macchine frigorifere sono le norme *UNI 378* e la *PED* a cui si aggiungono chiaramente la direttiva macchine e la direttiva bassa tensione.

Questo capitolo si occuperà dei vincoli specificati dalle norme e del dimensionamento dei dispositivi di sicurezza.

L'ammoniaca è avvertita dall'uomo con effetti irritanti a concentrazioni inferiori allo 0.01% in volume, produce effetti pericolosi in un tempo compreso tra i 30 e i 60 minuti a concentrazioni tra 0.02 e 0.03% e produce lesioni mortali in pochi minuti a concentrazioni dello 0.05-0.1%, mentre è esplosiva alle percentuali più elevata tra il 15-28%.

Refrigerant number	Chemical name ^a	Chemical formula	Safety class	PED ^b fluid group	Practical limit ^c (kg/m ³)	ATEL/ODL ^d (kg/m ³)	LFL ^e (kg/m ³)	Vapour density 25 °C, 101,3 kPa ^g (kg/m ³)	Molecular mass ^g	Normal boiling point ^g (°C)	ODP ^h	GWP ⁱ (100 yr ITH)	GWP ⁱⁱ (AR5) (100 yr ITH)	Auto ignition temperature (°C)
1233zd(E)	Trans-1-chloro-3,3,3-trifluoroprop-1-ene	CF ₃ CH=CHCl	A1	2	0,086	0,086	NF	5,34	130,5	18,1	-0	4,5	1	
1234yf	2,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene	CF ₃ CF=CH ₂	A2L	1	0,058	0,47 ^h	0,289	4,66	114,0	-26	0	4	< 1	405
1234ze(E)	Trans-1,3,3,3-tetrafluoroprop-1-ene	CF ₃ CF=CHF	A2L	2 ^h	0,061	0,28	0,303	4,66	114,0	-19	0	7	< 1	368
1270	Propene (propylene)	CH ₂ CH=CH ₂	A3	1	0,008 ^h	0,001 7 ^h	0,046	1,72	42,1	-48	0	2	2	455
Cyclic organic compounds														
C318	Octafluorocyclobutane	C ₄ F ₈	A1	2	0,81	0,65	NF	8,18	200,0	-6	0	10 300	9 540	ND
Hydrocarbons														
600	Butane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃	A3	1	0,008 9 ^h	0,002 4 ^h	0,038	2,38	58,1	0	0	4	4	365
600a	2-methyl propane (isobutane)	CH ₃ (CH ₂) ₂	A3	1	0,011 ^h	0,059	0,043	2,38	58,1	-12	0	3	3	460
601	Pentane	CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₂ CH ₃	A3	1	0,008 ^h	0,002 9 ^h	0,035	2,95	72,1	36	0	5	5	ND
601a	2-methyl butane (isopentane)	(CH ₃) ₂ CHCH ₂ CH ₃	A3	1	0,008 ^h	0,002 9 ^h	0,038	2,95	72,1	27	0	5	5	ND
Other organic compounds														
E170	Dimethyl ether	(CH ₃) ₂ O	A3	1	0,013 ^h	0,079	0,064	1,88	46	-25	0	1	1	235
Inorganic compounds														
717	Ammonia	NH ₃	B2L	1	0,000 35 ^h	0,000 22 ^h	0,116	0,700	17,0	-33	0	0	0	630
744	Carbon dioxide	CO ₂	A1	2	0,1 ^h	0,072 ^h	NF	1,80	44,0	-78 ^h	0	1	1	ND

Figura 3.1.1: Appendice E norma EN378-1 [19]

I chillers sono macchine a circuito chiuso, le apparecchiature che li compongono devono assicurare la tenuta e la resistenza ad urti e sollecitazioni sia interne che esterne. I recipienti in pressioni sono regolati dalla normativa *PED*.

L'appendice *E* della norma *EN378-1* presenta i limiti pratici che devono essere considerati nell'utilizzo dei vari refrigeranti. Questi limiti pratici rappresentano il massimo livello di concentrazione che all'interno di uno spazio occupato che non comporta rischio di incendio e problemi alla salute.

Nella tabella in Figura 3.1.1, oltre i limiti pratici, sono riportati valori tra cui:

- **ODL**: che rappresenta la concentrazione di refrigerante che porta ad una quantità insufficiente di ossigeno per la normale respirazione
- **LFL**: che rappresenta la concentrazione minima di refrigerante che è in grado di propagare una fiamma in una miscela omogenea con aria
- **PED fluid group**: rappresenta la classificazione dei fluidi fatta secondo la normativa *PED* all'articolo 13. La normativa predispone la suddivisione in due gruppi. Nel gruppo 1 fanno parte tutte quelle sostanze o miscele che sono classificate come pericolose per il fisico o la salute. Il gruppo 2 contiene le sostanze non facenti parti al gruppo 1.

In base alla classe di appartenenza del fluido la normativa stabilisce dei vincoli sul posizionamento della macchina frigorifera e sull'architettura impiantistica prevista per la cessione o assorbimento di calore all'ambiente o alla sostanza da trattare. La massima carica di refrigerante che è permessa nel sistema è specificata dalla norma *EN378-1* nell'appendice *C*.

Tutti i componenti, tubazioni e accessori che compongono la macchina dovranno rispettare i vari standard definiti dalle normative. È ovviamente accettabile non seguire le procedure di calcolo proposte dalle normative, ma sarà comunque necessario che i vari componenti rispettino le richieste imposte da quest'ultime.

La progettazione, costruzione, test, installazione, documentazione e marcatura di un assieme per la refrigerazione deve sottostare alla normativa *EN378-2*, la quale in molti casi rimanda alla *PED*.

È necessario che i materiali utilizzati nella realizzazione, nella saldatura e nella brasatura siano adatti a resistere a stress meccanici, termici e chimici prevedibili dal progettista. Allo stesso modo il basamento su cui poggia l'assieme dovrà essere sufficientemente massiccio per permettere di controbilanciare forze quali: la massa dell'assieme stesso, l'effetto vela, i movimenti dei tubi e dei componenti a causa di dilatazione termica e le forze provenienti da un uso scorretto ragionevolmente prevedibile. Se l'assieme è installato in area sismica sarà necessario che il basamento abbia una sufficiente resistenza per controbilanciare le accelerazioni previste.

Un altro parametro rilevante è la massima pressione ammissibile (*PS*), definita come la massima pressione a cui il sistema o i componenti sono progettati.

La *PS* dovrebbe essere determinata tenendo in considerazione diversi fattori tra cui: la massima temperatura ambiente, la possibilità di accumulo di non condensabili, la pressione di set delle valvole di sicurezza, il metodo di sbrinamento, l'applicazione, la radiazione solare e lo sporco degli scambiatori.

Per determinare la massima pressione ammissibile sono disponibili due metodologie:

Metodo 1: Il progettista deve documentare il calcolo e il metodo di test per la valutazione della *PS*. Nel caso in cui la differenza tra la temperatura ambiente e la temperatura di condensazione è calcolata, sarà necessario verificare il risultato attraverso test specifici.

Metodo 2: è un metodo alternativo al primo e si basa sull'utilizzo della tabella riportata in Figura 3.1.2. Il valore minimo della pressione ammissibile è definito in funzione dell'architettura dell'impianto e della temperatura ambiente.

Ambient conditions	≤ 32 °C	≤ 38 °C	≤ 43 °C	≤ 55 °C
High pressure side with air cooled condenser	55 °C	59 °C	63 °C	67 °C
High pressure side with water cooled condenser or water heat pump	Maximum leaving water temperature + 8 K but not less than the design temperature at low pressure side			
High pressure side with evaporative condenser	43 °C	43 °C	43 °C	55 °C
Low pressure side with heat exchanger exposed to the outdoor ambient temperature	32 °C	38 °C	43 °C	55 °C
Low pressure side with heat exchanger exposed to the indoor ambient temperature	27 °C	33 °C	38 °C	38 °C
NOTE 1 For the high pressure side, the specified temperatures are considered the maximum that will occur during operation. This temperature is higher than the temperature during compressor shut down (standstill). For the low pressure side and/or intermediate pressure side, it is sufficient to base the calculation of pressure on the expected temperature during compressor standstill period. These temperatures are minimum temperatures and thus determine that the system will not be designed for maximum allowable pressure lower than the saturated refrigerant pressure corresponding to these minimum temperatures.				
NOTE 2 For zeotropic blends the maximum allowable pressure (PS) is the pressure at the bubble point.				

Figura 3.1.2: Tabella di calcolo del *PS* [20]

Nel caso specifico della macchina oggetto di studio, sul lato di alta pressione, considerando che la condensazione avviene per mezzo di glicole raffreddato mediante raffreddatore evaporativo e che la massima temperatura ambientale è pari a 38°C si ottiene una temperatura di saturazione pari a $T_{out,glicole} + 8K = 45°C$ corrispondente per ammoniaca ad una pressione di saturazione pari a circa 18bar. Si è deciso quindi di fissare la pressione massima sul lato di alta pari a $PS = 23bar$.

Sul lato di bassa, considerando lo stesso range di temperatura e ipotizzando lo scambiatore di bassa pressione esposto alla temperatura interna, si ottiene una temperatura di saturazione pari a 33°C, corrispondente per ammoniaca ad una pressione di saturazione pari a circa 13bar. Si è deciso quindi di fissare la pressione massima sul lato di bassa pari a $PS = 18bar$.

La massima pressione ammissibile per ogni componente dovrà essere superiore alla massima pressione ammissibile del sistema o di una parte di esso.

Il sistema di tubazioni deve essere progettato in modo tale da evitare il cattivo utilizzo ragionevolmente prevedibile mettendo in atto delle contromisure adeguate. La giusta configurazione delle tubazioni oltre alla condizione di flusso, alle dilatazioni termiche e alle vibrazioni, deve tenere conto della buona accessibilità e deve permettere di evitare rotture o danneggiamenti dovute alle attività previste nei pressi della macchina.

Le tubazioni devono essere sorrette per evitare una freccia troppo elevata e una bassa stabilità che potrebbe portare al danneggiamento delle saldature in caso di urti accidentali. Il sistema deve essere progettato e installato in modo tale da evitare il fenomeno del colpo d'ariete che potrebbe portare forti danneggiamenti.

Durante la progettazione è necessario tenere in considerazione lo spazio necessario alle ispezioni e quello per opere di manutenzione ordinaria e straordinaria.

La sicurezza, oltre che dalla progettazione efficiente della macchina, deve essere garantita da sistemi di controllo e valvole che ne regolano il corretto funzionamento.

In una macchina o impianto frigorifero la pressione, durante le fasi di lavoro e di fermata, non deve superare la pressione massima ammissibile in nessuna parte del sistema. Un aumento eccessivo della pressione interna, a causa di situazioni prevedibili, deve essere evitato e risolto con il minimo rischio a persone, cose e all'ambiente.

Tra questi sistemi di sicurezza la norma indica i pressostati. Il funzionamento di questo componente è stato illustrato nel paragrafo 2.8.8. La normativa specifica, inoltre, che i pressostati non possono essere utilizzati per il controllo della macchina.

Esistono due tipologie di pressostati:

- **Pressostati elettromeccanici:** il cui uso è consentito sia dalla *EN378-2* che dalla *PED*
- **Pressostati elettronici:** menzionati dalla *EN378-2* ma non consentiti dalla *PED*

Quando possibile è preferibile che i pressostati fermino il compressore prima dell'apertura delle valvole di sicurezza. Anche le valvole di sicurezza sono state illustrate nel paragrafo 2.8.7.

Quando la pressione è limitata dal solo pressostato il set dovrebbe essere imposto ad una pressione $p \leq 1 * PS$, mentre nel caso di limitazione con valvola di sicurezza il set deve essere posto a $p \leq 1 * PS$ e la pressione di apertura completa della valvola a $p \leq 1.1 * PS$.

Nel caso in cui la pressione di una parte del sistema fosse limitata sia dalla valvola di sicurezza che da un pressostato, il set del pressostato deve essere minore a 0.9 volte il set della valvola di sicurezza.

Il dimensionamento delle valvole di sicurezza, che verrà trattato nel paragrafo 3.2, segue la norma *EN 13136*.

Le valvole di sicurezza devono essere montate in prossimità o direttamente sul recipiente in pressione o sul componente da proteggere. Le valvole devono essere facilmente accessibili e devono essere collegate sopra il livello del liquido di refrigerante, eccetto che per quei sistemi che proteggono contro l'effetto dell'espansione di liquido.

Esempi di configurazioni possibili delle valvole di sicurezza sono riportati in Figura 3.1.3.

Nei casi a e c entrambe le valvole di sicurezza dovranno essere in grado di sfogare singolarmente l'intera quantità di ammoniaca per il ripristino della pressione interna.

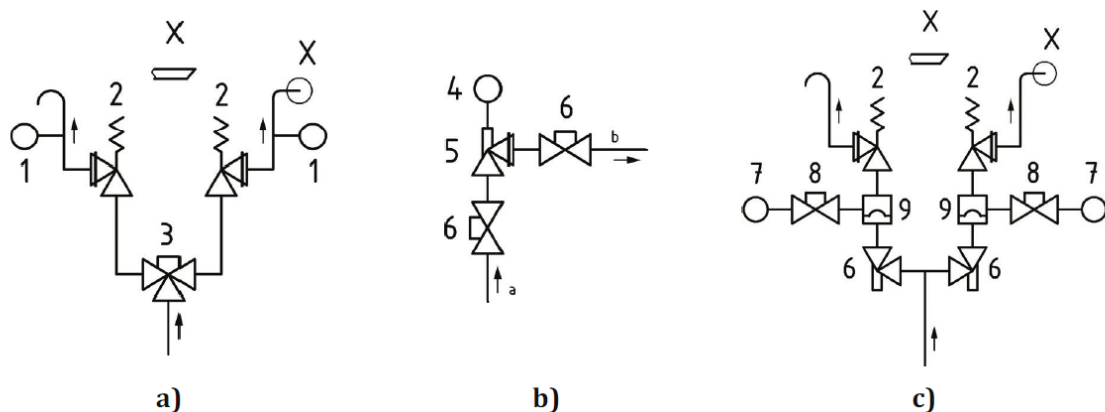


Figura 3.1.3: Modalità installazione valvole di sicurezza [20]

La normativa *EN378-2* prevede la possibilità di scaricare le valvole di sicurezza direttamente in atmosfera, rispettando dei requisiti specifici di sicurezza richiamati nella *EN 378-3*. In realtà in Italia vige la circolare ministeriale *N1993* del 01/07/1940, che si occupa di evitare i pericoli connessi con le emissioni di ammoniaca dagli scarichi di sicurezza, resi obbligatori dalle normative sui recipienti in pressione. In dettaglio tale norma prescrive che gli scarichi, sia delle valvole di sicurezza che delle eventuali valvole comandate a mano, siano convogliati in vasche di acqua pura, destinate solo a questo uso, sottratte alla possibilità di congelazione senza aggiunta di sostanze estranee e aventi una capacità cinque volte superiori a quella dell'intero ciclo. Il volume d'acqua dovrà essere quindi almeno pari a cinque volte il volume dell'ammoniaca liquida contenuta nell'impianto, ($1m^3$ d'acqua per $130kg$ di ammoniaca). Si prescrive inoltre che l'acqua sia totalmente rinnovata ad ogni scarica delle valvole di sicurezza, anche se piccola. Prima dello smaltimento sarà necessario un trattamento di neutralizzazione dell'ammoniaca. Il tubo di distribuzione dell'ammoniaca deve terminare con fori di diametro massimo di $5mm$, per una sezione totale pari a quella del tubo, distanti tra loro almeno 10 volte il loro diametro e posti ad un metro di profondità. La tubazione di collegamento tra valvola di sicurezza e vasca dovrà avere una sezione interna pari alla luce della valvola stessa se lunga meno di $20m$, altrimenti sarà necessario che la sezione sia maggiore ad una volta e mezza quella della valvola.

La normativa prevede degli ulteriori sistemi di monitoraggio quali:

- **Manometri:** che devono essere installati, per sistemi che contengono oltre i $10kg$ di refrigerante, su ogni lato di pressione. Quando il manometro è installato permanentemente sul lato di alta pressione, esso dovrà garantire un range di misurazione fino a $p = 1.2 * PS$.
- **Livelli di liquido:** il loro funzionamento è stato già descritto nel paragrafo 2.8.5. Per i serbatoi che potrebbero essere isolati dal sistema e che contengono più di $25kg$ di refrigerante appartenete ai gruppi $A2L, B2L, A2, B1, B2$, è necessario prevedere un sistema di controllo del livello che rilevi almeno il livello di massima.

Il sistema deve essere progettato in modo tale da evitare ritorni di liquido che potrebbero provocare la rottura del compressore. Per evitare colpi di liquido, causati da un livello troppo elevato nel separatore di aspirazione, il serbatoio deve essere provvisto di un misuratore del livello di liquido. Quando il livello raggiunge una soglia massima, il compressore dovrà essere fermato.

Al termine dell'assemblaggio l'assieme deve essere testato mediante una pressatura ad almeno $p = 1.43 * PS$. Al termine della pressatura l'assieme non dovrà riportare né danneggiamenti né perdite.

La macchina e i componenti principali devono riportare una targhetta. Questa targhetta deve risultare ben visibile.

La targhetta deve contenere le seguenti informazioni:

- Nome e indirizzo del costruttore
- Modello e numero di riferimento
- Anno in cui è terminata la costruzione
- Designazione del refrigerante secondo la *ISO 817*
- Carica di refrigerante
- Pressioni massime

Alla macchina sarà necessario allegare un manuale in cui sono contenute almeno le seguenti informazioni:

- Lo scopo del sistema
- Descrizione della macchina e dell'attrezzatura
- Schema della macchina e del circuito elettrico

- Istruzioni che riguardano la partenza, l'arresto, le fasi di fermata del sistema e delle sue parti
- Istruzioni riguardanti lo smaltimento del fluido di lavoro e dell'attrezzatura
- Principali cause di problematiche e misure da intraprendere per risolverle
- Precauzioni da prendere quando si sollevano o trasportano parti del sistema
- Le informazioni da applicare all'entrata del luogo di stazionamento della macchina
- Misure di protezione da attuare in caso di emergenza
- Istruzioni per la manutenzione del sistema con un'agenda delle manutenzioni ordinarie
- Informazioni su come maneggiare il fluido refrigerante ed i pericoli ad esso associato
- Istruzioni che riguardano il funzionamento e la manutenzione dei sistemi di sicurezza, di protezione, di primo soccorso e di allarme
- Guida alla compilazione del logbook
- Istruzioni per evitare problematiche di sovrappressione durante l'uso, per effettuare la manutenzione e la messa in servizio della macchina.
- Informazioni sul rumore
- Informazioni sui dispositivi di protezione individuale
- Istruzioni per il drenaggio dell'olio, quando richiesto, per evitare il rischio di emissione di refrigerante in atmosfera

La redazione di un logbook è obbligatoria quando la carica supera i $3kg$. Questo deve essere redatto dall'installatore al momento dell'installazione della macchina e deve tenere traccia delle seguenti informazioni:

- Dettagli sulla manutenzione
- La quantità di refrigerante che è stata caricata in ogni occasione o che è stata trasferita da un sistema ad un altro
- Il risultato di ogni analisi sui refrigeranti riutilizzati
- Cambiamenti o sostituzione di componenti nel sistema
- Risultati di test periodici di routine
- Significativi periodi di non utilizzo

Nei sistemi che lavorano con fluidi infiammabili è necessario garantire la sicurezza evitando possibilità di incendi o esplosioni, limitando la possibilità di formazione e innesco di una miscela esplosiva. La formazione di miscela esplosiva può essere evitata garantendo una adeguata ventilazione nel luogo di installazione della macchina e prevedendo apparecchiature di costruzione interamente saldate, eseguite da personale specializzato, e sottoposte a prove di tenuta a pressione come definito dalla *PED*.

Le specifiche sulla ventilazione e sulla costruzione della sala macchine sono riportate nella *EN 378-3*. La norma prescrive l'utilizzo di nasi per la rilevazione di eventuali fughe di refrigerante. Nei sistemi ad ammoniaca in cui la carica di refrigerante è minore di *50kg*, come nel caso specifico, i rilevatori non sono necessari.

Gli adempimenti formali più qualificanti per la messa in esercizio di un impianto ad ammoniaca sono l'autorizzazione all'impiego dei gas tossici e il certificato di prevenzione incendi. Per ottenere l'autorizzazione il titolare deve dare le necessarie garanzie sulla sicurezza, sull'adeguatezza dell'impianto, sulle procedure da utilizzare e sulla competenza del personale impiegato. È necessario che gli addetti alle operazioni relative all'utilizzo di un gas tossico siano in possesso di una patente apposita e inoltre si richiede che la direzione tecnica dei servizi relativi all'impiego del gas tossico sia riservato ad un laureato in chimica, ingegneria chimica o chimica farmaceutica. Nel caso di ammoniaca l'autorizzazione è necessaria quando la massa caricata nell'impianto supera i *75kg*.

La macchina oggetto di progettazione è una macchina a bassa carica, cioè con una massa di ammoniaca caricata inferiore ai *75kg*. Questo permette di non dover sottoporre il progetto alla commissione gas tossici, di non necessitare di un conduttore patentato, né di un responsabile della direzione tecnica dei servizi rivolti all'impiego dei gas tossici, né del certificato protezione incendi. Tutto questo permette di snellire l'iter autorizzativo per l'installazione della macchina.

3.2 Dimensionamento valvole di sicurezza

La descrizione del funzionamento delle valvole di sicurezza è stata affrontata nel paragrafo 2.8.7

Questo paragrafo affronta il dimensionamento di questi dispositivi seguendo la normativa EN 13136.

Il calcolo delle valvole di sicurezza è basato su quattro possibili eventi che potrebbero portare all'aumento di pressione all'interno dell'impianto:

Incendio esterno: in questo caso l'aumento di pressione è causato dal riscaldamento del recipiente e conseguente espansione del fluido refrigerante a causa di una sorgente di calore esterna.

La norma fissa la minima capacità di scarico della valvola pari a

$$Q_{md} = \frac{3600\varphi A_{surf}}{h_{vap}}$$

Dove φ rappresenta la densità del flusso di calore, che per i recipienti di pressione nella norma è stabilito pari a 10 W/m^2 . A_{surf} è definita come la superficie esterna dei recipienti in pressione ed è calcolata come



Figura 3.2.1: Dimensioni di riferimento per recipienti in pressione [22]

$A_{surf} = 2 * (L_1L_2 + L_2L_3 + L_1L_3)$ per gli scambiatori a piastre, mentre

$A_{surf} = 2 * \left(\frac{\pi d_1^2}{4}\right) + (\pi d_1 L_1)$ per gli scambiatori a tubi e mantello

Sorgente di calore interna: in questo caso la minima capacità di scarico della valvola è pari a

$$Q_{md} = \frac{3600Q_h}{h_{vap}}$$

Anomalia di esercizio: in questo caso la minima capacità di scarico della valvola è pari a

$$Q_{md} = 60Vn\rho_{10}\eta_v$$

Per basse temperature di esercizio, in cui può essere stabilito che il compressore non può lavorare con una pressione di aspirazione corrispondente alla pressione di saturazione a 10°C, come valore da utilizzare per il calcolo della densità deve essere presa la pressione massima di aspirazione consentita.

La EN 13136 in questo caso richiama EN 12693 che può essere utilizzata per il calcolo della Q_{md} in quei compressori che possono continuare a funzionare quando la valvola di mandata è chiusa.

Espansione di liquido: la sezione della valvola di sicurezza deve essere almeno di $0.02mm^2$ per ogni litro di liquido intrappolato, a meno che il diametro non sia inferiore a $1mm$.

Per refrigeranti in cui la differenza tra la temperatura alla pressione di sfogo e la temperatura critica è inferiore ai 20°C, la sezione deve essere almeno di $0.04mm^2$ per ogni litro di liquido intrappolato. Quando possibile la valvola deve essere posta sul lato di bassa pressione.

La valutazione delle performance di una valvola può essere effettuata attraverso dei coefficienti.

Si introduce il coefficiente di scarico, di solito fornito dal costruttore, che è pari a

$$K_d = \frac{q'_m}{q_m}$$

Il coefficiente di scarico ridotto pari a

$$K_{dr} = 0.9K_d$$

La capacità di scarico della valvola viene calcolata attraverso la seguente formula

$$Q_m = 0.2883 * C * A * K_{dr} * K_b * \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}$$

Dove C è funzione del coefficiente isoentropico k dato dalla norma a seconda del refrigerante. A è la sezione utile di sfogo ed è data dal costruttore. K_b è un fattore che dipende dalle caratteristiche del flusso che si instaura nella valvola: nel caso di flusso critico $K_b = 1$, mentre nel caso di flusso sub-critico il K_b è valutato da norma. Il flusso risulta critico se $\frac{p_b}{p_0} \leq \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1}$ altrimenti è sub-critico. p_0 indica la pressione del set della valvola di sicurezza e p_b la pressione di scarico.

Per il calcolo delle perdite di carico viene utilizzata la $Q_{md'}$.

Se $Q_{md} < Q_m < 1.25Q_{md}$ allora $Q_{md'} = Q_{md}$, mentre se $Q_{md} \geq 1.25Q_m$ allora $Q_{md'} = \frac{Q_m}{1.25}$

La norma prescrive anche dei vincoli sui valori massimi accettabili per le perdite di carico sulla linea a monte e a valle della valvola.

A monte della valvola la perdita di carico $\Delta p_{in} \leq 0.03 p_0$, a valle della valvola nel caso in cui la pressione di scarico è fissa $\Delta p_{out} \leq 0.02 p_0$, mentre se è variabile $\Delta p_{out} \leq 0.01 p_0$, inoltre nelle linee non deve essere mai raggiunta la velocità sonica.

La perdita di carico a monte della valvola è calcolata come

$$\Delta p_{in} = 0.032 * \left(\frac{A_C}{A_{IN}} * C * K_{dr} * K_b \right)^2 * \varepsilon * p_0$$

Dove ε è un coefficiente ed $A_C = \frac{Q_{md}}{0.2883 * C * A * K_{dr} * K_b * \sqrt{\frac{p_0}{v_0}}}$

La perdita di carico sulla linea di valle è calcolata come $\Delta p_{out} = p_1 - p_b$ con p_1 che può essere calcolata come $p_1 = \sqrt{0.064 * \varepsilon * \left(\frac{A_C}{A_{IN}} * C * K_{dr} * K_b * p_0 \right)^2 + p_b^2}$

Nella macchina in questione si è valutato di dimensionare la valvola di sicurezza sul lato di bassa pressione per incendio esterno, mentre la valvola di alta pressione per anomalia di esercizio.

Per il lato di bassa pressione, come già anticipato, si è scelto una $PS = 18bar$. La valvola di sicurezza scarica nel serbatoio di glicole a pressione $p_b = 1bar$ e quindi il set della valvola di sicurezza sarà posto ad una $p_0 = 1.1PS + p_b = 20.8bar$.

La valvola di bassa pressione è a protezione del separatore in aspirazione e l'evaporatore. Dai disegni proposti nei paragrafi precedenti si calcola una $A_{surf} = 5.62m^2$. Svolgendo i calcoli precedentemente discussi $Q_{md} = 191 \text{ kg/h}$.

Da Figura 3.2.2 si trovano i valori di $C = 2.64$ e del rapporto di pressione critica $\left(\frac{p_0}{p_b}\right)_c = 0.54$

Refrigerant number ^a	Description	Formula	Isentropic exponent ^b	Critical pressure ratio ^b	Function of the isentropic exponent ^b
R-717	Ammonia Composition = % weight	NH ₃	K 1,31	(p _b /p ₀) 0,54	C 2,64

Figura 3.2.2: Coefficienti per il calcolo delle valvole di sicurezza [22]

Poiché $\frac{p_0}{p_b} < \left(\frac{p_0}{p_b}\right)_c$ il flusso è critico e $K_b = 1$

Valve	Nominal size		Flow diameter d_0	Flow area A_0	De-rated, certified coefficient of discharge K_{dr}	Effective discharge area $A_0 \times K_{dr}$
	Inlet	Outlet				
SFA 15	15 mm	20 mm	13 mm	133 mm ²	0.73	97 mm ²
	1/2 in	3/4 in	0.512 in	0.206 in ²		0.150 in ²

Figura 3.2.3: Dati di targa valvole SFA15 Danfoss [27]

Come già detto si è optato è per la valvola SFA15 di produzione Danfoss che presenta le caratteristiche riportate in Figura 3.2.3

Utilizzando i dati in Figura 3.2.3 si trova una $Q_m = 1355 \text{ kg/h} > Q_{md}$. Poiché

$Q_m \geq 1.25Q_{md}$ segue che $Q_{md}' = 1084 \text{ kg/h}$.

Pipe elements	Diagram	Description	Loss coefficient ζ
Pipe elements		Flush connection	Very sharp edged $\zeta = 0.5$ Broken edge $\zeta = 0.25$
		Inserted connection	Very sharp edged $\zeta = 1$ Broken edge $\zeta = 0.56$
		Flared connection	According to the radius: Between $\zeta = 0.005$ and $\zeta = 0.06$ normally $\zeta = 0.05$ is used
		Angled flush connection	$\zeta = 0.5 + 0.3 \cos \alpha + 0.2 \cos^2 \alpha$
		Pipe bend 90°	$R = 2D_n$ $\zeta = 0.3$ $R = 3D_n$ $\zeta = 0.25$ $R = 4D_n$ $\zeta = 0.23$ $R = 5D_n$ $\zeta = 0.18$
		Straight pipe	$\zeta = \lambda \times \frac{L}{d_k}$ Steel pipe $\lambda = 0.02$
		Valves and changeover valves	$\zeta = 2.592 \times \left[\frac{A_0}{K_{vs}} \right]^2 \times 10^{-3}$ $A_0 = \frac{\pi \times d_0^2}{4}$ K_{vs} or ζ shall be indicated by the manufacturer

Figura 3.2.4: Tabella per individuazione ε [22]

È stato poi affrontato il calcolo delle perdite di carico a monte della valvola considerando i valori di ε da Figura 3.2.4

A monte della valvola è presente la connessione al separatore con bordi smussati che presenta un $\varepsilon = 0.25$, un tubo da 70mm con un $\varepsilon = 0.05$, una curva con un $\varepsilon = 0.15$ e una valvola a tre vie DSV1 di produzione Danfoss con un $K_v = 17.5 \text{ m}^3/\text{h}$ e un $d_r = 33\text{mm}$ e quindi un $\varepsilon = 6.18$

Il tutto porta una perdita di carico $\Delta p_{in} = 0.15 \text{ bar} \leq 0.03 p_0$

Per il lato di alta pressione come già detto si è scelto una $PS = 23 \text{ bar}$. Lo scarico della valvola di sicurezza è fatto sul serbatoio di glicole a pressione $p_b = 1 \text{ bar}$ e quindi il set della valvola di sicurezza sarà posto a una $p_0 = 1.1PS + p_b = 26.3 \text{ bar}$.

La valvola di alta pressione è a protezione del separatore dell'olio e del condensatore.

Per il calcolo della valvola di sicurezza si è fatto riferimento alla normativa EN 12693. È stata richiesta al costruttore la valutazione della portata massica massima a 3600rpm.

Essa è pari a $\dot{m} = 1834 \text{ kg/h}$. Il calcolo della valvola di sicurezza è stato realizzato con il software Coolselector ed è riportato in Figura 3.2.5. Si è optato per una SFV20 di produzione Danfoss

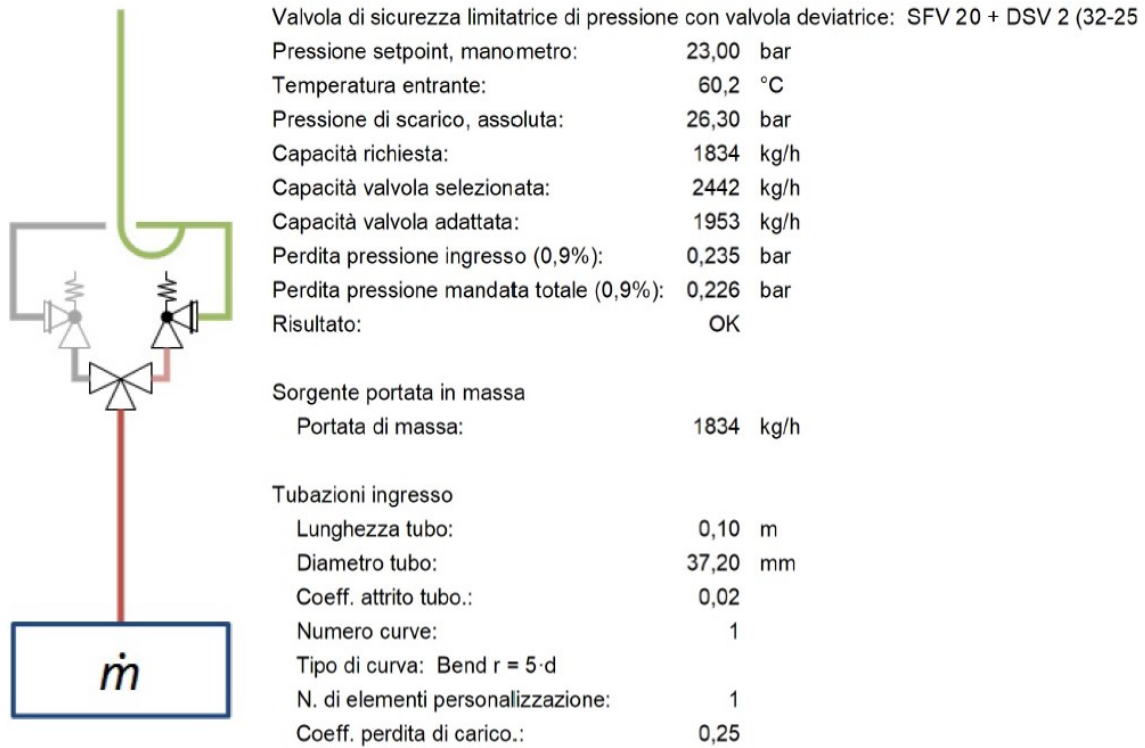


Figura 3.2.5: Calcolo valvola sicurezza alta pressione

4 Sistema di controllo

4.1 Generalità sul controllo

I chillers sono dimensionati per lavorare nelle condizioni di progetto. Queste rappresentano il caso peggiore di lavoro che si raggiunge nei periodi in cui il carico termico da smaltire dall'impianto frigorifero è massimo. Per questo le macchine sono sovradimensionate anche se per la maggior parte del periodo di funzionamento lavoreranno al di sotto delle condizioni critiche. È necessario quindi che il sistema sia in grado di lavorare a carichi parziali limitando le perdite di efficienza. Il carico termico varia in funzione di parametri come: gli apporti solari, temperatura ambiente, utilizzo di macchinari, aumento o diminuzione del volume di derrate alimentari da stoccare ecc.

Una buona regolazione e controllo del sistema permettono, oltre che di garantire l'output desiderato, di ridurre i consumi energetici e conseguentemente i costi d'esercizio dell'impianto.

La regolazione degli impianti è realizzata attraverso sistemi automatizzati, in modo tale da eliminare la necessità di monitoraggio continuo da parte di personale, riducendo così i labor costs e garantendo migliori performance.

I controlli vengono messi in atto attraverso loop di regolazione. Generalmente l'informazione relativa al valore della variabile controllata passa al controllore dove viene comparata al valore desiderato detto setpoint. Il controllore, in base al risultato della comparazione, agisce sul sistema attraverso un dispositivo controllato.

I loops di controllo sono di tre tipologie:

- **Open loop:** non c'è correlazione tra il valore della variabile di controllo e il controllore. Il valore misurato non corrisponde alla variabile di controllo, ma si assume che ci sia una relazione tra le due
- **Closed loop:** viene misurato il valore della variabile di controllo fornendo al controllore un feedback sull'effetto della sua azione
- **Cascade loop:** sono presenti due ingressi. Tipicamente un ingresso è associato ad un Closed loop e l'altro ad Open loop. L'Open loop viene aggiunto per aumentare le performance del Closed loop

Tutti i controllori sono progettati per agire sotto forma di un segnale di output al dispositivo controllato. Il segnale di output è funzione del segnale di errore, definito come la differenza tra la variabile di controllo e il setpoint.

I tipi di azione che il controllore mette in atto sono chiamate logiche di controllo ed esistono tre tipologie tipiche:

Two-position Control: è la più semplice modalità di controllo. Questa logica consiste nell'accensione e spegnimento del dispositivo controllato. In Figura 4.1.1 è mostrato l'andamento della variabile controllata con questa modalità di controllo.

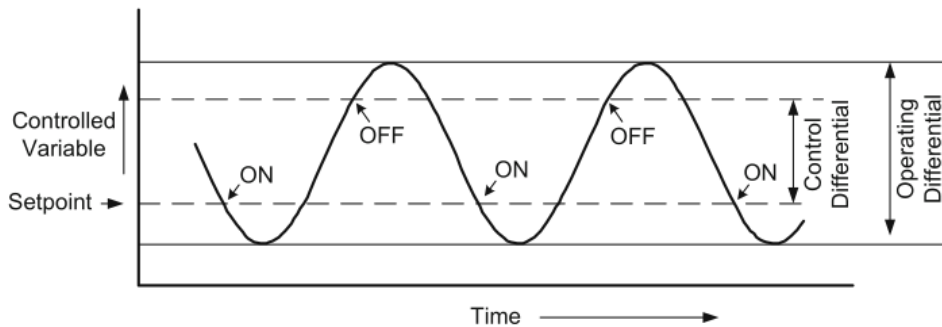


Figura 4.1.1: Risposta sistema alla Two-position Control [29]

Il dispositivo controllato rimane in funzione finché la variabile controllata supera il set point di un valore pari al Control Differential. La Control Differential rappresenta la distanza tra il valore della variabile controllata all'istante di accensione e quello all'istante di spegnimento. Il valore della variabile controllate tende a crescere e decrescere, dopo un dato periodo di tempo dallo spegnimento e l'accensione del sistema controllato, a causa dell'inerzia del sistema. Il ritardo è chiamato costante di tempo del sistema. Se la costante di tempo è piccola il sistema reagisce con prontezza ad una variazione imposta dal dispositivo controllato. Per questo motivo l'Operating Differenzial è sempre maggiore della Control Differenzial.

Si potrebbe aumentare l'accuratezza del controllo andando a diminuire la Control Differential, ma una riduzione troppo accentuata potrebbe portare a cicli molto frequenti di accensione e spegnimento. Cicli così brevi e frequenti portano ad una drastica diminuzione della vita utile dei componenti.

Floating Control: è una logica di controllo molto simile a quella precedente, ma il sistema non è limitato ai soli stati di accensione e spegnimento. Il controllore può, oltre che accendere e spegnere il sistema controllato, anche mantenerlo in posizione. Quando la variabile di controllo assume valori all'interno della Control Differential lo stato del sistema controllato non viene variato. Il floating control permette di avere una Control

Differential più piccola rispetto al sistema precedente senza avere problemi di instabilità e di accensioni e spegnimenti frequenti.

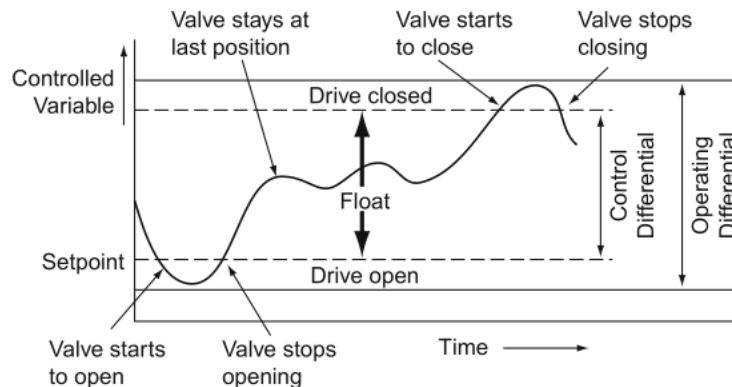


Figura 4.1.2: Risposta sistema al Floating Control [29]

Analog Control: rappresenta una delle logiche più utilizzate in campo di automazione industriale e regolazione di impianti termici. Generalmente il controllo viene realizzato attraverso algoritmi abbastanza complessi. Il tipico algoritmo di regolazione è il **PID**. Un'espressione matematica dell'uscita dal controllore in funzione dell'errore e al variare del tempo t è data da

$$V = V_0 + K_p e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt}$$

- V_0 rappresenta il valore costante di uscita al controllore per il corretto funzionamento in assenza di variazioni della variabile controllata.
- $K_p e$ rappresenta il termine proporzionale all'errore. Questo termine influisce sull'uscita a seconda della distanza tra la variabile misurata e il setpoint.
- $K_i \int e dt$ è il termine integrale, esso è proporzionale all'integrale dell'errore nel tempo. Questo termine influisce sull'uscita in termini proporzionali alla media ponderata dell'errore nel tempo.
- $K_d \frac{de}{dt}$ è chiamato termine derivativo, esso è proporzionale alla derivata dell'errore fatta rispetto al tempo. Questo termine influisce sull'uscita in maniera proporzionale a quanto velocemente la variabile di controllo si sta avvicinando o allontanando dal set-point.

Generalmente, a causa delle alte costanti di tempo dei sistemi termici, il termine derivativo non viene utilizzato. Si parla quindi di controllo PI.

Nel controllo PI più persiste l'errore, più aumenta il contributo del termine integrale. Questo permette di eliminare del tutto l'offset, che invece persiste nei sistemi controllati con logica puramente proporzionale.

L'andamento tipico della variabile controllata in una logica PI è presentato in Figura 4.1.3

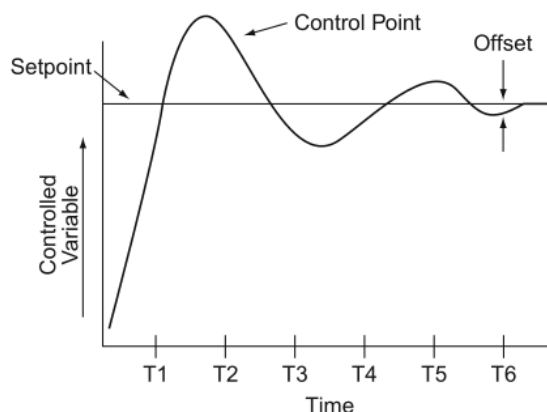


Figura 4.1.3: Risposta sistema al controllo PI [29]

L'andamento tipico della variabile controllata al variare del set-point è mostrato in Figura 4.1.4

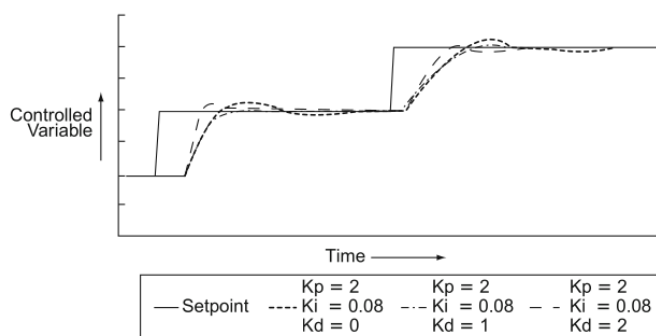


Figura 4.1.4: Risposta sistema a variazioni di set-point con controllo PID [29]

La determinazione dei parametri K_p , K_i e K_d influenza in maniera diretta le prestazioni del sistema di controllo. Il metodo di determinazione di questi parametri è solitamente realizzato in maniera empirica seguendo un processo trial and error. Generalmente si parte variando il termine proporzionale per poi agire su quello integrale cercando di eliminare l'offset. In prima battuta i coefficienti sono inizializzati a valori tipici dettati da regole pratiche, raccomandazioni dei costruttori o esperienza personale su applicazioni simili.

Sul mercato esistono anche controllori in cui sono presenti degli algoritmi di auto determinazione dei coefficienti attraverso dei metodi più rigorosi, spesso però il risultato è poco soddisfacente.

Il controllo non sarà influenzato dal solo feedback della variabile controllata, ma anche da altre variabili che, in base alle condizioni del sistema, impongono delle soglie oltre le quali la macchina non può operare per ragioni di sicurezza o di corretto funzionamento.

4.2 Logica di controllo

La regolazione, nella modalità di funzionamento chiller, è realizzata sulla temperatura di uscita dall'evaporatore, mentre nella modalità di funzionamento come pompa di calore è realizzata sulla temperatura di uscita dal condensatore. La regolazione adottata è di tipo modulante *PWM* con logica *PI*.

In Figura 4.2.1 è rappresentato uno schema qualitativo che verrà utilizzato per illustrare la logica di controllo.

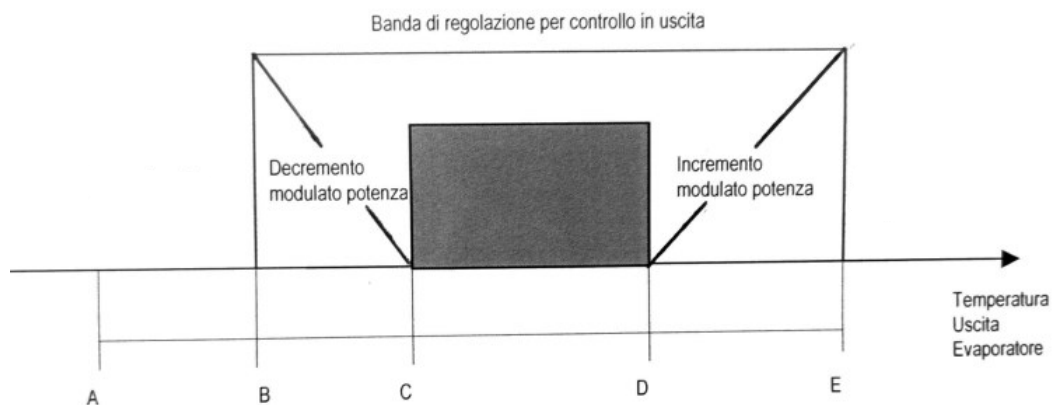


Figura 4.2.1: Schema qualitativo logica di controllo [28]

Input al sistema di controllo:

- Set point (centro zona neutra)
- Zona neutra (C-D)
- Banda proporzionale (B-C, D-E)
- Tempo integrale
- Tempo ciclo *PWM*
- ΔT di fermata A (set point $-/+ \Delta$)

I valori sopra elencati dipendono dal tipo di applicazione e dalle caratteristiche del carico termico.

Si analizza di seguito la logica di controllo per funzionamento come chiller. Nel caso di funzionamento a pompa di calore la logica risulta specchiata rispetto al set point.

All'avviamento del chiller se la temperatura del fluido termovettore in uscita dall'evaporatore è superiore alla temperatura nel punto E, si avrà un incremento della capacità del compressore secondo impulsi di durata massima (*PWM*).

Se la temperatura rilevata dalla sonda in uscita dall'evaporatore è inferiore alla temperatura nel punto B, si avrà una diminuzione della capacità del compressore

secondo impulsi di durata massima (*PWM*), fino ad arrivare al possibile spegnimento in A.

Se la temperatura è compresa nel tratto B-C o nel tratto D-E, la capacità del compressore diminuirà o aumenterà secondo impulsi di durata proporzionale allo scostamento dal set point (*PWM*).

Quando la temperatura rilevata si trova all'interno della zona neutra non viene attuata nessuna regolazione sul compressore.

La velocità della regolazione sopra descritta verrà comunque limitata dal tempo di rampa imposto all'inverter. Questo rappresenta il tempo minimo settato per passare dalla minima alla massima frequenza di regolazione (30-60Hz).

La regolazione, inoltre, deve essere limitata in modo tale da evitare che il chiller lavori in condizioni anomale di alto assorbimento, di alta pressione di mandata e di bassa pressione di aspirazione. Questa modalità di limitazione è chiamata parzializzazione forzata.

In generale si definiscono due soglie: la prima con un piccolo differenziale in cui viene fermato il carico. In questo caso anche se è presente un impulso di carico, la capacità non viene aumentata. La seconda presenta un differenziale più elevato. Nel caso in cui il blocco del carico porti comunque ad un aumento, raggiunto il valore imposto, il sistema viene scaricato forzatamente fino al valore limite inferiore della prima soglia.

La stessa logica di regolazione sopra descritta, con i giusti accorgimenti, viene applicata al controllo della pompa del condensatore e del ventilatore del raffreddatore evaporativo.

Sono riportate in seguito gli ingressi e le uscite principali che sarà necessario predisporre per il PLC.

Ingressi digitali	
Allarme Grave	
Flussostato Evaporatore	Segnale relativo alla corretta alimentazione dell'evaporatore (congelamento del termovettore)
ON/OFF Remoto	Permette l'accensione e lo spegnimento della macchina da remoto
Termico Pompa Evaporatore	Segnale relativo alla temperatura del motore della pompa a servizio dell'evaporatore
Pressostato di bassa pressione	Illustrato in precedenza
Differenziale Olio/Flussostato	Segnale relativo alla corretta alimentazione dell'olio al compressore
Livello Olio	Segnale relativo al livello nel separatore dell'olio

Estate/Inverno	Informazione relativa alla modalità di funzionamento: chiller o pompa di calore
Pressostato di Alta pressione	Illustrato in precedenza
Allarme dall'inverter	Relativo alla protezione termica del motore. L'inverter viene collegato direttamente alla PTC del motore

Ingressi analogici	
Temperatura Acqua Ingresso Evaporatore	Segnale temperatura fluido termovettore in ingresso all'evaporatore
Temperatura Acqua Uscita Evaporatore	Segnale temperatura fluido termovettore in uscita all'evaporatore
Temperatura Acqua Ingresso Condensatore	Segnale temperatura fluido termovettore in ingresso al condensatore
Temperatura Acqua Uscita Condensatore	Segnale temperatura fluido termovettore in uscita al condensatore
Tensione / Corrente / Set point Esterno	Permette di dare in input un set point esterno con una scala o l'assorbimento in corrente da un TA. Permette di attuare un controllo sull'assorbimento del motore del compressore
Temperatura Mandata Compressore	Segnale temperatura di mandata del compressore
Sonda Alta Pressione	Segnale sonda di pressione sul lato di alta pressione
Sonda Bassa Pressione	Segnale sonda di pressione sul lato di bassa pressione
Temperatura Ingresso Olio	Segnale temperatura olio in uscita dal raffreddatore
Temperatura Recupero Olio	Segnale temperatura linea di recupero dell'olio dall'evaporatore
Controllo Livello	Segnale di livello dell'ammoniaca liquida in uscita dal condensatore

Uscite digitali	
Pompa Evaporatore	Segnale che gestisce l'accensione e lo spegnimento
Valvola ICM	Segnale che gestisce l'apertura e la chiusura
Pompa Condensatore	Segnale che gestisce l'accensione e lo spegnimento
Compressore	Segnale che gestisce l'accensione e lo spegnimento

Ventilatore Raffreddatore Evaporativo	Segnale che gestisce l'accensione e lo spegnimento
Pompa Ricircolo Raffreddatore Evaporativo	Segnale che gestisce l'accensione e lo spegnimento
Allarme Generico	Allarme generico verso l'esterno
Controllo Resistenza Riscaldamento Olio	
Aumento Velocità Compressore	
Riduzione Velocità Compressore	
Aumento Velocità Ventilatore	
Riduzione Velocità Ventilatore	
Aumento Velocità Pompa Condensatore	
Riduzione Velocità Pompa Condensatore	

Uscite analogiche	
Valvola ICM	Segnale di uscita per la regolazione del grado di apertura della valvola ICM
Valvola Raffreddatore Olio	Segnale di uscita per la regolazione della valvola a sfera motorizzata a servizio del raffreddatore dell'olio

Sono riportati in seguito gli allarmi. Essi sono suddivisi in:

- **Allarmi gravi:** questi allarmi disattivano l'intero sistema. Gli allarmi rientranti in questa categoria sono:
 - Allarme mancanza flusso acqua
 - Allarme grave da ingresso digitale
 - Termico pompa
- **Allarmi di circuito:** questi allarmi disattivano solo il circuito relativo. Gli allarmi rientranti in questa categoria sono:
 - Allarme alta pressione
 - Allarme bassa pressione
 - Allarme termico compressore
 - Allarme flussostato olio
 - Allarme termico ventilatore
 - Allarme unità sconnesse dalla rete

- **Allarmi di sola segnalazione:** non influiscono sul funzionamento della macchina.
Gli allarmi rientranti in questa categoria sono:
 - Allarme manutenzione unità
 - Allarme manutenzione compressori
 - Allarme schedina orologio guasta o sconnessa

5 Design

Attraverso l'utilizzo del software di modellazione Siemens NX è stato realizzato il disegno 3D della macchina, come mostrato in Figura 5.1

Per una migliore disposizione delle tubazioni è stata richiesta al costruttore del separatore dell'olio una modifica sul posizionamento degli attacchi e sulla dimensione dell'attacco per la mandata al raffreddatore dell'olio, introducendo un pescante per la sua captazione.

I componenti sono stati posizionati in modo tale da garantire tutte le disposizioni da norma e il facile accesso per opere di revisione e mano d'opera.

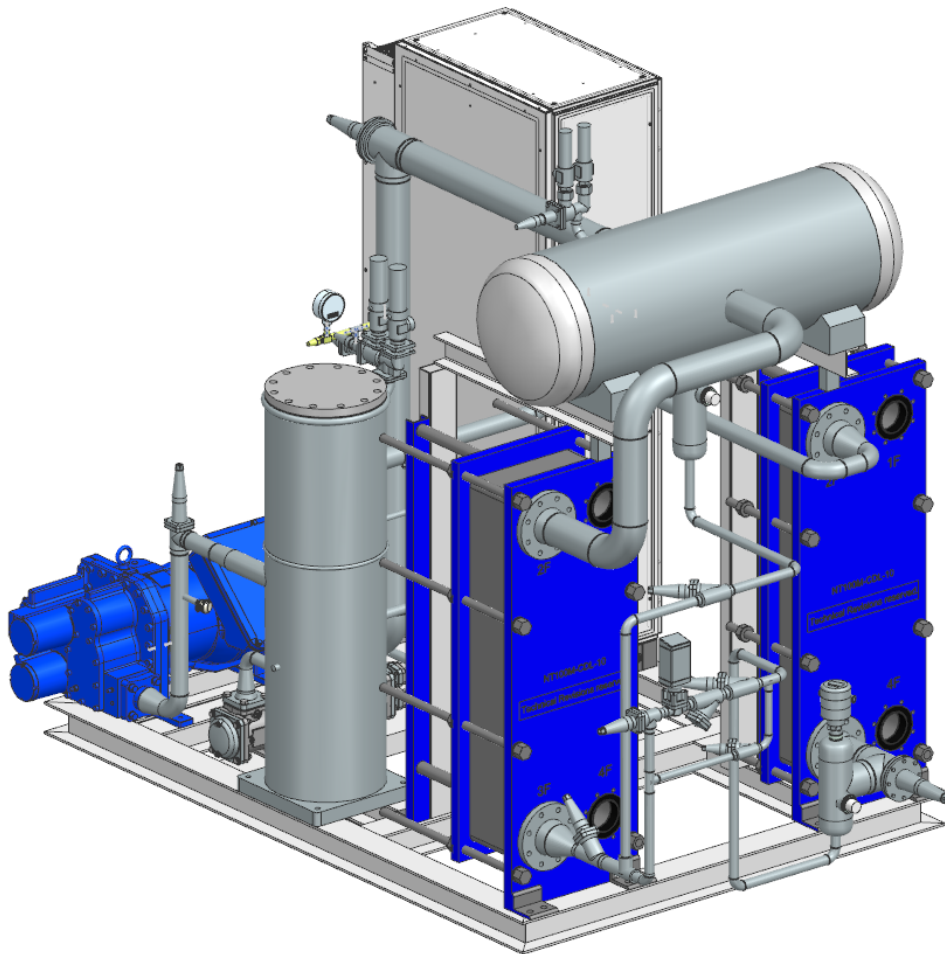


Figura 5.1: Disegno 3D chiller

Nel disegno non sono riportate le coibentazioni, ma è stata comunque garantita la completa assenza di compenetrazioni.

Il compressore è stato posto a terra per permettere di avere una differenza di quota limitata con l'evaporatore in modo tale da garantire il corretto ritorno dell'olio dall'evaporatore al compressore.

È stato garantito un battente tra separatore ed evaporatore di $1.4m$ ampiamente sufficiente per garantire il corretto ricircolo del fluido refrigerante. La presenza del battente e dell'eiettore porterà ad avere un aumento del numero di ricircoli.

Nel disegno non è riportato il circuito dell'acqua glicolata in quanto dovrà essere studiato volta per volta a seconda del posizionamento della macchina e del raffreddatore evaporativo.

La stabilità della macchina è garantita da una basa massiccia realizzata con profili *HEA 120*.

In Figura 5.2 è riportata la tavola in 2D del chiller proposto.

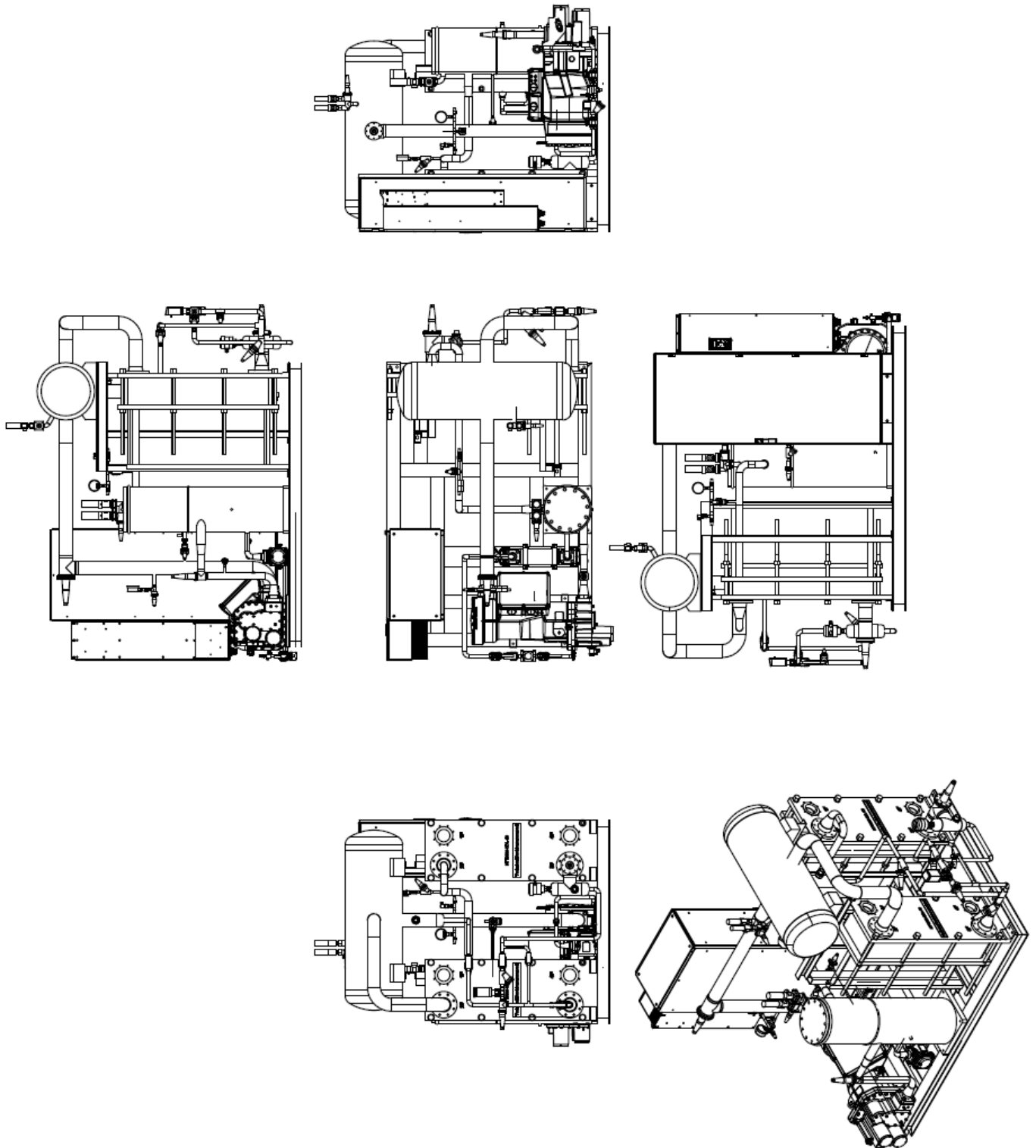


Figura 5.2: Disegno 2D chiller

6 Conclusioni

Il lavoro di tesi svolto ha permesso di approfondire le tematiche relative alla Tecnica del Freddo e alla Refrigerazione Industriale, ampliando le conoscenze tecniche relative alla componentistica, al loro dimensionamento e al loro controllo.

Ha permesso inoltre lo studio delle norme di comune applicazione nel settore della progettazione di macchine e impianti frigoriferi.

Nel futuro è prevista la realizzazione e il successivo test della macchina, per la completa caratterizzazione del compressore *FVR-H-160-400ALU*.

Durante le prime fasi di esercizio dell'impianto verranno affinati i vari set di regolazione della logica di controllo della macchina.

Bibliografia

- [1] M. J. Moran, H. N. Shapiro, B. R. Munson and D. P. DeWitt, *Elementi di fisica tecnica per l'ingegneria*. MC Graw Hill, 2011
- [2] W.F. Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook*. McGraw Hill, 1998
- [3] D.P DeWitt, T.L. Bergman, A. S. Lavine and F. P. Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons Inc, 2006
- [4] *ASHRAE Handbook-Fundamentals*, 2017
- [5] *ASHRAE Handbook-Refrigeration*, 2014
- [6] *ASHRAE Handbook-HVAC System and Equipment*
- [7] Alfa Laval, *Plate Heat Exchangers for Refrigeration Applications*, 2004
- [8] Danfoss, *Industrial Refrigeration Ammonia and CO₂ Application*, 2020
- [9] Snamprogetti, *Guida alla progettazione degli impianti petrolchimici e di raffinazione*. L. di G. Pirola, 1975
- [10] G. Legnani, M. Tiboni, R. Adamini, D. Tosi, *Meccanica degli azionamenti elettrici*. Esculapio, 2016
- [11] R. K. Shah, D. P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. John Wiley & Sons Inc, 2003
- [12] Bent Wiencke, *Fundamental principles for sizing and design of gravity separators for industrial refrigeration*, 2011
- [13] [Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance—Part 1, 2012](#)
- [14] [Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance—Part 2, 2012](#)
- [15] [Gas/Liquid Separators: Quantifying Separation Performance—Part 3, 2012](#)
- [16] T. B. Jekel, D. T. Reindl, J. M. Fisher, *Gravity separation fundamentals and design*, 2001
- [17] Howden, *XRV Compressor Databook*, 2001
- [18] Crane, *Flow of Fluids*, 1982
- [19] UNI EN 378-1 *Refrigeration system and heat pumps. Safety and environmental requirement. Part 1: Basic requirements, definitions, classification and selection criteria*

- [20] *UNI EN 378-2 Refrigeration system and heat pumps. Safety and environmental requirement. Part 2: Design, construction, testing, marking and documentation*
- [21] *UNI EN 378-3 Refrigeration system and heat pumps. Safety and environmental requirement. Part 3: Installation site and personal protection*
- [22] *UNI EN 13136 Refrigeration system and heat pumps. Pressure relief device and their associate piping. Methods for calculation*
- [23] *UNI EN 12693 Refrigerating system and heat pumps. Safety and enviromental requirements. Positive displacement refrigerant compressor*
- [24] *DIRETTIVA 2014/68/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO del 15 maggio 2014*
- [25] *Appunti corso Tecnica del Freddo, Giovanni di Nicola*
- [26] *Appunti di Macchine e Azionamenti Elettrici, Emanuele Principi*
- [27] *Cataloghi dei produttori*
- [28] *Materiale messo a disposizione da Soluzione Termica s.r.l.*
- [29] *R. Montgomery, R. McDowall, Fundamentals of HVAC Control Systems, ELSEVIER 2009*

Ringraziamenti

Se stai leggendo queste parole vuol dire che sei una persona importante per me. Potresti avermi conosciuto da poco, da qualche anno o da tantissimo tempo; non è molto importante.

Se stai leggendo vuol dire vuol dire che ci sei stato nei momenti importanti e che almeno una volta mi hai strappato un sorriso.

Sicuramente mi hai trasmesso una parte della tua persona, delle tue esperienze e dei tuoi pensieri. Tutto questo mi ha portato ad essere quello che sono nel bene e nel male, e per questo ti ringrazio.

Non sono una persona che esterna molto facilmente le sue emozioni, ma sappi che sei importante, ed anche se potrebbe non sembrare, ti porto nei miei pensieri e nel mio cuore.

Grazie di avermi ascoltato, supportato, sopportato e anche criticato.

Grazie di esserci stato nei momenti felici e nei momenti tristi.

Grazie di esserci, ti voglio bene.

Mario