POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Energetica e Nucleare

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi di un refrigeratore medicale per basse temperature

Relatore
Prof. Marco Carlo Masoero

Candidato
Tommaso Fissore

Marzo 2019

Abstract

Con questo lavoro, nato dalla volontà di voler approfondire il mondo della refrigerazione e il radicale cambiamento normativo a cui è attualmente soggetto, ho avuto modo di entrare in contatto con una realtà piemontese che da anni produce freezer per la conservazione di materiale medico e non solo. Collaborando con l'azienda si sono appresi i metodi di produzione e comprese quelle che sono le problematiche con cui bisogna confrontarsi quando si deve realizzare un prodotto su larga scala.

L'idea di come strutturare questo lavoro si è sviluppata nel tempo ed è scaturita dalle difficoltà incontrate soprattutto nel reperire informazioni precise in merito ad una procedura da seguire nella progettazione. Non vi sono standard a cui attenersi nella realizzazione di un freezer medicale per la conservazione a bassissime temperature. Per questo motivo si è deciso di presentare il lavoro come una sorta di manuale che possa illustrare in modo più generale le tipologie, le caratteristiche, le procedure per la scelta e la valutazione delle prestazioni dei diversi componenti che costituiscono un ciclo frigorifero. In aggiunta la ricerca bibliografica è stata indirizzata alla ricerca di modelli che possano descrivere in modo dettagliato il comportamento di un componente potendolo anche simulare. Questa ricerca è stata anche rivolta all'identificazione di programmi e software che possano aiutare nella fase di progettazione.

La prima parte è stata dedicata alla descrizione dello stato dell'arte per quanto riguarda gli Ultra Low Temperature Freezer, il prodotto che abbiamo studiato ed analizzato insieme all'azienda per una sua successiva produzione. Successivamente è stata fatta una digressione sulla nuova normativa pertinente i fluidi frigorigeni. Nel mondo di oggi in cui la refrigerazione ricopre un ruolo di bene di prima necessità, e i cui consumi elettrici rappresentano, complessivamente, una delle quote più consistenti, questa normativa si pone l'obbiettivo di minimizzarne l'impatto in termini ambientali ed energetici.

Nella parte successiva sono stati illustrati i componenti di un ciclo frigorifero a cascata e ne sono state descritte le tipologie e le loro caratteristiche. Si è cercato di dare una interpretazione ai cataloghi prestazionali dei costruttori di compressori per consentire agli utenti di comprenderli in maniera corretta. Molto spesso infatti i dati prestazionali di catalogo sono riportati secondo delle normative a cui è d'obbligo attenersi ma che sovente sono fonte di confusione nel lettore.

Si è arrivati alla conclusione che sarebbe necessario elaborare delle procedure standard per la progettazione dei refrigeratori medicali. Inoltre in futuro sarebbe opportuno disporre un modello che si presti a simulare il comportamento a stazionario di un ciclo a cascata.

Indice

Abstract **1**

1. Introduzione **1**

2. Stato dell'arte **5**

2.1 Caratteristiche meccaniche *5*

2.2 Soluzioni tecniche *9*

2.3 Fluidi Refrigeranti *10*

2.4 Isolante *10*

2.5 Efficienza energetica *11*

2.6 Tipologie cicli termodinamici *11*

2.7 Test e Gestione Ottimale di un ULT Freezer *21*

3. Reverse Engineering: Analisi della macchina **29**

4. Fluidi refrigeranti per un ciclo a cascata e F-Gas Regulation **37**

5. Componenti principali di un ciclo a cascata **49**

5.1 Il capillare *49*

5.2 L'evaporatore *62*

5.3 Il condensatore *65*

5.4 Il compressore *77*

5.4.1 Normativa UNI EN 12900 *86*

5.5 Il condensatore a cascata *88*

5.6 Il Filtro disidratatore *94*

5.7 Separatore dell'olio *95*

6. Procedura per la scelta dei componenti, loro simulazioni e risultati **97**

6.1 Compressore *113*

6.2 Le linee frigorifere *117*

6.2.1 Le linee del compressore *121*

6.2.2 La linea del liquido *127*

6.3 Il Capillare *128*

6.4 Il condensatore dell'HTC *130*

6.5 Scambiatore a cascata *135*

7. Sensibilità dei risultati **139**

8. Conclusioni **143**

Bibliografia **148**

Ringraziamenti **150**

1. Introduzione

La stesura di questa tesi è il frutto della collaborazione con l'azienda FRI.MED, un'azienda italiana che opera nel settore della refrigerazione medicale. La gamma di prodotti che l'azienda ha attualmente a listino è vasta e varia ed è rivolta a settori come quello ospedaliero, quello farmaceutico e, più in generale, quello scientifico. Qui di seguito sono elencate le tipologie di prodotto che l'azienda attualmente realizza:

1. Frigoriferi da laboratorio e farmacia di diverso litraggio (compreso tra i 100 e i 140 litri) e potenza per la conservazione di prodotti farmaceutici. Le temperature di conservazione sono intorno ai +2/+12°C.
2. Emoteche e Plasma freezer: nelle prime le sacche di sangue, da 450 ml cadauna, devono essere conservate ad una temperatura di circa 4°C. Differentemente i plasma freezer rientrano nella categoria di conservatori a bassa temperatura; il prodotto in questo caso, che è stato precedentemente abbattuto e congelato, deve essere mantenuto e preservato ad una temperatura stabile di circa -40°C. Sono differenti i prodotti che vengono conservati a queste temperature, per esempio le varie componenti del sangue come il plasma, le piastrine, ecc. Garantendo una temperatura di conservazione intorno a questo valore il prodotto mantiene invariate le sue caratteristiche biologiche, essendo decelerato il processo di naturale degradazione, per un periodo più lungo. Per quanto riguarda la conservazione del plasma e i derivati del sangue in generale ci sono tre diversi range di temperatura di conservazione , rispettivamente -20°C, -40°C, -80°C. Riuscire a diminuire la temperatura dell'ambiente refrigerato permette di prolungare il periodo di conservazione del prodotto; a -20°C il tempo massimo di conservazione è di due mesi, a –40°C questo aumenta fino ad un anno e a -80°C i derivati del sangue possono essere conservati anche per due anni senza che le loro proprietà degradino. Le emoteche e i plasma freezer per poter essere vendute come tali in Europa devono possedere la certificazione per dispositivi medici 93/42/EEC.
3. Frigocongelatori da laboratorio: questi prodotti, come suggerisce la parola, possiedono due celle, una accanto all'altra, studiate per range di temperatura di conservazione diverse. Il vantaggio è quello di fornire con un'unica apparecchiatura due celle a temperature

diverse, ogni compartimento è provvisto del suo circuito indipendente (evaporatore, compressore, condensatore e capillare).

4. Congelatori da laboratorio: i prodotti di questa categoria variano a seconda del litraggio, o volume interno a disposizione, e della temperatura di conservazione per cui sono progettati (-20°C, -30°C, -40°C).

Come si evince dall'elenco di cui sopra, l'unico prodotto che attualmente l'azienda non realizza e non fornisce nella sua ampia gamma è il conservatore per bassissime temperature che nel mondo della refrigerazione medicale è designato con il nome UltraLowTemprature refrigerator o freezer (ULT).

Per questo motivo l'azienda FRI.MED. ha deciso di avviare uno studio per la progettazione e la realizzazione di questo prodotto ed è proprio con questa finalità che è nata la collaborazione.

La maggior parte del materiale biologico, come il plasma e il DNA può essere conservato in modo sicuro a temperature intorno ai -80°C. Gli ULT freezer permettono di realizzare delle vere e proprie banche per la conservazione e preservazione di materiale biologico in quanto con il mantenimento di temperature così basse consentono di assicurare l'integrità del campione, preservandone tutte le sue caratteristiche e proprietà, per periodi molto lunghi. Questo conservatore potrà infatti essere adibito a banca del seme o a banca del plasma ed emoderivati, preservare campioni organici tumorali, tessuti di origine umana, campioni provenienti dal campo veterinario e da quello alimentare e vegetale. Inoltre, per quanto appreso da esperienza, questa apparecchiatura viene utilizzata nei laboratori di ricerca non solo per la conservazione di campioni biodegradabili ma anche per sottoporre materiali di prova ad elevati shock termici. Requisito che dovrà possedere l'apparecchiatura per poter essere venduta in Europa, in quanto appartenente alla categoria di "dispositivo medico di classe 2", è la certificazione di conformità alla direttiva 93/42/EEC concernente i dispositivi medici. Per l'importanza, la fragilità e la sensibilità del materiale conservato, i refrigeratori medicali devono soddisfare stringenti requisiti di affidabilità e assicurare la protezione del prodotto anche in condizioni critiche. È di assoluta importanza l'adozione di un programma di manutenzione e monitoraggio che permetta di verificare il corretto funzionamento dell'apparecchiatura. Inoltre ci sono delle speciali procedure di validazione del prodotto che devono essere eseguite sia durante l'installazione sia a periodi intervallati. La temperatura della cella deve essere continuamente monitorata al fine di assicurare le corrette condizioni di conservazione. Devono essere installati sistemi di allarme in grado di segnalare eventuali

malfunzionamenti o anomalie; in questo modo l'utilizzatore potrà essere allertato tempestivamente e intervenire con rapidità evitando il deterioramento dei campioni. Dei sistemi di back-up, come il sistema di iniezione di azoto liquido e di anidride carbonica nella cella, devono intervenire qualora si presentino criticità di lunga durata come caduta di tensione di alimentazione o addirittura rottura del macchinario. Requisito obbligatorio è che durante il test di pull down a vuoto l'apparecchiatura sia in grado di stabilizzarsi ad una temperatura inferiore o uguale a -86°C senza però dover rispettare tempistiche per il raggiungimento di questo valore. Bisogna tenere in considerazione che il materiale da conservare viene introdotto nella macchina una volta che questa si è stabilizzata a regime e non durante il transitorio.

La direttiva 93/42/CEE del 14 Giugno 1993, ora sostituita dal Regolamento UE 2017/745, è nata dalla volontà di armonizzare le disposizioni nazionali in materia di sicurezza e protezione della salute dei pazienti, degli utilizzatori ed eventualmente dei terzi nell'uso dei dispositivi medici. Le divergenze negli Stati membri dell'EU sulle procedure di certificazione e controllo di detti dispositivi hanno sempre posto una limitazione agli scambi all'interno della comunità Europea. Il primo passo verso la standardizzazione della procedura di certificazione dei dispositivi medici è stata quella di imporre dei requisiti essenziali che andassero a sostituire le corrispondenti disposizioni nazionali. Le procedure di valutazione della conformità a suddetti requisiti si basano su norme che sono state anch'esse oggetto di un processo di standardizzazione e armonizzazione; dette norme sono elaborate da organismi di diritto privato (il CEN e il Cenelec) e devono mantenere il loro statuto di testi non obbligatori. Queste norme devono rappresentare il riferimento nella valutazione di conformità di un dispositivo medico ai requisiti essenziali imposti dalla direttiva; questi ultimi coprono tutti gli step che coinvolgono il processo di produzione del dispositivo medico, dalla progettazione fino ad arrivare all'imballaggio e allo smaltimento. Dunque i dispositivi medici per poter circolar liberamente nella Comunità Europea ed essere venduti per l'uso al quale sono destinati devono essere corredati della marcatura CE che attesta la conformità alla suddetta direttiva. Le emoteche e i plasma freezer, in quanto accessori di dispositivi medici di classe 2a, rientrano essi stessi nella categoria di dispositivi medici e in quanto tali devono sottostare alla direttiva. Secondo la direttiva tutti i dispositivi non invasivi destinati alla canalizzazione o alla conservazione di sangue, liquidi o tessuti corporei, rientrano nella classe 2a.

Nel procedimento di valutazione di conformità bisogna prima evidenziare i requisiti essenziali che devono essere rispettati dal nostro prodotto e successivamente individuare le norme di

riferimento opportune per attestarne il completo soddisfacimento. Nella procedura di verifica di conformità il prodotto deve essere anche soggetto ad un'analisi dei rischi.

2. Stato dell'arte

Sono state condotte delle ricerche di mercato con la finalità di apprendere più nozioni possibili in merito all'ULT freezer. Attualmente sul mercato i produttori che nella loro gamma offrono questa tipologia di congelatore non sono molti. I vantaggi che questo conservatore offre nella preservazione di tessuti biologici sensibili ne ha fatto incrementare la domanda e con essa hanno subito una notevole spinta anche la ricerca e la sperimentazione. Questo prodotto, che può essere considerato l'ultima maglia nella linea della catena del freddo medicale prima di sconfinare nel mondo della crio-refrigerazione, ha come requisito primario quello dell'affidabilità. I produttori che hanno raggiunto un buon livello di Know How su questa tecnologia si stanno concentrando sulla ricerca di soluzioni tecniche ed impiantistiche che possano mettere in risalto commercialmente il loro prodotto. Assicurata infatti l'affidabilità in condizioni anche critiche, la ricerca si sta concentrando su come migliorare le prestazioni energetiche. Le soluzioni proposte dai costruttori sono diverse in termini di fluidi adoperati, cicli termodinamici, adozione o meno della regolazione tramite variazione della frequenza e tipologia di isolamento.

2.1 Caratteristiche meccaniche

Sono due le versioni generalmente disponibili, il refrigeratore verticale e quello orizzontale con accesso dall'alto. Il più comune è il primo in quanto permette di minimizzare l'area della pavimentazione occupata. I volumi interni che maggiormente sono diffusi per questa tipologia di refrigeratori spaziano da 200 litri fino ad un capacità massima di 800 litri. Una considerazione chiave è che il freezer debba passare attraverso una porta di dimensioni standard; per questo motivo la maggioranza dei dispositivi è progettata in accordo con gli standard internazionali che prevedono un'altezza massima di 2m e una delle due dimensioni tra larghezza e profondità di 90cm (dimensione standard di una porta europea).

La maggioranza degli ULT freezer è progettata per una massima temperatura ambiente di 32°C e umidità dell'80%. Gli ULT freezer non devono mai essere installati in modo che siano direttamente esposti ai raggi solari o in ambienti che non godono di sufficiente ventilazione.

I refrigeratori medicali per bassissime temperature sono provvisti di più scompartimenti, da tre fino a cinque, ognuno dei quali è dotato del proprio sportello isolato con annessa guarnizione. In questo modo la temperatura degli scompartimenti che non sono stati aperti per

la deposizione o il prelievo di un campione rimane il più uniforme possibile e si riducono gli apporti termici dall'esterno legati all'apertura della porta principale. Gli scompartimenti sono organizzati in modo tale che possano ospitare in modo ordinato il maggior numero possibile di sostanze e campioni. Le strutture interne che servono ad ospitare le boxes (di dimensioni 136*136mm o 133*133mm) sono chiamate racks, Fig.2.1, sono realizzate in alluminio o in acciaio inossidabile. Queste scaffalature sono studiate per avere un accesso laterale o frontale, quest'ultimo preferibile in quanto consente, nella fase di prelievo o inserimento di un campione, di estrarre la sola box che lo conserva.

Figura 2.1: Due tipologie di rack con accesso differente *tratto da: Eppendorf Europe*.

Le box, realizzate in poliestere, si adattano alle diverse tipologie o formati di tubi, da quelli criogenici, passando per quelli adoperati per le microcentrifughe, fino a quelli conici con capacità di 15 e 50 ml. Queste boxes, Fig.2.2, presentano dei fori laterali che consentono la circolazione dell'aria e ogni alloggiamento è marcato con un codice che serve a tracciare la localizzazione del campione.

Figura 2.2: Box di diversa altezza per il contenimento dei campioni *tratto da: Eppendorf Europe*.

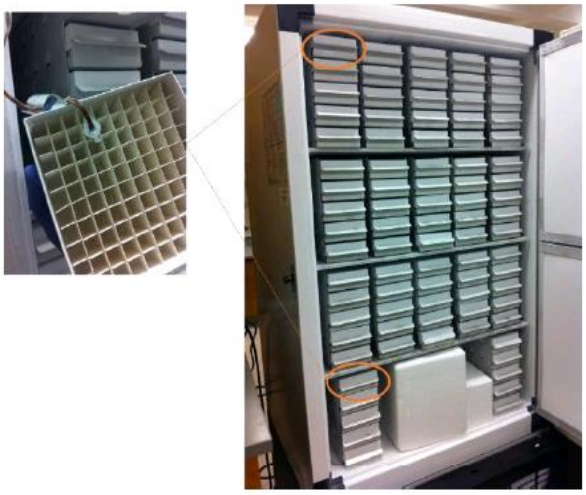

Figura 2.3: ULT freezer con rack e box *tratto da: Delphine Faugeroux, Ultra-Low Temperature Freezer Performance and Energy Use Tests [1]*.

Un altro elemento fondamentale è la guarnizione che è disposta lungo tutto il perimetro della porta d'accesso; la tipologia maggiormente adoperata è realizzata in silicone ed è composta da quattro camere. La porta principale (Lettera A in Fig.2.4), anch'essa isolata con schiuma poliuretanica, è munita di una maniglia di serraggio (Lettera B in Fig.2.4), molto spesso anche fornita di una serratura di sicurezza.

Il sistema di refrigerazione può comprendere un solo compressore ermetico di grande potenza oppure due compressori, sempre ermetici e distinti, peculiari della soluzione impiantistica a cascata.

Normalmente vengono adoperati condensatori ad aria, batterie alettate di scambio termico realizzate in rame e alluminio con circolazione dell'aria forzata effettuata grazie all'ausilio di motoventilatori (Lettera F in Fig.2.4). Molto spesso la geometria dei tubi è quella sfalsata in quanto consente di incrementare il coefficiente di scambio convettivo lato esterno e dunque di ridurre la superficie totale. Un aspetto a cui bisogna prestare molta attenzione è quello legato alla pulizia dello scambiatore, per questo motivo il filtro a monte di esso devo essere facilmente raggiungibile per manutenzione o sostituzione (Lettera F in Fig.2.4). All'aumentare dello sporcizia aumenta la resistenza allo scambio termico e il ciclo per poter smaltire tutto il calore si assesterà in una nuova condizione energeticamente più sfavorevole. Alcune batterie di scambio sono invece raffreddate ad acqua; l'installazione è più costosa in quanto richiede l'allacciamento con un sistema idrico e la predisposizione di una pompa di circolazione. Al contrario le prestazioni dello scambiatore migliorano; l'acqua possiede infatti

un calore specifico molto più elevato se confrontato con quello dell'aria, facendo sì che il ciclo termodinamico possa raggiungere più elevate efficienze. Altri vantaggi che possono derivare dalla scelta di adoperare l'acqua come fluido di raffreddamento sono la riduzione della potenza richiesta per il condizionamento dell'ambiente in quanto il calore non viene più ceduto all'aria, e la possibilità di riutilizzare l'acqua riscaldatasi in caso vi fossero utenze che ne necessitino. La maggior parte dei dispositivi adopera il capillare per la realizzazione dell'espansione. L'evaporazione è prevalentemente affidata a evaporatori del tipo "cold wall evaporator", dove la serpentina che accoglie il fluido evaporante è immersa nella schiuma isolante e rimane a contatto con le pareti in acciaio rivolte verso l'interno della cella (Lettera D in Fig.2.4). Il gruppo motocondensante può essere indifferentemente installato sulla parte alta o bassa dell'apparecchio (Lettera E in Fig.2.4). È molto importante garantire una corretta ventilazione in questo vano onde evitare che la temperatura raggiunga valori tali da influenzare negativamente le infiltrazioni termiche.

Figura 2.4: Struttura di un ULT freezer *tratto da: Eppendorf Europe*.

Gli accessori di cui generalmente questi dispositivi sono dotati includono un sistema di emergenza a CO_2 ed ad azoto liquido ($L.N_2$), entrambi con il proprio sistema di alimentazione con batteria ausiliaria. In linea con le disposizioni internazionali standardizzate, per queste apparecchiature è obbligatoria l'installazione di registratori di temperatura, un tempo grafici ma attualmente sostituiti da versioni digitali. Un altro dispositivo pensato per garantire la

massima affidabilità del sistema è lo stabilizzatore o compensatore del voltaggio, che permette di attenuare le oscillazioni della tensione di alimentazione. Una problematica importante che deve essere affrontata nella progettazione di un refrigeratore per bassissime temperature è la riduzione del rumore emesso da tutta la componentistica con parti in movimentazione, come i ventilatori, i compressori ed anche i capillari. Per questo motivo è una soluzione diffusa quella di installare pannelli fonoassorbenti lungo le pareti del vano motocondensante. Questi sistemi, come stabilito da normative internazionali che ne impongono i requisiti essenziali, devono essere dotati di svariati sistemi di allarme, tra i quali si annoverano il sistema di allarme per mancata alimentazione, quello per la segnalazione di un malfunzionamento dei sensori, quello di apertura della porta e segnalazione di rottura di componenti o strumentazione. I campioni degli ULT freezer sono tipicamente conservati in tubi polimerici a loro volta imballati a gruppi di 64, 81 o 100 all'interno di box anch'esse in materiale polimerico. La capacità di massima di carico può essere espressa in termini di numero di box conservabili, che solitamente si aggira intorno a 350-450.

2.2 Soluzioni tecniche

Sfogliando i cataloghi e i data sheet dei diversi modelli proposti dai costruttori si sono potute evidenziare delle differenze nelle soluzioni tecniche adoperate. In alcuni casi, infatti, tra i dati tecnici e meccanici riportati appariva un solo compressore ermetico mentre in altri ne risultavano due. Si è così compreso che i modelli dotati di un solo compressore sfruttano la soluzione del ciclo ad autocascata mentre quelli con doppio compressore affidano il funzionamento ad un più classico ciclo a cascata. Un fraintendimento può però scaturire dal fatto che alcuni costruttori hanno deciso di utilizzare due indipendenti cicli ad autocascata, quindi due compressori, con l'intento di garantire una maggior affidabilità del proprio prodotto. Questa soluzione prende il nome di "Dual Cooling System"; questi circuiti gemelli possono lavorare contemporaneamente dividendosi il carico frigorifero. Ma la motivazione principale che ha portato i progettisti a ideare questa soluzione è essenzialmente legata alla volontà di assicurare il mantenimento della cella ad un valore di temperatura sufficientemente basso da garantire una preservazione sicura dei prodotti anche in caso di rottura di uno dei due circuiti.

2.3 Fluidi Refrigeranti

La diversità nei fluidi frigorigeni adoperati è principalmente legata alla soluzione impiantistica usata. I cicli ad autocascata utilizzano miscele di HFC e HC (IdrofluoroCarburi e Idrocarburi) mentre per i cicli a cascata si utilizzano fluidi diversi per lo stadio di alta e di bassa temperatura; essenzialmente risultano delle sostanze pure o miscele azeotropiche.
Dopo la proibizione nella commercializzazione ed utilizzazione dei CFC (Clorofluorocarburi), il settore della refrigerazione medicale per basse temperature si è spostato verso gli HFC o miscele azeotropiche. Attualmente nei sistemi a cascata gli idrocarburi sono utilizzati nella maggior parte dei refrigeratori a più elevata efficienza. Infatti i refrigeranti infiammabili ma ad alta efficienza come il propano (R290) e l'etano (R170) sono diventati i fluidi di maggior tendenza nel settore degli ULT freezer. Quando confrontati con freezer che utilizzano refrigeranti più standard, come l'R508a/b e l'R503, gli ULT che adoperano idrocarburi infiammabili presentano prestazioni migliorate una volta raggiunta la temperatura di progetto. Inoltre con gli idrocarburi il pull down risulta più veloce e si può risparmiare un 15% di elettricità rispetto ai sistemi che utilizzano fluidi differenti.

2.4 Isolante

Se da un lato alcuni costruttori continuano a fare affidamento su un isolamento interamente realizzato con schiume poliuretaniche- quelle nuove possiedono caratteristiche termiche e ambientali migliorate- altri hanno cominciato ad inglobare in esse i Vacuum panel, pannelli in cui è stato ricreato il vuoto e che presentano bassissime conducibilità termiche. A parità di resistenza termica, l'adozione di pannelli sottovuoto, permette di ridurre lo spessore di isolamento e dunque incrementare, mantenendo invariato l'ingombro esterno, la volumetria interna che è quella che si vende. Da spessori di circa 110-120mm delle classiche schiume poliuretaniche si è passati a spessori di circa 70-80mm. Viceversa, variando il punto di vista, si può dire che a parità di spessori, la combinazione di schiuma poliuretanica con pannelli sotto vuoto, permette di ridurre le infiltrazioni termiche e si rallenta in modo considerevole il warm up della cella frigorifera. Nonostante l'adozione di questi pannelli possa portare ad importanti benefici come quelli sopra elencati, la loro installazione presenta difficoltà non trascurabili e richiede di rivedere completamente il processo di fabbricazione. L'integrità del pannello deve essere assolutamente preservata; infatti le elevate sollecitazioni meccaniche a cui sono sottoposte le pareti della struttura a causa delle fluttuazioni di temperature possono

causare l'insorgere di fessure che comprometterebbero completamente il potere isolate del pannello.

2.5 Efficienza energetica

Alcuni modelli attualmente presenti sul mercato adoperano compressori a numero di giri variabili che permettono di massimizzare le prestazioni in diverse condizioni riducendo il consumo di energia da parte dell'apparecchiatura. L'adozione della regolazione tramite compressori a numero di giri variabili sostituisce la più classica regolazione on-off tipica dei compressori a singola velocità.

2.6 Tipologie cicli termodinamici

Quando si ha la necessità di trasferire del calore da due sorgenti o pozzi termici distanziati da un ampio salto di temperatura è opportuno fare un cenno sullo stato dell'arte delle configurazioni o cicli termodinamici adoperabili. Lo scopo di una macchina frigorifera è quello di trasferire calore da una sorgente a temperatura fredda ad un'altra a temperatura maggiore. Per l'applicazione di nostro interesse, un refrigeratore medicale per la conservazione di materiale organico, la cella frigorifera deve essere mantenuta ad una temperatura inferiore o pari ad -80°C. Queste tipologie di applicazioni vanno sotto il nome di ULT freezer.

I fluidi che possono essere adoperati per questa tipologia di refrigeratore sono pochi e si contraddistinguono per la loro proprietà di possedere valori della temperatura di ebollizione normale dell'ordine di quella della sorgente fredda. Una volta identificati questi fluidi è inoltre possibile predisporre diversi cicli termodinamici:

1. Ciclo a doppia compressione di vapore.
2. Ciclo ad autocascata.
3. Ciclo a cascata.

Come si può notare nell'elenco di sopra non compare il ciclo a singola compressione di vapore e ciò è dovuto agli eccessivi rapporti di compressione con cui si troverebbe a lavorare il compressore. Come sappiamo le performances di un compressore variano al variare del rapporto di compressione, più questo aumenta e più si riducono l'efficienza volumetrica e l'efficienza isoentropica. Un basso valore del coefficiente isoentropico influenza negativamente la temperatura di scarico mentre un ridotto valore dell'efficienza volumetrica riduce la portata che può essere movimentata dal compressore a tal punto che questo si troverebbe nella condizione di non essere più in grado di aspirare vapore.

Il ciclo a doppia compressione di vapore lavora con lo stesso fluido frigorifero e dispone di due compressori. Nel contesto delle applicazioni per medio-basse temperature di evaporazione questo ciclo termodinamico rappresenta una valida alternativa al classico ciclo a singola compressione di vapore in quanto consente di limitare la temperatura di scarico, ridurre il lavoro di compressione totale ed incrementare leggermente il salto entalpico utile all'evaporatore. L'ottimizzazione di questa configurazione si focalizza nel cercare la pressione intermedia (pressione di scarico per il primo compressore e pressione di aspirazione per il secondo compressore) che consenta di raggiungere la massima efficienza frigorifera. Il grosso svantaggio di questa configurazione risiede nel fatto che il fluido frigorifero che siamo vincolati ad utilizzare per via della bassissima temperatura del pozzo freddo non abbia buone caratteristiche termodinamiche per le alte temperature e ciò si deduce dal fatto che la sua temperatura critica risulti di poco superiore alla temperatura ambiente (sorgente calda).

2.6.2 Ciclo ad autocascata

Questo ciclo termodinamico adopera un unico fluido refrigerate che percorre tutti i componenti del sistema. Il fluido refrigerate è una miscela zeotropica di diversi fluidi. Bisogna ricordare che durante l'evaporazione e la condensazione di una miscela zeotropica la temperatura non rimane costante; questo fenomeno viene indicato con il termine GLIDE.

Durante l'evaporazione di una miscela zeotropica, come mostrato nel grafico Temperatura-Concentrazione a pressione costante, Fig.2.5, la temperatura aumenta, la concentrazione complessiva rimane la stessa mentre varia la concentrazione del fluido più volatile (fluido che possiede la minor temperatura di ebollizione normale) all'interno rispettivamente delle fasi liquida e vapore in equilibrio termodinamico fra di loro.

Man a mano che l'evaporazione procede il titolo aumenta e la fase vapore si arricchirà sempre di più della sostanza con il più alto punto di ebollizione, ovvero quella che fa maggiormente fatica ad evaporare.

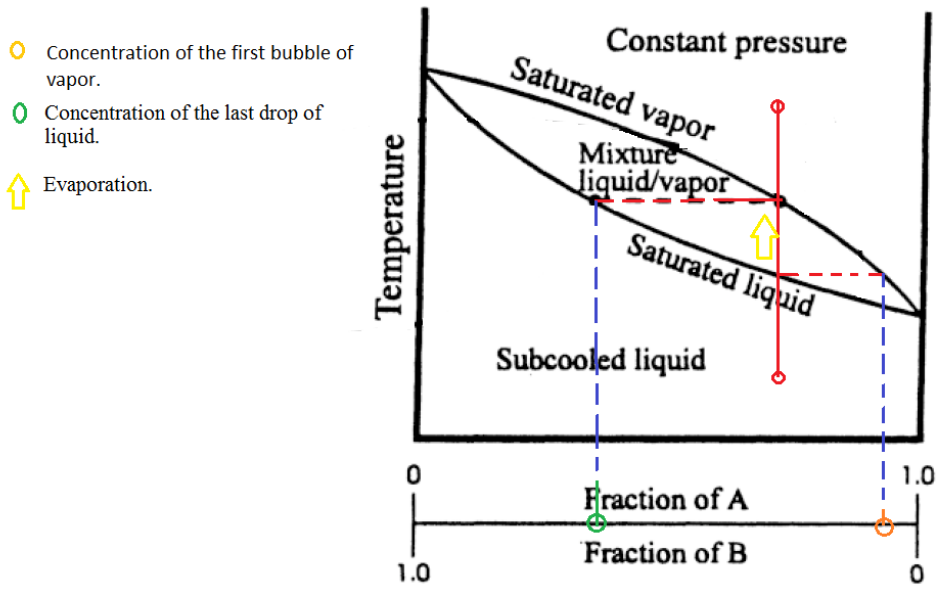

Figura 2.5: Diagramma Temperatura-Concentrazione.

Qui di seguito vengono riportatati lo schema funzionale di un sistema ad autocascata a singolo stadio o singola separazione, Fig.2.6, con il rispettivo ciclo termodinamico, rappresentato invece sul diagramma Temperatura-concentrazione, Fig.2.7.

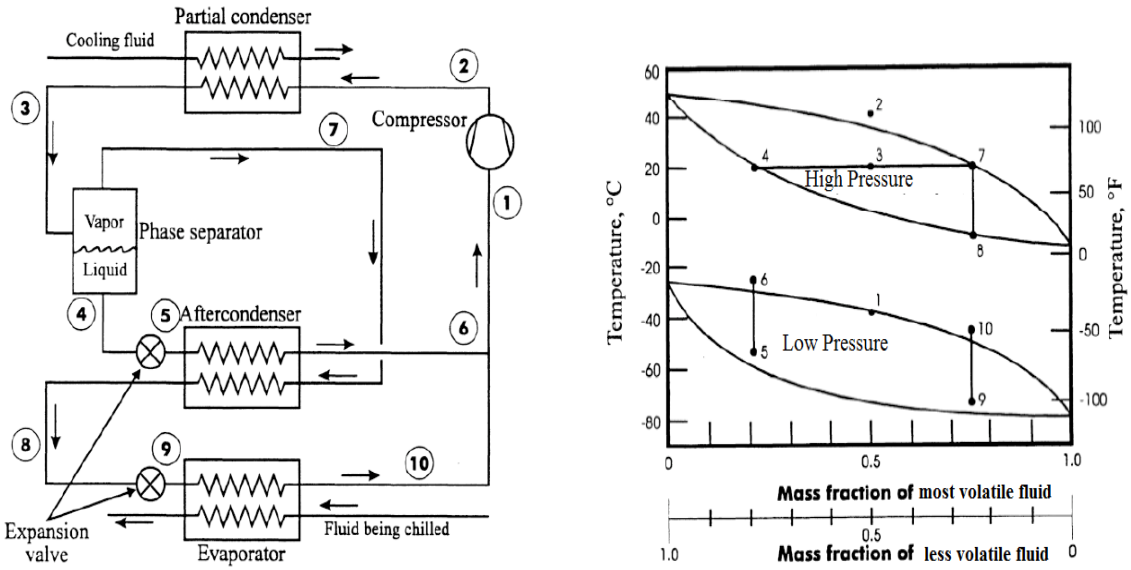

Figura 2.6 e 2.7: Schema funzionale di un ciclo ad autocascata e relativo diagramma Temperatura-Concentrazione *tratto: ASHRAE, Refrigeration Handbook*.

Il diagramma Temperatura-Concentrazione mostra le linee di bolla e rugiada per due diverse pressioni, l'alta pressione di condensazione e la pressione più bassa di evaporazione.

L’aspirazione del compressore, punto 1, si ha in condizione di vapore saturo e termina in condizioni di vapore surriscaldato, punto 2.
A questo punto la miscela monofase in stato di vapore surriscaldato ad alta pressione entra nel pre-condensatore dove avviene una parziale condensazione.
Al termine di questa parziale condensazione, punto 3, si otterrà una miscela bifase liquido-vapore in equilibrio termodinamico. A seconda di quanto viene spinta questa pre-condensazione variano sia la proporzione tra fase liquida e fase vapore, sia le singole concentrazioni delle due fasi.
Avviene ora la separazione delle due fasi all’interno del separatore (fase liquida con la sua concentrazione Punto 4 e fase vapore Punto 7); da questo componente in poi le due miscele seguiranno percorsi separati.
La miscela liquida ricca del fluido meno volatile, subirà una laminazione fino al punto 5 e si riporterà alla pressione di evaporazione (Low Pressure) in condizione bifase.
Nel componente seguente, chiamato il post-condensatore, avviene uno scambio in controcorrente tra la miscela bifase appena espansa, che evaporerà (dal Punto 5 al Punto 6), e la miscela monofase (ricca del fluido più volatile) che invece condenserà raggiungendo le condizioni di liquido saturo (dal punto 7 al punto 8). A questo punto anche questa miscela subisce una laminazione fino al punto 9 per poi evaporare all’interno dell’evaporatore; sottraendo calore all’ambiente da refrigerare raggiungerà il punto 10.
Infine le due miscele rispettivamente nello stato 6 e 10 si misceleranno tornando alla concentrazione di partenza, punto 1. Mostriamo ora il diagramma entalpia-concentrazione di una miscela zeotropica, Fig.2.8.

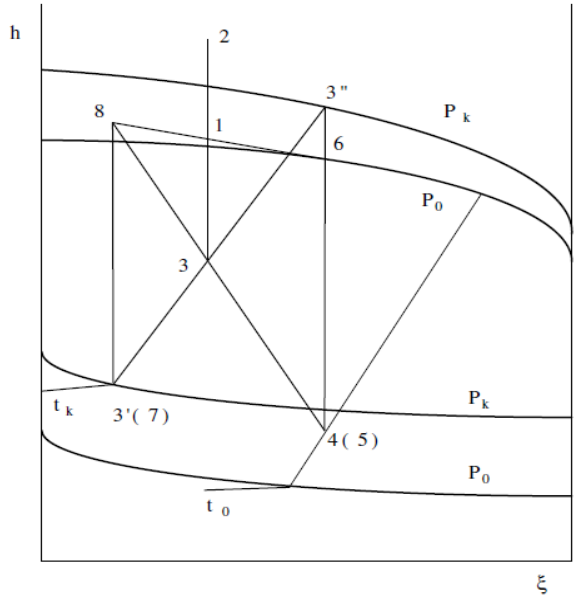

Figura 2.8: Diagramma Entalpia-Concentrazione di un ciclo ad autocascata *tratto da: Kai Du*, Shaoqian Zhang, Weirong Xu, Xiaofeng Niu, A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system [2]*.

- Il punto 1 rappresenta l'aspirazione del compressore, in questo caso leggero surriscaldamento (far riferimento alla pressione di aspirazione P_0).
- Il punto 2 rappresenta lo scarico del compressore, (surriscaldamento rispetto alla pressione di scarico P_k). Il punto 3 rappresenta l'uscita del pre-condensatore. La linea 3'-3'' rappresenta l'isoterma che pone in equilibrio termodinamico le fasi di liquido saturo 3' e di vapore saturo 3''.
- Punto 7 coincide solo graficamente con il punto 3', rappresenta infatti l'espansione isoentalpica della fase liquida. Va letto rispetto alla linea di bolla della pressione di condensazione P_0.e così facendo si evince che il punto si trovi nella zona della condizione bifase.
- Punto 8 rappresenta l'uscita dal post-condensatore, sotto forma di vapore surriscaldato (osservare il punto rispetto alla linea di rugiada a pressione P_0), della miscela ricca di fluido meno volatile.
- Punto 4 rappresenta l'uscita dal post-condensatore, sotto forma di liquido sottoraffreddato (osservare il punto rispetto alla linea di bolla alla pressione P_k), della miscela ricca di fluido più volatile. La miscela si trova ora in condizioni bifasiche.
- Punto 5 coincide solo graficamente con il punto 4, rappresenta infatti l'espansione isoentlapica della miscela ricca di fluido baso bollente. Va letto rispetto alla linea di bolla della pressione di condensazione P_0. Si ha una condizione bifase. Si può risalire

in questo modo alla temperatura più bassa del circuito, ovvero la temperatura di inizio evaporazione.

- Punto 6 rappresenta l'uscita dall'evaporatore sotto forma di vapor saturo (sempre da valutare rispetto alla linea di rugiada corrispondente alla pressione di evaporazione P_0). Da una miscelazione tra la miscela ricca di fluido meno volatile nelle condizioni 8 e la miscela ricca di fluido volatile nelle condizioni 6 otteniamo la miscela nelle condizioni 1 (pari alla concentrazione iniziale) pronta per essere nuovamente aspirata dal compressore.

Questo ciclo sfrutta le diverse proprietà dei fluidi costituenti la miscela, in particolare la differente temperatura di ebollizione normale, che è il parametro principale per la selezione dei fluidi da miscelare, per raggiungere le basse temperature di evaporazione richieste dal campo della refrigerazione a bassa temperatura. La condensazione e la seguente evaporazione di una quota del refrigerante forniscono il raffreddamento necessario per condensare la restante miscela di refrigerante nello scambiatore a valle. Il processo continua fino a quando anche l'ultima porzione di miscela, quella più ricca del fluido con la temperatura di ebollizione normale più bassa, viene espansa raggiungendo così la bassa temperatura di evaporazione richiesta.

Da questa descrizione del funzionamento del ciclo appare chiara la complessità del sistema; la progettazione, il corretto esercizio e l'analisi delle prestazioni dipendono da moltissimi parametri e la corretta calibratura di essi è ad oggi oggetto di studi e ricerca. La composizione del refrigerante è molto sensibile alle minime variazioni delle condizioni di funzionamento e se da un lato il compressore lavora con rapporti di compressione non eccessivamente elevati, dall'altro l'evaporazione non isoterma all'interno dell'evaporatore comporta, a parità di capacità frigorifera, la necessità di incrementare la superficie di scambio dello stesso.

Uno dei vantaggi del cicli ad autocascata è quello di poter adoperare nella miscela anche dei fluidi HFC (Idrofluorocarcuri) ad alto GWP ma con ottime caratteristiche termofluidodinamiche ed al contempo, dosandone la concentrazione all'interno della miscela, ottenere un fluido refrigerante compatibile con le sempre più stringenti norme ambientali. È altresì vero che la realizzazione di queste miscele è costosa e dunque l'intera gestione del sistema diverrebbe economicamente poco sostenibile. Un ulteriore vantaggio rispetto al più classico ciclo a cascata, a parità di temperature di evaporazione e condensazione con cui si è costretti a lavorare, è quello di poter utilizzare un solo compressore. Come già anticipato la composizione della miscela è uno dei parametri fondamentali nella ricerca dell'ottimale

prestazione energetica del sistema; un piccola perdita può risultare molto problematica compromettendo le prestazioni dell'intero sistema. Sarebbe infatti in questo caso necessaria la rimozione completa della carica e la sua sostituzione.

Un problema potrebbe risiedere nella difficoltà nel reperire personale sufficientemente preparato per poter intervenire, in caso di malfunzionamenti o guasti, su questa tipologia di sistemi.

La scelta di quanti e quali fluidi adoperare, la loro concentrazione all'interno della miscela, quanto spingere la fase di pre-condensazione e il dimensionamento del post condensatore sono tutti parametri che intervengono in modo considerevole sulle prestazioni del ciclo e la corretta scelta progettuale di questi deve essere frutto di un'intensa fase di sperimentazione, analisi e studio.

Oggi per poter rendere interessanti questi impianti e far sì che rappresentino un'alternativa valida non solo dal punto di vista economico, ma anche dello sforzo progettuale, ai più standard cicli a cascata, è necessario puntare sulla realizzazione ed ottimizzazione di un ciclo che preveda un solo stadio di separazione.

I coefficienti di scambio termico negli scambiatori intermedi, per via delle grandi quantità di vapore, sia dal lato dell'evaporazione che da quelli della condensazione sono piccoli, e di conseguenza aree di scambio generose devono essere preventivate per garantire il giusto scambio termico. Per di più ogni organo di espansione o laminazione deve essere correttamente dimensionato al fine di fornire il corretto effetto frigorifero per lo scambiatore successivo. È la fase di pre-condensazione che governa le proporzioni (in termini di portata) tra miscela liquida, ricca del fluido meno volatile, e miscela vapore, ricca di fluido più volatile, come anche le loro rispettive concentrazioni. Inoltre dal bilancio energetico sul post-condensatore è necessario che il prodotto portata per salto entalpico tra i due lati si eguagli. Uscendo per esempio dal pre-condensatore ad una temperatura più elevata sarebbe maggiore rispetto a prima la fase vapore rispetto a quella liquida. Se da un lato infatti aumenterà la portata transitante all'evaporatore, dall'altro si ridurrà il sottoraffreddamento in uscita dal post-condensatore.

2.6.3 Ciclo a cascata

Lo sviluppo dei cicli a cascata per la realizzazione di refrigeratori atti al raggiungimento di basse temperature è nato dall'impossibilità di trovare un unico fluido refrigerante che si adattasse propriamente sia alle basse che alle alte temperature. È per il motivo sopra enunciato che i sistemi a doppia compressione di vapore ed unico refrigerante per questa tipologia di applicazione hanno perso interesse.

I primi cicli a cascata sono stati studiati per poter riuscire a sfruttare al meglio le proprietà termodinamiche della CO_2, un fluido refrigerante naturale molto interessante che si presta bene a lavorare con temperature di evaporazione medio basse ma che al contempo presenta un basso valore della temperatura critica. La CO_2 è un fluido refrigerante economico in quanto disponibile su larga scala come prodotto di risulta di processi industriali come la generazione di energia attraverso combustione, produzione di ammoniaca e di birra.

Realizzare un ciclo a singola compressione di vapore con CO_2 come fluido refrigerante significa realizzare un ciclo transcritico; sono diverse le complicazioni progettuali che bisogna affrontare nella costruzione di un ciclo transcritico ma soprattutto sono assai costose le soluzioni ingegneristiche studiate per superarle.

Basti solamente pensare al fatto che tutti i componenti devono essere progettati per sopportare pressioni elevatissime e alla necessità di dover adoperare un gas cooler anziché un condensatore. La superficie di questo scambiatore in cui non avviene un cambiamento di stato dovrà essere molto grande e garantire quel giusto raffreddamento del vapore tale da mettere a disposizione dell'evaporatore un buon effetto frigorifero. È da qui che è nata l'idea di accoppiare termodinamicamente la CO2 con un secondo fluido refrigerante permettendo così di far lavorare il fluido nel suo campo di funzionamento ottimale.

Il ciclo a cascata si compone di due singoli cicli a compressione di vapore classici, ognuno dei quali lavora con il proprio fluido refrigerante e compressore. Nelle figure qui di seguito, Fig.2.9 e Fig.2.10, vengono rispettivamente rappresentati lo schema funzionale e il ciclo termodinamico sui piani T-s e P-h di un semplice ciclo a cascata a doppio stadio.

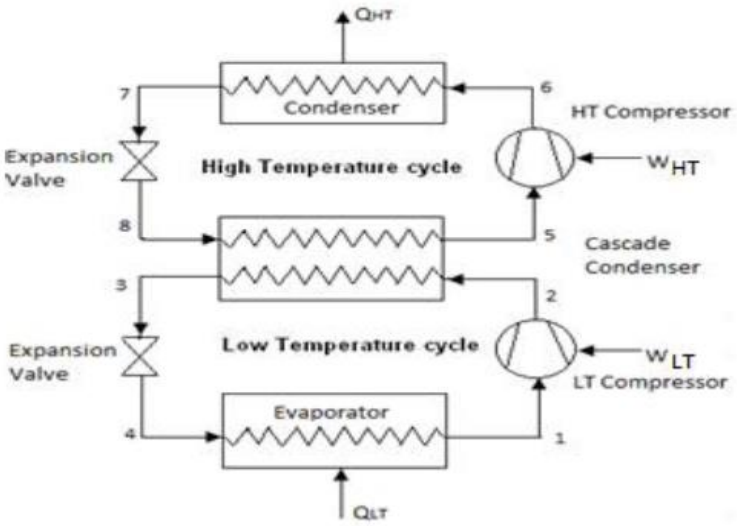

Figura 2.9: Schema funzionale di un ciclo a cascata *tratto da: Prasanna Songire, Kundalik V. Mali,.* Comparative Assessment of Alternative Refrigerants in Cascade Refrigeration System.

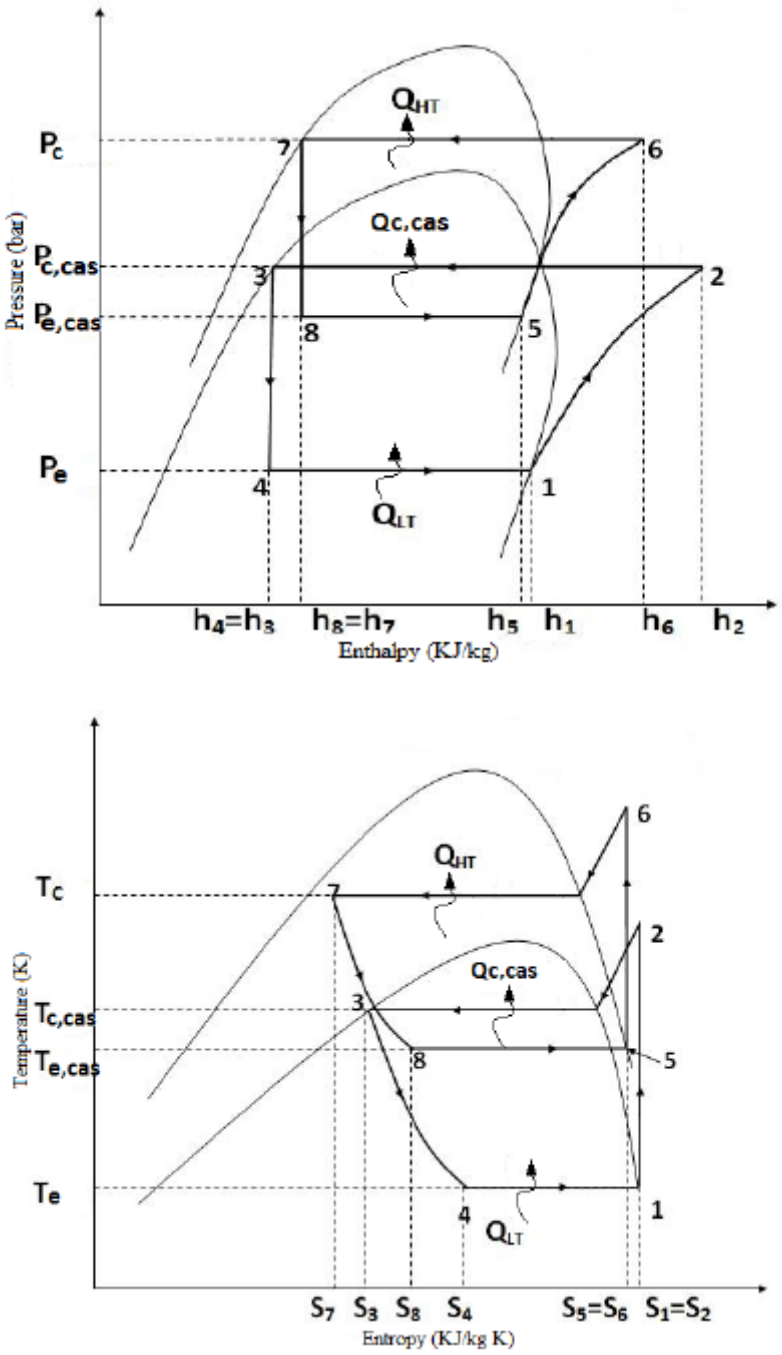

Figura 2.10: Diagrammi Temperatura-Entropia e Pressione-Entalpia di un ciclo a cascata *tratto da: Prasanna Songire, Kundalik V. Mali,. Comparative Assessment of Alternative Refrigerants in Cascade Refrigeration System*.

Il ciclo rappresentato sui due diagrammi è ideale in quanto non vengono prese in considerazione le perdite di carico nelle linee o tubazioni che collegano i vari componenti come neanche eventuali riscaldamenti non utili sempre nelle stesse. Per di più non sono rappresentate le perdite di carico negli scambiatori di calore. Nonostante quello rappresentato

sia un ciclo termodinamico a cascata ideale è utile per la comprensione del suo funzionamento e dell'interazione termica tra i due cicli.

I due cicli sono accoppiati termicamente per mezzo di un scambiatore a cascata, il quale fa da condensatore per il ciclo a bassa temperatura (LowTemperatureCycle) e da evaporatore per il ciclo ad alta temperatura (HighTemperarureCycle). Questo scambiatore rappresenta, con le sue inefficienze e problematiche, uno degli svantaggi di questo ciclo. Lo scambio termico infatti riguarda due fluidi in cambiamento di fase e la progettazione dello scambiatore intermedio diventa molto importante. Dal primo principio della termodinamica, assumendo che il condensatore a cascata sia adiabatico rispetto l'ambiente esterno, segue che il calore rigettato dal LTC corrisponde a quello assorbito dall'HTC e più precisamente che:

$$\dot{m}_{LTC} * (h_2 - h_3) = \dot{m}_{HTC} * (h_5 - h_8) \qquad (2.1)$$

Il compressore del LTC aspira il refrigerante nelle condizioni 1 e lo comprime fino alle condizioni 2, il punto 3 rappresenta l'uscita lato condensazione dallo scambiatore a cascata, la trasformazione 3-4 è l'isoentalpica di espansione mentre l'effetto utile della macchina frigorifera è rappresentato dall'evaporazione 4-1. Mentre nello scambiatore intermedio il fluido refrigerante del LTC condensa, il fluido dell'HTC evapora portandosi dalle condizioni 8 alle condizioni 5. Il vapore in uscita dall'evaporatore viene compresso fino alle condizioni 6 e successivamente si raffredda e condensa raggiungendo la condizione 7. La trasformazione 7-8 rappresenta l'espansione isoentalpica che avviene nel dispositivo di laminazione.

La scelta dei fluidi idonei è la prima sfida progettuale che bisogna affrontare e che influenza in modo considerevole l'efficienza del sistema.

Una seconda scelta che influenza in modo incisivo le prestazioni del sistema a cascata è la differenza che vi è tra la temperatura di condensazione del ciclo a bassa temperatura e quella di evaporazione del ciclo ad alta temperatura. Inoltre, fissata la differenza di temperatura, è importante il valore della temperatura media, media matematica delle due temperature di cui sopra. Infatti il COP dell'intero sistema dipende dai coefficienti prestazionali dei cicli di bassa ed alta temperatura e risulta essere il rapporto tra l'effetto frigorifero utile all'evaporatore (quello del LTC) e la somma dei due lavori di compressione. Siccome il coefficiente globale del sistema risulta essere minore del più piccolo dei due singoli coefficienti di prestazione è importante, al fine di ottenerne il massimo COP totale, fare in modo che i due cicli abbiano un'efficienza prestazionale simile.

Inoltre le basse temperature per cui vengono progettati questi impianti rendono necessari alcuni accorgimenti costruttivi che se non venissero trascurati, porterebbero il sistema a funzionare in condizioni lontane da quelle desiderate o in modo inefficiente. Le problematiche con le quali bisogna fare i conti quando si vuole progettare un ciclo a cascata hanno portato allo sviluppo e realizzazione di diverse soluzioni e configurazioni impiantistiche. Per il circuito di bassa temperatura è necessaria l'installazione di un separatore d' olio onde evitare un eccessivo trascinamento di quest'ultimo nel circuito; se ciò dovesse accadere sarebbe estremamente difficile ed energeticamente dispendiosa la sua rimozione dall'evaporatore. Il coefficiente di scambio termico per l'ebollizione e condensazione come il coefficiente di scambio termico convettivo sono le tematiche più critiche per quanto concerne lo scambio termico.
In un sistema a cascata i coefficienti di scambio termico nel circuito di alta temperatura sono quelli tipici per le applicazioni frigorifere, mentre per il ciclo di bassa temperatura si osserva una degradazione di questi con il diminuire della temperatura.

2.7 Test e Gestione Ottimale di un ULT Freezer

Alcune delle caratteristiche costruttive su cui bisogna focalizzare l'attenzione in sede di progettazione e realizzazione di un ULT freezer sono state individuate in seguito a campagne di misurazione e monitoraggio delle prestazioni. Queste campagne di test sono state condotte con l'obbiettivo di individuare i fattori che maggiormente influenzano le prestazioni, il consumo energetico e la carbon footprint degli ULT freezer. È il National Institute of Health che ha promosso queste campagne avendo constatato che una buona riduzione dei consumi energetici dovuti alle apparecchiature elettroniche da laboratorio si potesse raggiungere assicurando una corretta gestione degli ULT freezer.
Questi test per il controllo prestazionale, eseguiti presso i maggiori utilizzatori di questo prodotto (laboratori clinici, farmaceutici e scientifici più in generale), hanno permesso di identificare le pratiche energeticamente più corrette nella gestione degli ULT freezer. La temperatura ambiente, le condizioni del freezer, l'età, la capacità di stoccaggio e la temperatura interna di setpoint sono i fattori che sono stati analizzati. Dall'analisi dei dati raccolti durante i test si è verificato che per far funzionare nel modo più efficace possibile un ULT freezer è necessario che questo sia manutenuto correttamente, che operi ad una temperatura ambiente esterna inferiore o uguale a 25°C, che abbia una vita inferiore ai 10 anni, che la temperatura di setpoint venga fissata ad un valore superiore ai -80°C e infine che lo spazio utile di immagazzinamento sia maggiore di 23 piedi cubici.

Un freezer risulta soggetto a corretta manutenzione quando lo spazio di stoccaggio è utilizzato correttamente, la guarnizione non è coperta da ghiaccio, il filtro del condensatore non risulta eccessivamente ostruito dalla polvere e non vi sono depositi di sporcizia ed incrostazioni sulle superfici delle serpentine e delle alette degli scambiatori. Inoltre i risultati hanno messo in evidenza che un freezer non soggetto a regolare manutenzione e operante ad una temperatura ambiente di 32°C mantiene una temperatura di cella di 12.5°C superiore al valore di setpoint prestabilito.

2.7.1 Temperatura Ambiente

In accordo con i maggiori costruttori di ULT freezer, far operare l'apparecchiatura in ambienti con una temperatura maggiore ai 32°C impedisce il corretto trasferimento di calore da parte del condensatore non garantendone un funzionamento energeticamente efficiente. Dallo studio condotto da *Gumpas & G. Simons* [3], si è constato che ad ogni aumento di temperatura di un grado centigrado corrisponde un aumento di consumo energetico mensile pari a 18 KWh mentre la riduzione di un grado abbassa il consumo energetico di circa il 2%.

2.7.2 Invecchiamento

L'efficienza di un ULT freezer diminuisce nel tempo a causa dell'invecchiamento della guarnizione, della degradazione del refrigerante (nel tempo possono anche verificarsi delle fughe) e dell'olio lubrificante e infine per l'insorgere della fatica nei componenti meccanici.
La figura Fig.2.11, ripresa sempre dallo studio di *Gumpas & Simons*, illustra come varia il duty cycle nel tempo per tre apparecchiature di età differente, correttamente manutenute e con temperatura di setpoint pari a -80°C e temperatura ambiente compresa tra 25°C e 27°C.
Per un sistema che affida la regolazione della temperatura interna al funzionamento alternato on-off il duty cycle è il seguente rapporto:

$$duty_{cycle} = \frac{t_{on}}{t_{on}+t_{off}} \qquad (2.2)$$

Il duty cycle è una caratteristica molto importante nella valutazione dell'efficienza di un ciclo a compressione di vapore basato sulla regolazione on-off ed è dunque espressione della bontà del progetto. È importante non solo che il valore sia basso ma anche che in un certo arco temporale di riferimento il numero di cicli non sia troppo elevato (un valore eccessivo di attacchi e stacchi danneggerebbe precocemente il motore elettrico e il compressore) e che l'assorbimento di potenza nella fase on non sia troppo alto.

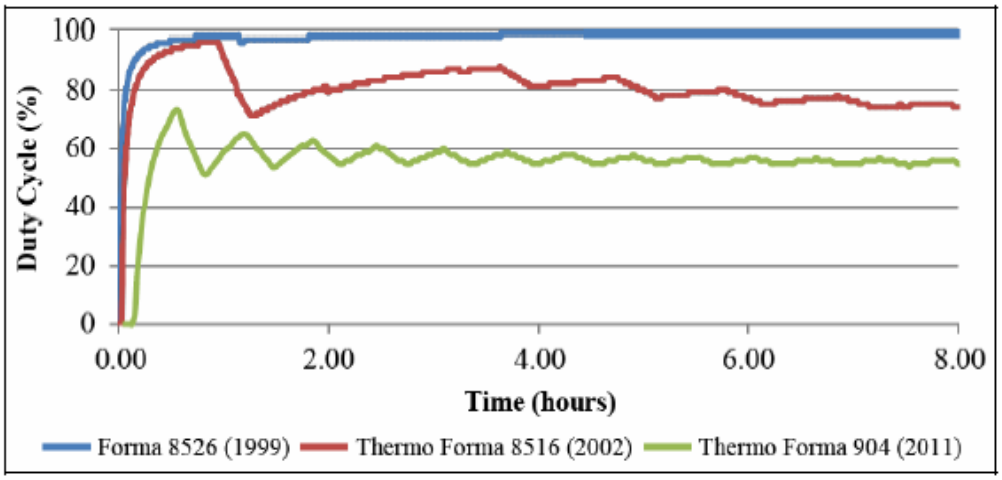

Figura 2.11: Duty cycle di tre apparecchiature , correttamente manutenute, di tre età differenti *Tratto da: L.Gumpas & G.Simons, Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health*.

Il duty cycle di un freezer nuovo, di uno di età media (da cinque a sette anni) e di uno vecchio (più di dieci anni) sono rispettivamente di 55%, 70% e 100%. Come il duty cycle aumenta, incrementa il rischio di rottura insieme all'assorbimento di energia.

La figura successiva, Fig.2.12, mostra l'effetto legato all'invecchiamento in termini di assorbimento energetico mensile per un freezer ben manutenuto, con setpoint fissato ad una temperatura di -80°C ed una temperatura esterna compresa tra i 23 e i 28°C.

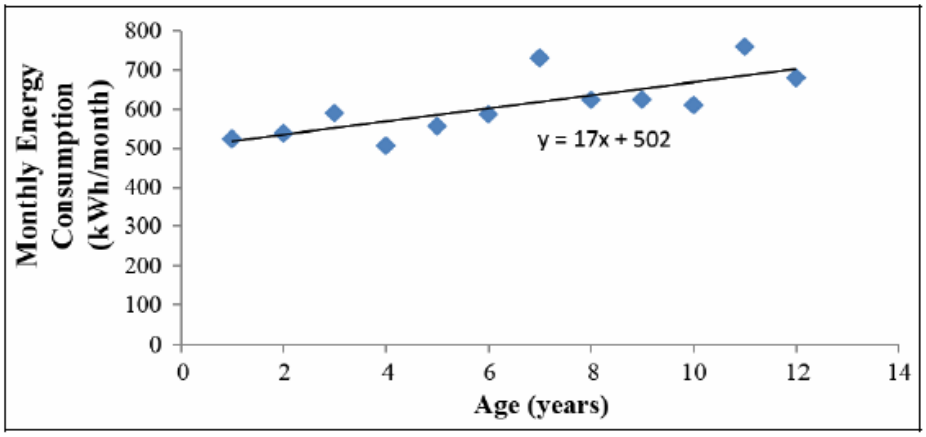

Figura 2.12: Consumo energetico mensile in funzione dell'età *Tratto da: L.Gumpas & G.Simons, Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health*.

Come si evince da essa, ad ogni anno di invecchiamento vi è un aumento del 3% nel consumo energetico mensile a cui corrisponde un addizionale rilascio mensile di CO_{2eq} pari a 8.75 kg.

2.7.3 Capacità

Gli ULT di piccole dimensioni hanno un maggior consumo di energia per metro cubo di spazio interno di stoccaggio. Per poter confrontare il consumo e quindi le prestazioni di freezer di dimensioni differenti è opportuno introdurre il KWh/m^3/day. Gli ULT con una capacità maggiore di 23 ft^3 (circa 651 litri) presentano un consumo approssimativo di 0.65-0.80 KWh/ft^3/day.

2.7.4 Temperatura di setpoint

Innalzare la temperatura di setpoint riduce il duty cycle e l'assorbimento di energia. La figura seguente, Fig.2.13, mostra l'influenza del setpoint sull'assorbimento di energia.

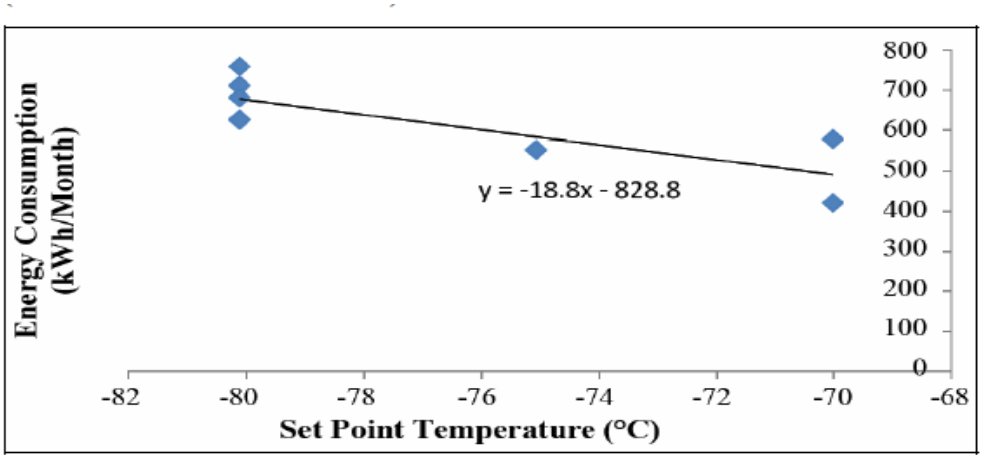

Figura 2.13: Consumo Energetico mensile in funzione della temperatura di set point *Tratto da: L.Gumpas & G.Simons, Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health.*

Dalle misurazioni di *Doyle et al.* [4], eseguite su svariati modelli di ULT, innalzando la temperatura di setpoint da -80 a -70°C, si ha una riduzione del consumo energetico compreso tra i 2 e i 4 KWh/day. Inoltre ulteriori studi, hanno dimostrato che la maggior parte delle sostanze che si pensava necessitassero di un mantenimento rigoroso a -80°C, possono essere conservate tranquillamente anche a -70°C senza pregiudicarne il massimo tempo di conservazione coincidente con l'insorgere dei primi segni di degradazione.

2.7.5 Posizionamento e spaziatura

Al fine di garantire la corretta ventilazione e circolazione dell'aria attorno all'ULT freezer i costruttori raccomandano di mantenere una minima spaziatura dai diversi lati a seconda di quale è la soluzione impiantistica (tipologia e posizionamento del condensatore). Una inadeguata spaziatura attorno alla struttura può compromettere la circolazione dell'aria e con essa la capacità del condensatore di cedere calore al pozzo termico ad alta temperatura (ambiente). Ad un conseguente maggior duty cycle corrisponde un maggior consumo energetico. È altresì opportuno evitare di depositare oggetti sulla parte superiore del freezer. La figura, Fig.2.14, mostra la differenza in termini di duty cycle di ULT freezer che rispetta i requisiti di spaziatura imposti dal costruttore ed uno che invece non li rispetta. Raggiunto in entrambi i casi un duty cycle stazionario, quello del freezer correttamente posizionato è del 4% inferiore a quello che non rispetta i requisiti dettati dal costruttore. A questo incremento del duty cycle corrisponde un consumo mensile maggiorato di 85 KWh ed un aumento della CO_2 equivalente mensile, pari a 51 Kg.

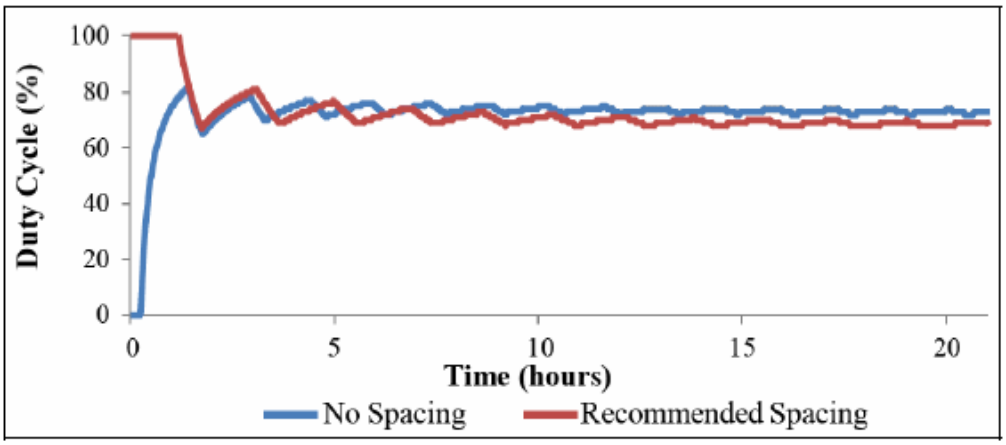

Figura 2.14: Confronto duty cyle tra ULT con corretta spaziatura e non, *tratto da: L.Gumpas & G.Simons, Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health*.

2.7.6 Polvere

La polvere che man mano viene catturata dal filtro ostacola la corretta ventilazione del condensatore (riducendone la portata d'aria) e al contempo fa incrementare l'assorbimento di potenza associata al funzionamento del ventilatore. Contemporaneamente si riduce la capacità del condensatore di rigettare calore all'esterno. Inoltre la portata d'aria che bypassa il filtro può far depositare polvere sugli scambiatori riducendone le prestazioni. La figura seguente,

Fig.2.15, confronta l'assorbimento in termini di amper di un apparecchio il cui filtro è intasato (in rosso) rispetto ad un altro, simile, che non presenta depositi di polvere evidenti sul filtro (in blu). Entrambi i freezer hanno un setpoint interno fissato a -80°C e lavorano con una temperatura esterna compresa tra i 25°C e i 26°C.

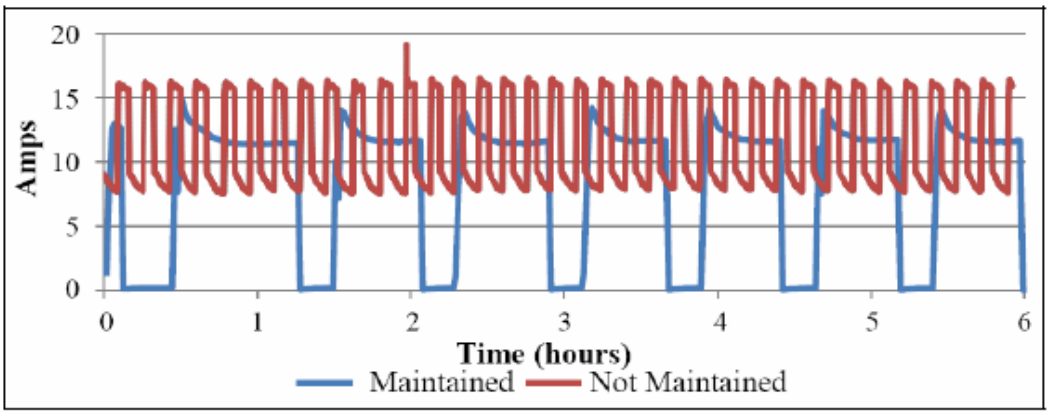

Figura 2.15: Confronto assorbimento corrente elettrica tra ULT ostruito da polvere e non, *tratto da: L.Gumpas & G.Simons, Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health*.

Il refrigeratore non manutenuto cicla tra 0 amp e 17.3 amp ed ha un duty cycle pari all'87% mentre quello manutenuto cicla tra 0 amp e 16.5 amp con un duty cycle pari al 79%. Il confronto energetico su base mensile rivela una maggiorazione di 117 KWh e 60 Kg di CO_2 equivalenti mensili addizionali dovuti al solo filtro ostruito.

2.7.7 Ghiaccio

La formazione del ghiaccio è un problema serio per gli ULT freezer, in quanto questo si può depositare in corrispondenza dell'evaporatore e sulla parte esterna della guarnizione creando fessure che compromettono la tenuta della struttura. Queste fessure, che vanno a crearsi con l'inspessimento dello strato di ghiaccio, fanno sì che l'aria interna fredda esca mentre quella calda esterna entri. La formazione del ghiaccio porta con sé un aumento nell'assorbimento energetico.

2.7.8 Conclusioni

Le considerazioni precedenti permettono di estrapolare informazioni utili al processo di progettazione e gestione di un ULT freezer e consentono di individuare soluzioni e procedure pratiche per la risoluzione delle problematiche emerse.

Per risolvere la problematica della formazione del ghiaccio lungo la linea di chiusura della porta con la struttura, si fa passare nelle sue vicinanze un tratto della tubazione in cui circola il gas refrigerante caldo in uscita dal compressore. In alcuni casi si può pensare di adoperare delle resistenze elettriche. Per prevenire la deposizione di polvere sulle batterie di scambio termico alettate, devono essere installati dei filtri che presentino buone prestazioni in termini di cattura e limitate perdite di carico. Inoltre vengono pianificate politiche di manutenzione a cui è consigliato attenersi se si vuole mantenere efficiente il funzionamento del freezer (Lavaggio o sostituzione periodica del filtro).

2.7.9 Test per la stima delle prestazioni da inserire a catalogo

Un modo per poter confrontare ULT freezer di costruttori concorrenti e poter così avere a disposizione un valido criterio di scelta è quello di valutare ed analizzare le prestazioni ottenute nei seguenti test standard.

•Il test di Pull down, che illustra il tempo necessario alla macchina per raggiungere la temperatura di circa -86°C in seguito all'installazione e al successivo avviamento.

•Il test di Warm up, che stima il tempo necessario affinché la temperatura di cella, con impianto arrestato, si innalzi fino ad un valore prefissato.

Una buona guarnizione ed un efficiente isolamento concorrono a rallentare il warm up. Il test di warm up ci da un'indicazione molto importante in merito al tempo che si ha a disposizione prima che il prodotto stoccato cominci a deteriorarsi e dunque del periodo entro cui si deve trovare una adeguata soluzione (riparazione dell'apparecchiatura o procedura trasferimento del prodotto).

Per poter valutare in modo corretto questi dati è opportuno che il costruttore riporti il punto in cui la temperatura è stata misurata, infatti il pull down misurato al centro della cella differisce in modo non trascurabile rispetto al caso in cui la misurazione venga effettuata nella parte alta o nella parte bassa. Una caratteristica importante che deve possedere un ULT freezer è la capacità di ristabilire con rapidità la temperatura di cella al valore di set point in seguito all'apertura della porta.

3. Reverse Engineering: Analisi della macchina

La sempre maggior richiesta di questo prodotto ha spinto FRI.MED alla decisione di produrre in proprio un ULT refrigerator e confrontarsi su questa fetta di mercato con le più grandi aziende leader del settore; nasce da qui la necessità di studiare nel dettaglio un apparecchio attualmente sul mercato. Abbiamo avuto modo, tramite l'azienda, di smontare un refrigeratore della concorrenza con la finalità di comprenderne il funzionamento e studiarne accuratamente le soluzioni tecniche.

Smontando la macchina abbiamo potuto notare come tutto l'isolamento fosse stato realizzato con schiuma poliuretanica e che non erano presenti pannelli sottovuoto. Nella Fig3.1 è rappresentato lo schema funzionale che la ditta costruttrice fornisce nel suo catalogo.

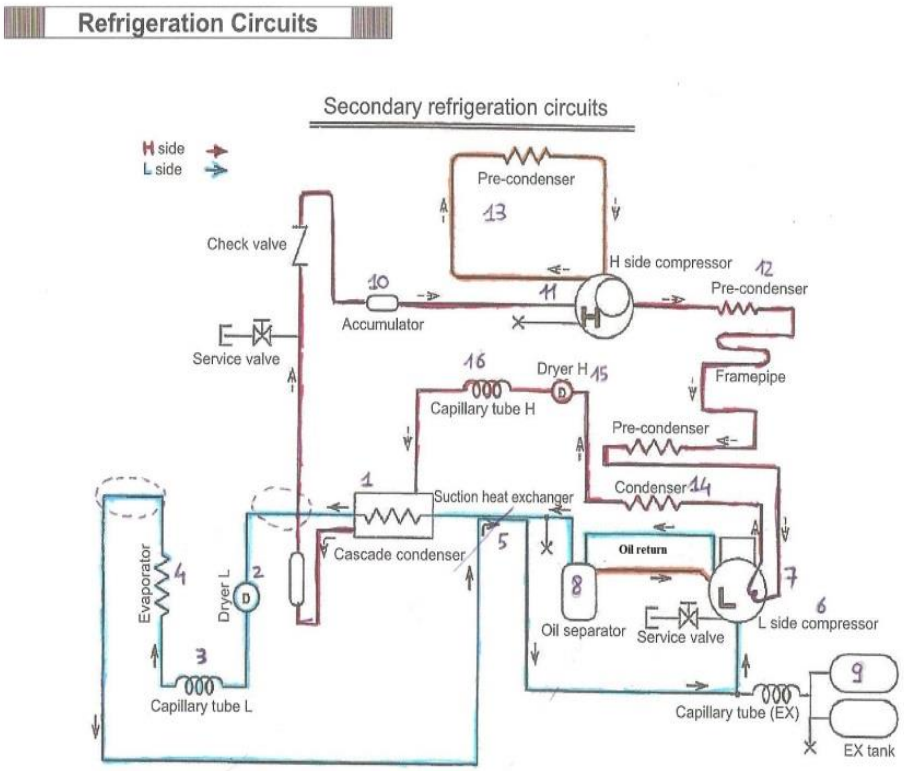

Figura 3.1: Schema funzionale ciclo a cascata *Adattato da: PHCB ULT freezer*.

La prima cosa che si è fatta è stata quella di cercare di comprendere il ciclo e trovare una possibile spiegazione a quelle che sono le soluzioni tecniche adottate.
Cominciamo la descrizione partendo dal circuito di bassa temperatura (LowTemperatureCycle o LTC) rappresentato dal colore azzurro.
Lo scambiatore a cascata (1), che dal punto di vista della progettazione rappresenta uno degli elementi più sensibili dell'intero ciclo, è un classico scambiatore a tubi e mantello, dove il fluido refrigerante selezionato per le basse temperature condensa all'interno dei tubi mentre il fluido dell'HTC evapora nel mantello. Nell'apparecchio da noi smontato questo componente era situato sul retro e racchiuso interamente in un parallelepipedo di schiuma isolante.
Una volta condensato il fluido refrigerante del LTC arriva all'essiccatore (2) (anche chiamato in inglese DRYER) e infine nel capillare (3) che può essere adiabatico o no.
Questa particolare soluzione tecnica, che prende il nome di "Capillary Suction Gas Heat Exchanger" ha una doppia finalità; la prima è quella di assicurare un corretto sottoraffreddamento incrementando l'effetto frigorifero del sistema e la seconda è quella di surriscaldare l'uscita dell'evaporatore in modo da garantire l'assenza di gocce di liquido all'aspirazione del compressore.
In questo secondo caso il capillare è saldato, non per tutta la lunghezza, alla linea di aspirazione così da realizzare in modo semplice e poco costoso uno scambiatore di calore. L'effetto che questo scambiatore ha sul coefficiente di prestazione dell'impianto è strettamente legato alla tipologia di refrigerante; un ampio sottoraffreddamento fa sì che aumenti l'effetto frigorifero ma, contemporaneamente, può far incrementare la potenza necessaria per la compressione. Alla fine l'effetto più benefico di questo capillare è quello di prevenire la condensa del vapore acqueo sulle tubazioni dell'aspirazione. Nel dispositivo che abbiamo avuto modo di smontare sia il ciclo di alta temperatura che quello di bassa temperatura erano provvisti di capillare come organo di espansione.
Gli elementi che in un circuito frigorifero permettono di effettuare l'espansione sono il capillare o la valvola termostatica. Il primo è un tratto di tubazione di diametro molto piccolo che ha il vantaggio di essere poco costoso e semplice ma che non permette di adeguare la portata alla variazione di carico termico. La valvola termostatica, viceversa, è un elemento più complicato in grado di leggere il surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore per far variare la portata in circolo nel sistema.
Spesso questa è infatti accoppiata con un ricevitore di liquido che permette di accumulare e prelevare fluido a secondo del carico termico. Ci sono due tipologie di valvola termostatica,

quella ad equalizzazione esterna e quella ad equalizzazione interna. La differenza è semplicemente dovuta al punto in cui viene misurata la pressione, nell'equalizzazione interna la pressione è quella all'ingresso dell'evaporatore, mentre nella tipologia esterna è quella relativa all'uscita dell'evaporatore. Il grado di surriscaldamento è diverso a seconda di quale pressione venga scelta come riferimento.

A questo punto, espanso fino alla pressione di evaporazione, il fluido refrigerante entra nell'evaporatore (4), in questo caso di tipo statico ed annegato nell'isolamento termico a schiuma poliuretanica; qui il fluido cambia di fase asportando calore dalla cella. Tutte le facce interne del refrigeratore, eccetto quella inferiore e quella della porta, erano in questo caso percorse dalla serpentina evaporante, composta da tubazioni di 8mm in rame a sezione circolare.

È importante comprendere se sia o meno vantaggioso un surriscaldamento all'evaporatore. Quando si parla di utile significa che il salto entalpico associato al surriscaldamento viene conteggiato nell'effetto frigorifero. La motivazione principale per cui si realizza un lieve surriscaldamento è quella di evitare che goccioline di liquido raggiungano la camera di aspirazione del compressore. Lo svantaggio però che deriva dal realizzare questo surriscaldamento nell'evaporatore è quello di un cattivo sfruttamento della superficie stessa dello scambiatore.

Per comprendere meglio questo aspetto si analizza l'influenza che il surriscaldamento ha sul processo di evaporazione. Il calore latente assorbito nell'evaporatore rappresenta la maggioranza, approssimativamente il 95% dell'effetto frigorifero totale [KJ/Kg]. Anche se il surriscaldamento conta solo per il 5% del calore assorbito, il processo di riscaldamento del vapore normalmente necessita del 10-25% della superficie totale di trasferimento. Lo sbilancio che c'è tra la superficie di scambio richiesta e la quota di energia scambiata è dovuta alle differenza nei coefficienti di scambio termico relativi ad un deflusso bifase in ebollizione e ad un deflusso monofase associato ad un gas. Per ottimizzare dunque la superficie di scambio dell'evaporatore e garantire al contempo il giusto surriscaldamento per la protezione del compressore si può pensare di surriscaldare il vapore saturo in uscita dall'evaporatore per mezzo di uno scambiatore sulla linea di aspirazione, anche detto SuctionLineHeatExchanger (SLHEX). Questo è un semplice scambiatore tubo in tubo (tube in tube) in contro o equi corrente che mette in comunicazione la linea del liquido in uscita dal condensatore con la linea di aspirazione in uscita dall'evaporatore. (Nel diagramma sarebbe inserito in modo da mettere in comunicazione le zone tratteggiate in nero).

Il liquido caldo in uscita dal condensatore può essere utilizzato per surriscaldare il vapore freddo in uscita dall'evaporatore. Si hanno così due effetti utili: il più alto grado di sottoraffreddamento aumenta la capacità dell'evaporatore e nel contempo il surriscaldamento nell'evaporatore può essere minimizzato. Questo accorgimento consente di adoperare un evaporatore di minor superficie e quindi di minor costo, oppure, ragionando a parità di scambiatore, di innalzare la temperatura di evaporazione. Considerando che la portata che transita nei due lati dello scambiatore è la medesima, anche i salti entalpici del fluido "freddo" e del fluido "caldo" dovranno essere i medesimi.
Un eccessivo grado di riscaldamento del vapore può creare problemi di temperature eccessivamente elevate allo scarico. L'effetto di un SLHEX è mostrato in Fig.3.2

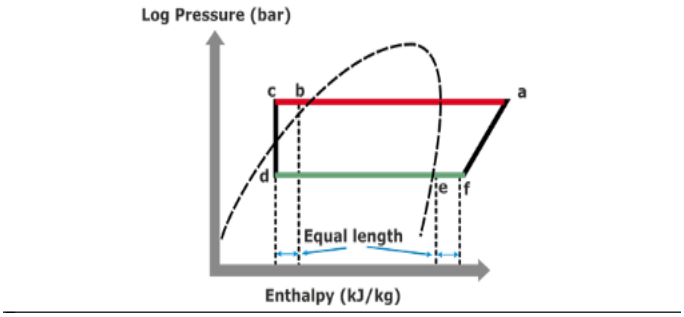

Figura 3.2: Effetto SLHEX su diagramma LogP-Entalpia.

Nell'applicazione sotto esame, il fluido refrigerante prima di entrare nel compressore viene ulteriormente scaldato attraverso l'interposizione di uno scambiatore rigenerativo (5).
È stato difficile trovare una spiegazione ragionevole legata all'installazione di questo componente. La cosa apparentemente strana è che questo dispositivo, che dal punto di vista strutturale è molto simile a quello precedente, mette in comunicazione la linea di aspirazione con la linea di scarico. Una probabile finalità di questo dispositivo è stata trovata sul manuale Refrigeration Handbook dell'ASHRAE. Su questo manuale viene ribadito che qualora la temperatura di evaporazione fosse inferiore ai -45°C diverrebbe necessario dotare la linea di aspirazione di un surriscaldatore per innalzarla per lo meno fino a -43°C. Rispettando questo valore di soglia, secondo quanto dice il manuale, si dovrebbe prevenire l'infragilimento delle valvole di aspirazione del compressore.
Viene qui riportato, Fig3.3, lo schema funzionale di un impianto a cascata a doppio stadio che è stato direttamente preso dal manuale di cui sopra.

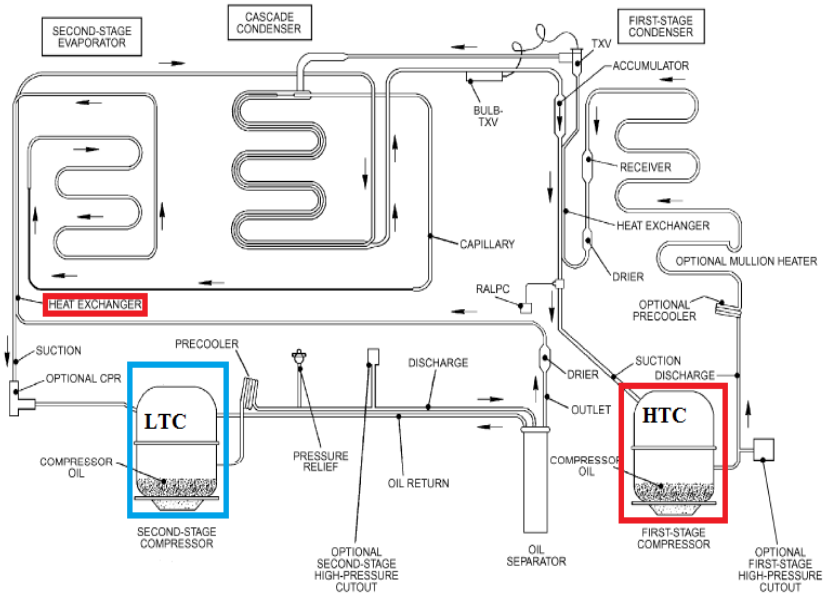

Figura 3.3: Schema funzionale di un ciclo a cascata *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*.

Anche in questo schema è rappresentato lo scambiatore di cui si parlava precedentemente, qui evidenziato dal rettangolo rosso sulla sinistra dell'immagine. Potrebbe anche essere che questo dispositivo venga utilizzato per evitare la condensa del vapor d'acqua contenuto nell'aria a contatto con la linea di aspirazione. Questo intenso surriscaldamento è qui realizzato sfruttando le alte temperature del vapore surriscaldato in uscita dal compressore. Un vantaggio che può derivare dalla scelta di realizzare questo surriscaldamento adoperando il fluido in uscita del compressore è quello di poter dimensionare il condensatore a cascata per una minore quota di desurriscaldamento. La sua superficie sarebbe sfruttata in modo più efficiente; verrebbe infatti ridotta la superficie di scambio necessaria a desurriscaldare il vapore, caratterizzato da un baso coefficiente di scambio termico rispetto a quello caratteristico di un fluido in cambiamento di fase.

Bisogna inoltre ricordare che è molto importante installare a valle del compressore del LTC (6) un separatore d'olio (8), che invece può essere omesso nel circuito di alta temperatura. Alle basse temperature si riduce infatti la miscibilità del lubrificante mentre aumenta la viscosità e in queste condizioni diverrebbe difficile assicurare il corretto ritorno e trascinamento dell'olio.

L'olio rimasto intrappolato negli scambiatori di calore compromette lo scambio termico ed è per questo motivo che è importante assicurare in primis che l'olio non raggiunga gli scambiatori e in secondo evitare che la piccola quota non catturata dal separatore stratifichi in essi.

È inoltre molto importante comprendere come viene svolto il raffreddamento dell'olio del compressore, che giace nella parte inferiore della calotta (7). La soluzione impiantistica adoperata in questa macchina prevede di sfruttare lo stesso fluido refrigerante del circuito di alta temperatura per raffreddare l'olio del compressore del LTC. L'olio così raffreddato riacquisisce le sue proprietà assicurando la corretta lubrificazione delle parti meccaniche e un certo raffreddamento del compressore stesso. Questa tecnica di raffreddamento dell'olio lubrificante prende il nome di "oil cooler".

I refrigeranti adottati nel circuito di bassa temperatura hanno pressioni di saturazione alla temperatura ambiente molto elevate. Questa condizione richiederebbe che tutti i componenti del LTC vengano progettati per sopportare queste alte pressioni. Ciò non è economicamente e materialmente fattibile. Per fare in modo che questi refrigeranti possano essere utilizzati, dato che in occasione di manutenzione il fluido nell'impianto potrebbe portarsi in equilibrio con la temperatura ambiente, bisogna prevedere l'installazione di un serbatoio di espansione (9).

Un fade out vessel, così è chiamato in lingua inglese questo serbatoio, è normalmente collegato all'uscita dell'evaporatore. Quando il sistema viene spento e la temperatura comincia a salire, il volume del serbatoio insieme a quello di avanzo del circuito devono essere grandi abbastanza per permettere che tutto il refrigerante liquido possa evaporare senza eccedere il valore della pressione di progetto. Il volume totale del serbatoio deve essere dimensionato in modo tale che, alla temperatura di equalizzazione, il refrigerante abbia spazio a sufficienza per evaporare e raggiungere così una pressione di saturazione che non superi il limite di progetto.

Per il dimensionamento del serbatoio si prende in considerazione una temperatura di equalizzazione pari al valore più alto che si presume il refrigerante possa raggiungere durante lo spegnimento dell'impianto. Il valore limite di pressione nasce dal compromesso tra l'aspetto economico legato alle dimensioni del serbatoio e la massima pressione ammissibile dei componenti del circuito.

Più è bassa la pressione di progetto dei componenti e maggiori dovranno essere le dimensioni del serbatoio. Per calcolare il volume del serbatoio è necessario conoscere la carica totale e il volume specifico del refrigerante gassoso in corrispondenza della temperatura di equalizzazione e della pressione di progetto. Bisogna anche avere un'idea del volume dei componenti del sistema comprese le tubazioni.

Qui di seguito viene descritto cosa succede nell'impianto in un suo periodo di spegnimento.

Durante lo spegnimento dell'impianto, la miscela di refrigerante comincia ad evaporare seguendo una trasformazione isocora. Solo dopo che è terminata l'evaporazione, l'aumento

della pressione con la temperatura diventa lieve. Aumentare il volume a disposizione significa aumentare il volume specifico ed assicurare così che la completa vaporizzazione termini in corrispondenza di una pressione minore.

Proseguendo con l'analisi del circuito, il fluido lato alta temperatura evaporerà all'interno dello scambiatore a cascata e subirà un lieve surriscaldamento dovuto all'accostamento con il rispettivo capillare. Nel ciclo di alta temperatura è inserito un accumulatore (10) che invece non è previsto per il ciclo di bassa temperatura. L'accumulatore è un piccolo serbatoio che serve a raccogliere il refrigerante rimasto liquido che può non essere del tutto evaporato a causa di una eventuale riduzione del carico termico. Questa è una procedura impiantistica precauzionale perchè la carica di refrigerante per un impianto che adopera come organo di laminazione il capillare è progettata per garantire il surriscaldamento in condizioni di minimo carico.A questo punto il fluido refrigerante viene compresso (11) fino a raggiungere la pressione di condensazione; andrà poi incontro ad una prima pre-condensazione (12) per essere così in grado, evaporando nuovamente, di sottrarre calore all'olio lubrificante stipato nella coppa del compressore del LTC (7). L'olio del compressore dell'HTC non è raffreddato tramite il fluido refrigerante che opera da fluido secondario (oil cooler), ma mediante un pre-condenser (13); questo non è altro che un rango della batteria di scambio in cui si fa circolare l'olio anziché il fluido refrigerante. Anche la pre-condensazione del refrigerante (12) è effettuata utilizzando parte (qualche rango) della batteria allettata (14). Il fluido arriva così al condensatore (14) principale, in questo caso una batteria alettata con circolazione dell'aria forzata; tutto il gruppo (compressori-condensatore) viene installato nell'apposito vano moto-condensante che è situato nella parte bassa del refrigeratore. Ora il fluido passando prima per l'essiccatore (15), giungerà al capillare del circuito di alta temperatura (16). Sia il compressore del ciclo di alta temperatura sia quello adoperato per il ciclo di bassa temperatura sono compressori ermetici di tipo volumetrico alternativo. Questo significa che il motore elettrico è interamente contenuto nella shell insieme all'albero a gomiti che movimenta il pistoncino all'interno del cilindro. I compressori vengono detti volumetrici quando l'azione di compressione si ottiene mediante una riduzione del volume ed in particolare quelli di tipo alternativo sfruttano la corsa di un pistone all'interno di un cilindro per ottenere questo effetto.

Il raffreddamento del compressore tramite il sistema denominato "oil cooling" complica molto il circuito frigorifero e una sua realizzazione su larga scala inciderebbe sul costo del prodotto finito. Infatti per realizzare questo sistema di raffreddamento bisognerebbe disporre di compressori con molteplici fori d'ingresso e d'uscita; questa lavorazione aggiuntiva li

rende costosi e difficili da trovare sul mercato. Il compressore di bassa temperatura, secondo quanto descritto prima, dovrebbe disporre di attacchi nella parte bassa della calotta per accogliere sia la tubazione del ritorno dell'olio sia quella necessaria a far scorre il fluido refrigerante del ciclo di alta temperatura adoperato per il raffreddamento.

4. Fluidi refrigeranti per un ciclo a cascata e F-Gas Regulation

La scelta dei fluidi refrigeranti adatti per la realizzazione di un ciclo a cascata progettato per il raggiungimento e il mantenimento di temperature molto basse, nel nostro caso di circa -80°C, è un aspetto fondamentale se si vuole conseguire una buona prestazione energetica.

La valutazione dell'idoneità o meno di un fluido a lavorare in un certo range di temperature deve prendere in considerazione diversi aspetti, tra i quali quello energetico, quello ambientale e quello legato alla sicurezza. Il campo di temperature su cui si basa l'investigazione è dettato dall'applicazione che si vuole realizzare (la nostra sorgente o pozzo freddo) e dalla temperatura dell'ambiente d'installazione (sorgente o pozzo caldo).

Prima dell'analisi termodinamica per la selezione della miglior coppia di fluidi refrigeranti vengono qui di seguito espresse tutte le proprietà termodinamiche che bisogna prendere in considerazione se si vuol valutare la bontà di un fluido frigorifero a lavorare in un certo campo di temperature.

Dovendo mantenere un ambiente ad una temperatura di circa o inferiore ad -80°C è necessario che il fluido candidato per lavorare nel LTC abbia una temperatura di ebollizione normale più bassa di questo valore.

È importante mantenere una pressione all'interno dell'evaporatore superiore a quella atmosferica per evitare qualsiasi infiltrazione dall'esterno. Voler lavorare con pressioni superiori a quella atmosferica è una scelta precauzionale, il sistema infatti è realizzato per essere ermetico e infiltrazioni dall'esterno dovute ad una differenza di pressione, sono quasi del tutto improbabili.

Un buon fluido deve inoltre possedere un elevato calore latente di vaporizzazione per pressioni di poco superiori a quella atmosferica, deve essere chimicamente stabile e compatibile con l'olio lubrificante.

Con la certezza di dover adoperare compressori ermetici, in cui il motore elettrico stesso è bagnato dal fluido, è essenziale che quest'ultimo non sia corrosivo verso gli avvolgimenti.

Importante è che il fluido presenti un volume specifico non eccessivamente elevato alle temperature di aspirazione del compressore; ciò implicherebbe l'acquisto di un compressore di maggior taglia, maggior cilindrata e dunque con un costo più elevato.

Un altro aspetto rilevante nella scelta di un fluido è il fatto che questo presenti delle pressioni di saturazione accettabili alle temperature di lavoro, un elevato rapporto di compressione infatti influenza negativamente la potenza assorbita o richiesta al compressore.
Un'altra proprietà utile che deve possedere il fluido è un basso valore del coefficiente di dilatazione adiabatico o rapporto tra i calori specifici a pressione e volume costanti. Un alto valore di quest'ultimo fa si che a parità di condizioni di aspirazione e pressione allo scarico, risulti essere più elevata la temperatura in uscita dal compressore con il rischio che questa superi il limite ammissibile dettato dalla degradazione delle proprietà dell'olio lubrificante. In sintesi a parità di temperatura di aspirazione e pressioni di lavoro, ad un maggior coefficiente di espansione isoentropica segue un maggior assorbimento di potenza per la realizzazione della compressione.
È meglio per di più che il fluido presenti nelle condizioni di aspirazione un basso calore specifico così da poter limitare il lavoro massico di compressione.
Seguendo questi accorgimenti si sono valutati tutti i possibili fluidi più idonei a lavorare rispettivamente nel ciclo di bassa temperatura e in quello di alta temperatura.
Nella tabella sottostante, Tab.4.1, sono riportati tutti i fluidi refrigeranti adatti a lavorare nel LTC con le relative temperature di ebollizione normale e GWP.

Tabella 4.1: Proprietà termodinamiche ed ambientali fluidi refrigeranti per LTC.

Fluido	Tossicità	Inf.	TebN [°C]	ODP	GWP
etano R170	A	3	-89	0	6
Etene R1150	A	3	-104	0	4
Miscele Azeotropiche					
R503	A	1	-88	0.599	15000
R508A	A	1	-86	0	13000
R508B	A	1	-88.3	0	13000

La nuova normativa sugli F-Gas, la cui finalità è quella di dar avvio ad una progressiva fase di transizione verso fluidi che abbiano un minor impatto ambientale dal punto di vista dell'effetto serra, per ora non è ancora stata estesa al campo delle applicazioni a basse temperature per stoccaggio e conservazione di materiale medico.
Nella maggioranza delle altre applicazioni sono state fissate delle date che segnano il periodo entro il quale una certa tipologia di fluido non potrà più essere adoperato e commercializzato.
Messi al bando secondo le direttive del protocollo di Montreal gli HCFC e CFC (Fluidi alogenati contenenti Cloro) in quanto responsabili del depauperamento dello strato dell'

ozono, ora le norme sono focalizzate a promuovere la diffusione e l'utilizzo di fluidi refrigeranti a basso GWP.

Il Global Warming Potential è un parametro che è stato introdotto al fine di valutare e stimare il contributo dei fluidi frigorigeni all'effetto serra o al riscaldamento globale. L'anidride carbonica è stata presa come riferimento; questo significa che ad essa è stato associato un GWP pari ad uno. Per tutti gli altri fluidi il GWP sta ad indicare i grammi di $C0_2$ equivalente per grammo di sostanza.

La F-Gas Regulation è uno strumento legislativo Europeo che è direttamente applicabile a tutti gli stati membri. L'obbiettivo di questa norma, che fa parte dell'agenda Europea per contrastare il cambiamento climatico, è quello di ridurre le emissioni che scaturiscono dai gas fluorati (HFC). La legge è entrata in vigore nel Gennaio 2015 sostituendo la versione precedente del 2006.

I gas compresi nella legge sono i gas fluorati con elevato effetto serra ed in particolare gli HFC o (Idro-Fluoro_Carburi). La più grande novità dell'attuale versione normativa è l'introduzione di una mappa temporale che regoli la transizione verso nuovi fluidi frigorigeni.

Il procedimento che regola questo cambiamento è pensato affinché entro il 2030 il consumo di HFC venga ridotto del 79%. L'intera industria del settore, dai produttori di fluidi, ai costruttori di macchine per la refrigerazione ed utilizzatori di fluidi, sarà interessata da questa nuova norma.

In particolar modo approfondiamo ora in che modo questa nuova legge si ripercuote sui costruttori di refrigeratori e sistemi di condizionamento dell'aria.

Ci sono due provvedimenti particolarmente importanti che colpiranno i produttori di apparecchiature: le nuove regolamentazioni sul sistema di etichettatura e l'aggiornamento della messa al bando di determinati fluidi.

Nella figura seguente, Fig.4.1, per ogni tipologia di applicazione sono mostrate le date oltre le quali fluidi con talune proprietà non potranno più essere adoperati e quindi immessi sul mercato.

Prodotti e apparecchiature	Data del divieto
Frigoriferi e congelatori domestici contenenti HFC con GWP uguale o superiore a 150	1 gennaio 2015
Aerosol tecnici che contengono HFC con GWP uguale o superiore a 150, ad eccezione di quelli conformi a norme di sicurezza nazionali o quando sono utilizzato per applicazioni medicali	1 gennaio 2018
Impianti fissi di refrigerazione che contengono, o il cui funzionamento dipende dai, gas HFC con GWP uguale o superiore a 2500, tranne le apparecchiature destinate a un'applicazione progettata per raffreddare prodotti a temperature inferiori a -50°C	
Impianti di condizionamento portatili per ambienti (apparecchiature sigillate ermeticamente che l'utente finale può trasportare tra le camere) contenenti HFC con GWP uguale o superiore a 150	1 gennaio 2020
Schiume di polistirene estruso (XPS) contenenti HFC con GWP uguale o superiore a 150, tranne quelle conformi a norme di sicurezza nazionali	
Frigoriferi e congelatori per uso commerciale (apparecchiature ermeticamente sigillate) contenenti HFC con GWP uguale o superiore a 2500	
Frigoriferi e congelatori per uso commerciale (apparecchiature ermeticamente sigillate) contenenti HFC con GWP uguale o superiore a 150	
Impianti di refrigerazione multipack centralizzati per uso commerciale con una capacità nominale di 40 kW o superiore che contengono, o il cui funzionamento dipende da tali gas fluorurati ad effetto serra con GWP uguale o superiore a 150, tranne che nel circuito frigorifero primario di impianti a cascata dove possono essere utilizzati i gas fluorurati ad effetto serra con un GWP inferiore a 1500	1 gennaio 2022
Schiume che contengono HFC con GWP uguale o superiore a 150, tranne quelle conformi a norme di sicurezza nazionali	1 gennaio 2023
Impianti di climatizzazione monosplit contenenti meno di 3 kg di gas fluorurati ad effetto serra, che includono, o il cui funzionamento dipende da tali gas fluorurati ad effetto serra con GWP uguale o superiore a 750	1 gennaio 2025

Figura 4.1: F-Gas Regulation

È altresì importante verificare che le tonnellate equivalenti emesse durante tutto il ciclo vita di una apparecchiatura che utilizza i nuovi fluidi non risulti maggiore rispetto al caso in cui vengano invece utilizzati gli HFC. Questo significa che non bisogna soltanto valutare il GWP dei fluidi, ma anche l'efficienza del ciclo termodinamico e la carica utilizzata nell'impianto. Un ciclo termodinamico meno efficiente assorbe più potenza elettrica e questo significa che al suo funzionamento è associata una maggiore emissione di anidride carbonica.

Per quanto riguarda l'etichettatura è ora obbligatorio indicare il GWP del fluido utilizzato ed esprimere la carica in termini di CO_2 equivalente.

Le restrizioni stabilite dalla F-Gas Regulation coprono anche le applicazioni ermetiche nonostante queste siano soggette a bassissimi ratei di fuga di gas refrigerante. Basti pensare alle restrizioni introdotte per le applicazioni ermetiche domestiche, ovvero i classici frigoriferi per la conservazione dei prodotti alimentari. Quando infatti si deve stimare il contributo che la

dispersione di un fluido refrigerante in ambiente ha sull'effetto serra bisogna prendere in considerazione tutta la filiera. Questo significa che le dispersioni verso l'atmosfera si posso avere non solo durante il funzionamento dell'impianto, per via delle fughe e delle successive ricariche, ma in tutto il ciclo vita comprendente per esempio la fase di trasporto e i procedimenti di smaltimento. L'indice TEWI permette di calcolare la CO_2 equivalente emessa durante tutto il ciclo vita dell'impianto, tenendo anche in considerazione il consumo e la fonte energetica da cui si stima venga prodotta l'energia elettrica assorbita. La ricerca dell'ottimizzazione energetica a cui segue un risparmio di consumo elettrico a parità di bene fornito (il freddo) è indirettamente fonte di risparmio di CO_2 emessa.

L'entrata in vigore di queste normative ha nuovamente focalizzato l'interesse e la ricerca sui fluidi naturali come ad esempio gli idrocarburi.

Nonostante non ci siano limitazioni o norme che regolamentino l'utilizzo dei fluidi frigorigeni per le applicazioni di nostro interesse, come si evince dalla figura precedente, è ormai pratica comune nei costruttori leader del settore adoperare fluidi che abbiano una footprint rinnovabile.

In un momento in cui l'interesse delle persone è maggiormente rivolto verso le tematiche ambientali, per un'azienda è diventato sempre più importante acquisire una reputazione green. Dunque abbiamo reputato che la soluzione migliore fosse quella di presentarsi sul mercato con un prodotto all'avanguardia senza prendere in analisi soluzioni che se non attualmente obsolete lo saranno nel futuro più prossimo. Come si evince dalla tabella di cui sopra, Tab.4.1, l'R508A/B e l'R503 (due miscele azeotropiche, ovvero che presentono un concentrazione tale per cui le transizioni di fase avvengono a temperatura costante) presentano un GWP elevatissimo e inoltre, come sottolineato nel capitolo dedicato allo stato dell'arte, la sostituzione di questi fluidi con gli HC consente di ottenere cicli termodinamici più efficienti. Dunque, la scelta dei fluidi idonei per il LTC, supportata dalle considerazioni fatte fino ad ora, ricade sull'etano (R170) e sull'etene (R1150). La differenza tra i due fluidi, come espresso anche dal nome, sta semplicemente nel fatto che il primo appartiene alla famiglia degli alcani, mentre il secondo a quella degli alcheni. In pratica nell'etene vi è un doppio legame che unisce i due atomi di carbonio e ciò fa si che vi siano meno atomi di idrogeno. L'etano presenta la formula bruta C_2H_6 mentre l'etene C_2H_4. Una differenza nella struttura atomica comporta delle differenze nelle proprietà fisiche e termodinamiche.

La progettazione di un ciclo a cascata operante con fluidi naturali, che nel nostro caso sono idrocarburi, richiede qualche sforzo maggiore dal punto di vista costruttivo che va ad incidere sul prezzo finale del prodotto. Infatti essendo gli idrocarburi infiammabili (appartenenti alla

classe A3) la loro massima quantità o carica all'interno di un circuito frigorifero è normata e limitata ad un massimo valore di 180 grammi. Questo limite è associato al singolo ciclo termodinamico; in un ciclo a cascata i due circuiti di alta e bassa sono indipendenti e non comunicanti fra di loro e questo significa che potremmo avere una massima quantità di fluido infiammabile pari a 360g.

Alcuni dei vantaggi che derivano dalla scelta degli idrocarburi sono: le ottime proprietà termodinamiche e la buona compatibilità con i componenti. Inoltre la restrizione vincolante sulla massima carica utilizzabile comporta il conseguimento di un vantaggio, legato alla necessità di utilizzare tubazioni e scambiatori di dimensioni contenute e quindi di minor costo.

Anche per la scelta dei fluidi idonei a lavorare nell'HTC si sono tenute in considerazione le tematiche ambientali e prestazionali. L'HTC è un convenzionale LBP (Low Back Pressure circuit) e dunque i fluidi compatibili sono gli stessi di queste applicazioni (R290 o propano, R1270 o propene, R404a, R410a). Nella tabella seguente, Tab.4.2, sono riportate le caratteristiche dei fluidi compatibili per il ciclo di alta temperatura (HTC).

Tabella 4.2: Proprietà termodinamiche ed ambientali fluidi refrigeranti per l'HTC.

Proprietà fluidi refrigeranti per HTC	TebN [°C]	Pcr [bar]	Tcr [°C]	Categoria (Tox-inf)	GWP	ODP
R290	-42	43	97	A3	3	0
R1270	-47.7	46.13	91.75	A3	3	0
R404a	-46.45	37.31	72.07	A1	3780	0
R410a	-51.58	49.26	72.3	A1	1890	0

Per avere un accoppiamento ottimale del fluido dell'HTC con il fluido del LTC bisogna fare in modo che il primo presenti una T_{ebN} simile alla temperatura di condensazione del LTC e che presenti un salto entalpico lato evaporazione nello scambiatore a cascata comparabile a quello messo a disposizione dal fluido del LTC che invece condensa.

In questo modo si mantiene simile il rapporto di circolazione, rapporto tra la massa circolante nell' HTC e la massa circolante nel LTC, la quale è funzione del carico frigorifero da asportare.

La scelta della temperatura intermedia ottimale, che è la media tra le T_{cond} e la T_{evap} all'interno dello scambiatore a cascata, è quella che permette di raggiungere il COP globale maggiore. Fissato un delta di temperatura nello scambiatore, in questo caso 5K, la temperatura

intermedia varia al variare della T_{evap} scelta per l'HTC. Il COP globale massimo è minore del più piccolo tra i COP del LTC e dell'HTC; per questo motivo la temperatura intermedia ottimale è quella per cui si ottengono valori dei COP del LTC e dell'HTC simili fra loro.
Qui di seguito è mostrata l'equazione che descrive il COP globale del sistema.

$$COP_{TOT} = \frac{1}{(\prod_{J=1}^{n}(\frac{1}{COP_J}+1))-1} \qquad (4.1)$$

Dove "n" rappresenta il numero di cicli a cascata, mentre il simbolo a denominatore è il simbolo della produttoria. Nel nostro caso "n" risulta essere pari a due e si parla di un ciclo a cascata a doppio stadio.
Un'attenta selezione dei fluidi refrigeranti in un sistema a cascata, che si focalizza sulla ricerca della miglior coppia per un certo range di temperature, consente il soddisfacimento della refrigerazione garantendo al contempo una buona prestazione energetica del sistema.
Quando si confrontano le prestazioni energetiche dei cicli termodinamici ottenibili con diverse coppie di fluidi è molto importante stabilire le condizioni operative e mantenerle costanti per tutte le valutazioni.
La miglior coppia per un determinato range di temperature (dato da diverse temperature di condensazione per l'HTC e altrettante temperature di evaporazione per il LTC) è quella che consente il raggiungimento del migliore COP e in parte della miglior capacità volumetrica.
La capacità volumetrica è un parametro che serve a descrivere qual è la portata volumetrica che i compressori devono movimentare per asportare un determinato carico termico. Questo indice ci informa delle dimensioni che dovrebbero possedere i compressori e quindi indirettamente anche del loro costo.

$$V_C = \frac{\dot{Q}_l}{\dot{m}_l * v_{1,l} + \dot{m}_h * v_{1,h}} = \frac{h_1 - h_4}{v_{1,l} + m * v_{1,h}} \qquad (4.2)$$

Dove nella prima definizione a sinistra a numeratore vi è la potenza sottratta all'evaporatore, a denominatore la somma delle portate volumetriche, al numeratore della seconda definizione vi è l'effetto frigorifero all'evaporatore mentre la "m" che compare al secondo membro del denominatore rappresenta il rapporto di circolazione.
Un parametro importante che incide molto sul valore della capacità volumetrica, come si può notare dalla definizione, è il valore del volume specifico del refrigerante saturo in uscita dall'evaporatore.
Uno dei criteri che deve essere preso in considerazione per la valutazione dell'adeguatezza di un certo fluido ad essere adoperato sia come HTC o LTC è che la temperatura scelta per la

condensazione sia sufficientemente più bassa della temperatura critica. Rispettando questo criterio si assicura il raggiungimento di un elevato effetto frigorifero.

Nel condurre questa analisi termodinamica si sono fatte le seguenti assunzioni:

1. Il processo di compressione è adiabatico ma non isoentropico.

a) Questo significa che le cause che fan si che il processo devi dalla reversibilità, come per esempio gli attriti meccanici e quelli fluidodinamici, si dissipano sotto forma di calore incrementando la temperatura di scarico del refrigerante.

2. Il refrigerante in uscita dal condensatore e dallo scambiatore a cascata lato LTC è in condizioni di liquido saturo mentre il fluido in uscita dagli evaporatori del LTC e del HTC è in condizioni di vapore saturo.
3. Tutti i processi di scambio termico nei rispettivi scambiatori sono isobarici.
4. Non vi è calore ceduto all'ambiente dai componenti, a parte per il condensatore del ciclo di alta.

a) Questo significa che si trascurano raffreddamenti e riscaldamenti che potrebbero avvenire lungo i tratti di tubazione che mettono in comunicazione i diversi componenti. Le proprietà del fluido in uscita da un componente corrispondono a quelle di ingresso del componente successivo.

5. L'espansione del refrigerante è assunta isoentalpica.
6. Sono trascurabili le variazioni di energia cinetica e potenziale.

Per ogni coppia di fluidi refrigeranti naturali, per certi valori di temperatura di evaporazione e condensazione, dettati dall'applicazione, esiste un solo valore della temperatura intermedia per cui si ha il massimo coefficiente di prestazione energetica.

Come accennato qualche riga più in su più i COP dei singoli cicli sono simili e più ne beneficia il COP complessivo che risulta minore di entrambi.

Per questo motivo spesso la temperatura intermedia ottimale è quella che rende i salti di temperatura di lavoro nei singoli cicli di alta e di bassa della stessa entità.

Il risultato di questo breve studio introduttivo è quello di selezionare quella coppia di fluidi, che, a parità di condizioni operative (tra cui pressioni di lavoro, efficienza di compressione, pari valore di surriscaldamento e sottoraffreddamento e medesimo salto di temperatura nell'accoppiamento tra i due cicli) permetta di realizzare il ciclo termodinamico più efficiente.

Qui di seguito vengono riportate le condizioni operative di cui mi sono servito per condurre l'analisi:

1. temperatura di evaporazione, pari a -85°C.

2. temperatura di condensazione a 35°C.
3. salto di temperatura nello scambiatore a cascata uguale a 5K.

Gli andamenti che sono riportati nella figure sottostanti, Fig.4.2 e Fig.4.3, mostrano il COP in funzione della temperatura di evaporazione nello scambiatore a cascata.

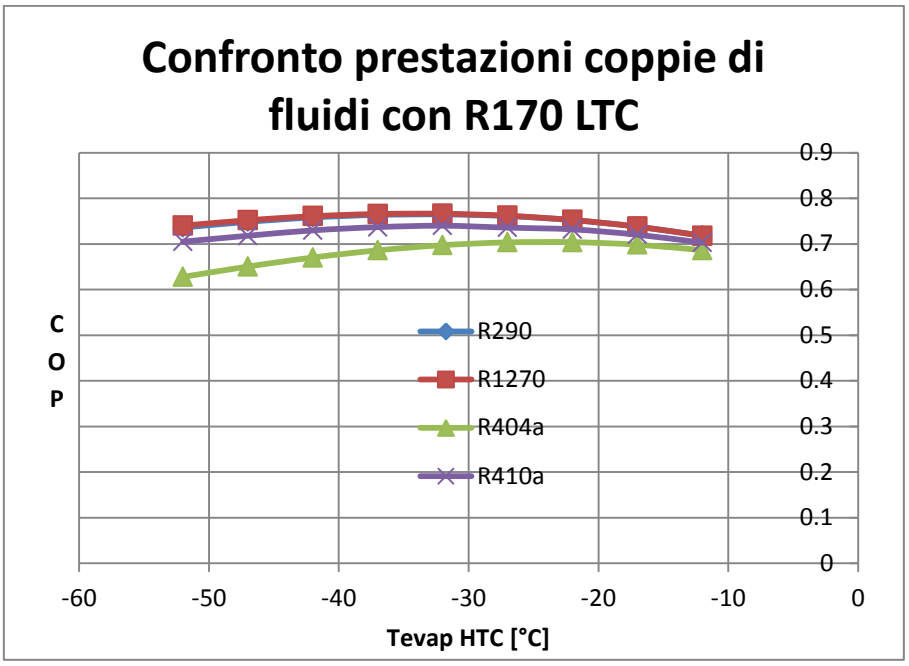

Figura 4.2: Confronto prestazione coppie di fluidi con etano per il LTC.

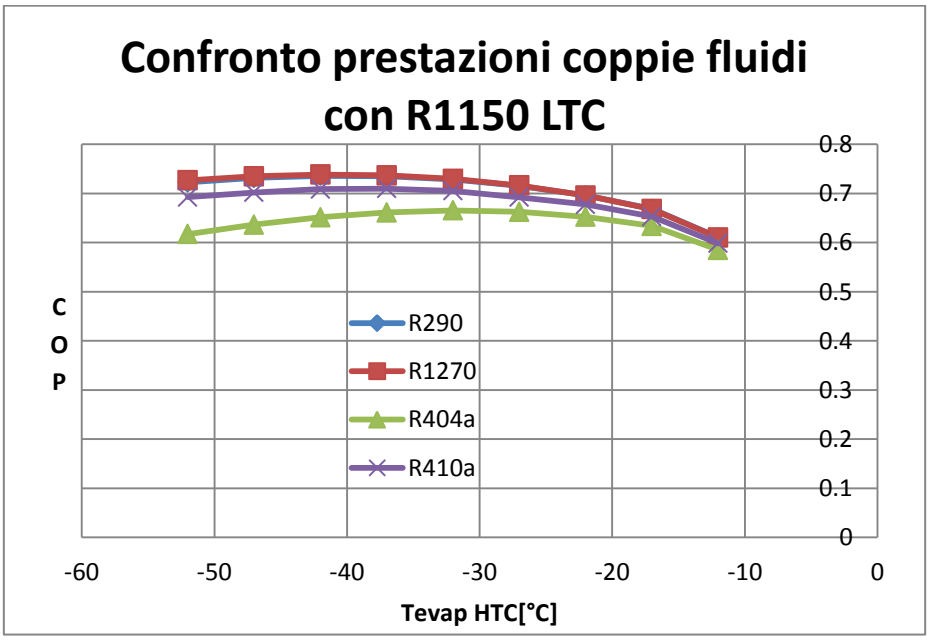

Figura 4.3: Confronto prestazioni coppie di fluidi con etene come LTC

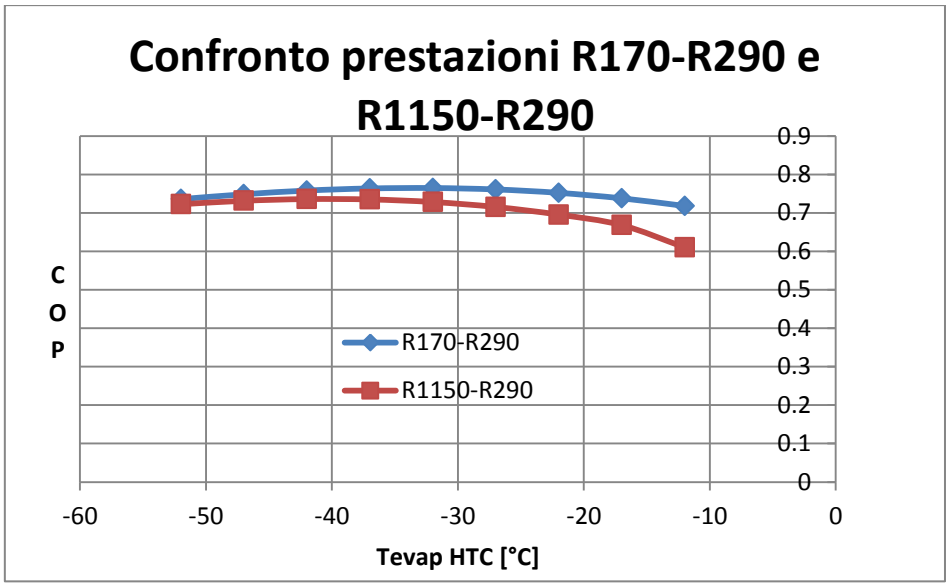

Figura 4.4: Confronto accoppiamento Etano-Propano ed Etene-Propano

Come si può notare per il caso dell' R170 come LTCR le prestazioni migliori si trovano in accoppiamento con l'R290 o R1270 che si comportano similmente fra loro. La stessa cosa accade se si prende in considerazione l'R1150 come fluido per il LTC.

In entrambi i casi le prestazioni maggiori si raggiungono intorno ad una temperatura di evaporazione per l'HTC compresa tra -37°C e -32°C.

Dall'ultima figura, Fig.4.4, si può osservare come le prestazioni raggiunte con la coppia R170-R290 siano maggiori di quelle raggiunte con la coppia R1150-R290, nel range di temperatura in cui si raggiunge il massimo COP. La maggior efficienza che si riscontra con l'R170 come LTCR, considerati i simili calori latenti di evaporazione dei due possibili LTCR, è dovuta al minor valore del coefficiente di espansione adiabatica che fa sì che la potenza assorbita dal compressore risulti minore.

La prima coppia dunque sembrerebbe quella più idonea. Diversamente, un vantaggio che deriverebbe dalla scelta di adottare l'etilene o R1150 come LTCR è legato al fatto che questo fluido ha una temperatura di ebollizione normale molto più bassa rispetto all'etano o R170. Questa caratteristica permetterebbe infatti di evaporare ad un temperatura inferiore rispetto ai -85°C su cui si è basata l'analisi. Con temperature inferiori il COP diminuirebbe ulteriormente rispetto a quello dell'accoppiamento con l'R170 ma si incrementerebbe il salto di temperatura all'evaporatore tra sorgente fredda e fluido. Con un maggior salto di temperatura la superficie dell'evaporatore necessaria ad asportare il carico frigorifero risulterebbe inferiore permettendo così una riduzione dei costi legati alla realizzazione della serpentina dell'evaporatore.

Un secondo vantaggio che può derivare dall'utilizzo dell'etilene è quello del suo volume specifico minore rispetto all'etano il che consente di adoperare un compressore di taglia inferiore.

Inoltre qui di seguito, mantenendo fisse le condizioni operative, vengono paragonate le prestazioni della coppia R170-R290 con una delle prime coppie adottate per la realizzazione di un ULT freezer (R508a-R404a), Fig.4.5.

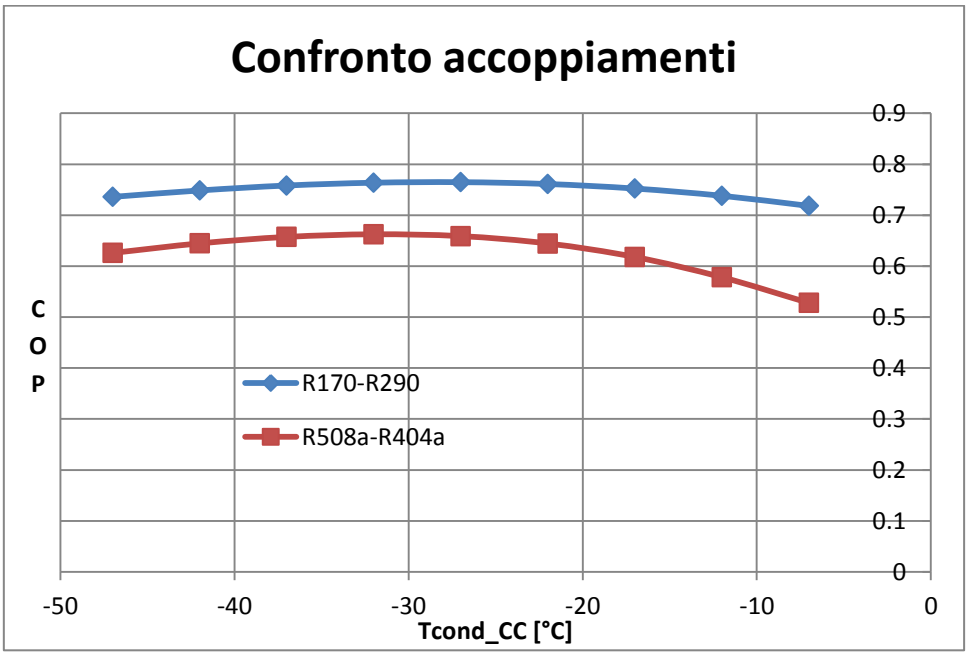

Figura 4.5: Confronto nuovi fluidi idrocarburi con coppia R508a-R404a.

Il grafico mette in evidenza come le affermazioni fatte nel capitolo dedicato allo stato dell'arte, in cui si ribadiva la bontà dal punto di vista energetico nella scelta degli idrocarburi, fossero veritiere.

.

5. Componenti principali di un ciclo a cascata

5.1 Il capillare

Il capillare è una tubazione in rame di piccolissimo diametro che viene utilizzata per espandere il liquido sottoraffreddato in uscita dal condensatore fino alla pressione di evaporazione.

La caratteristica del tubo capillare di lasciar fluire del fluido liquido molto più facilmente rispetto a del fluido in fase vapore-il cui volume specifico è assai più elevato-lo assimila ad una valvola dosatrice. Quando un tubo capillare è dimensionato per garantire un determinato flusso di refrigerante, il liquido chiude l'ingresso. Nell'evenienza in cui il sistema si sbilanci potrebbe accadere che il fluido refrigerante presenti all'imbocco del capillare una certa quantità di fase vapore. Il vapore ostruirebbe il capillare riducendo considerevolmente la portata di refrigerante; una repentina conseguenza sarebbe l'aumento della pressione di condensazione. Tuttavia, con l'aumento della pressione si ristabilirebbe la presenza di liquido sottoraffreddato all'ingresso del tubo capillare. Il risultato finale sarebbe l'aumento della portata elaborata dal tubo capillare. Se dimensionato correttamente il tubo capillare compensa automaticamente le variazioni di carico fornendo un'accettabile performance del sistema in un limitato campo di condizioni operative. Il tubo capillare è adatto per sistemi in cui non si prevedono grandi variazioni delle condizioni operative ed in particolare della pressione di condensazione e di quella di evaporazione. La temperatura ambiente, che è uno di quei parametri che maggiormente influenza la pressione di condensazione, per la nostra applicazione è pressoché costante in quanto l'installazione dell'apparecchio è prevista in ambiente a temperatura controllata. Questo significa che al variare delle stagioni la temperatura ambiente si può considerare quasi costante.

I vantaggi che derivano dall'utilizzare un capillare per la realizzazione della caduta di pressione anziché una valvola termostatica sono i seguenti:

- E' molto semplice, dato che non vi sono parti mobili, e quindi, se ben progettato, è definitivo.
- Un tubo capillare è meno caro di una valvola termostatica.
- Anche il gruppo frigorifero è meno caro in quanto non può essere installato il ricevitore di liquido.

- Un'altra fonte di risparmio è data dal fatto che la quantità di fluido frigorifero è ridotta.
- Durante l'arresto del compressore, le pressioni si eguagliano e il motore elettrico non ha problemi a riavviare il compressore. Si può quindi optare per un compressore a bassa coppia di avviamento di minor costo rispetto a quello ad alta coppia d'avvio.

Per comprendere le motivazioni per cui un sistema a capillare rispetto ad un sistema a valvola termostatica richiede una carica inferiore e non viene accoppiato con un ricevitore di liquido, bisogna focalizzarsi sulle differenze operative.

La valvola termostatica è in grado di leggere il grado di surriscaldamento all'evaporatore e far variare la portata transitante nel circuito.

Il ricevitore di liquido viene accoppiato alla valvola d'espansione termostatica proprio per la sua necessità di modulare continuamente il flusso di refrigerante verso l'evaporatore in funzione del carico termico. Nei casi di basso carico termico può succedere che non tutta la portata di fluido riesca ad evaporare e conseguentemente l'evaporatore può essere alimentato con una minor portata. La valvola termostatica si chiude e la carica in eccesso sotto forma di liquido si accumula nel ricevitore pronto ad essere utilizzato non appena la valvola rileva l'esigenza di alimentare in maniera maggiore l'evaporatore.

In caso invece di grossi picchi del carico termico la valvola termostatica legge l'aumento del grado di surriscaldamento all'uscita dell'evaporatore è può quindi aprirsi lasciando passare una maggiore portata.

Dal funzionamento della valvola termostatica si evince che la carica di refrigerante deve essere progettata per soddisfare i picchi di carico termico.

Il motivo per cui a monte di un capillare non può essere installato un ricevitore di liquido, è che il capillare non ha la capacità di chiudersi durante gli off del ciclo. Ne consegue che il liquido, stipato all'interno dell'accumulatore, defluirebbe verso l'evaporatore causandone l'allagamento.

La carica di refrigerante per un impianto munito di capillare deve essere studiata affinché anche nelle condizioni di basso carico si abbia un piccolo grado di surriscaldamento. Se il dimensionamento della carica non fosse svolto seguendo questo accorgimento in talune circostanze si rischierebbe di avere del refrigerante liquido nel condotto di aspirazione.

È una pratica progettuale comune quella di posizionare all'uscita dell'evaporatore un piccolo accumulatore di liquido, che serve sia ad evitare che del liquido venga aspirato dal compressore in momenti di riduzione del carico, sia ad accoglierlo nei momenti di spegnimento dell'impianto.

Durante il periodo di off del ciclo è importante che il liquido venga drenato facilmente dal capillare, se ciò non dovesse avvenire si rischierebbe un tempo di equalizzazione delle pressioni eccessivamente elevato. Di conseguenza potrebbe accadere che il compressore, progettato per essere della tipologia LowStartingTorque (bassa coppia di avviamento), non possieda la coppia necessaria per riavviarsi quando richiesto.

Affinché il capillare funzioni correttamente deve essere pulito ed asciutto. Per questo motivo a monte di esso viene installato un filtro.

Bolstad e Jordan (1948) hanno descritto il comportamento di un flusso attraverso un capillare adiabatico dal punto di vista della pressione e della temperatura. Se il fluido refrigerante dovesse arrivare al capillare in condizioni di liquido sottoraffreddato la distribuzione della pressione lungo il tubo sarebbe simile a quella mostrata nel grafico di Fig.5.1.

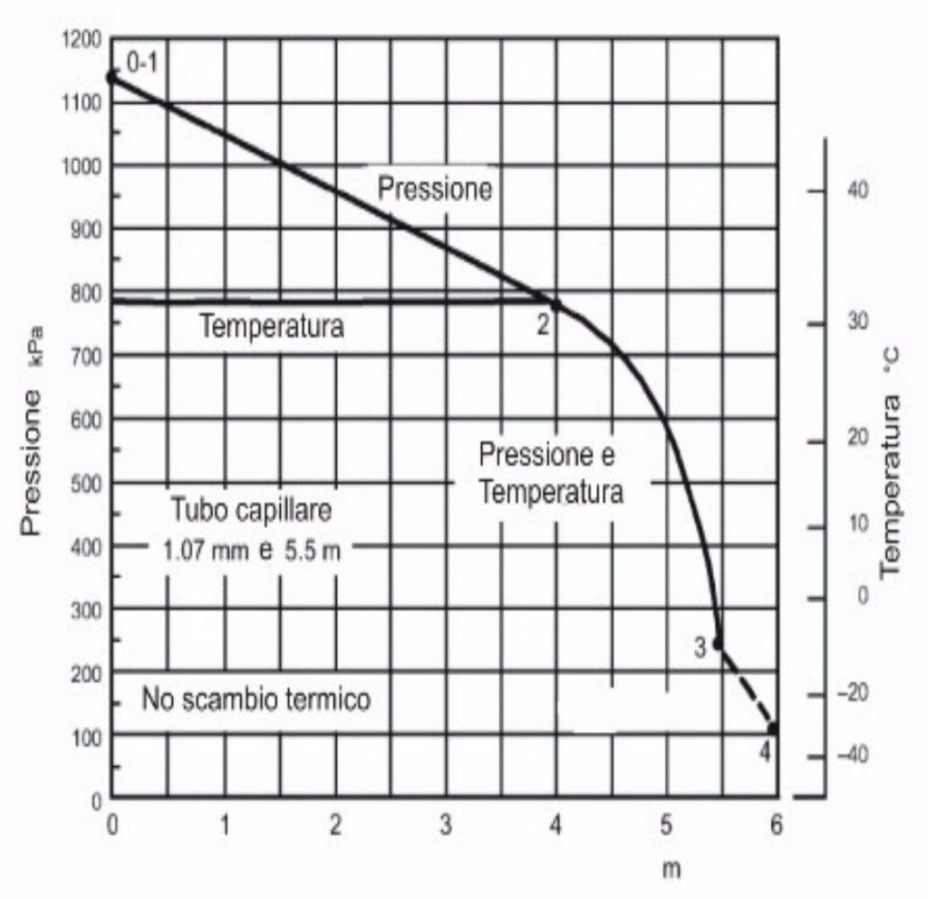

Figura 5.1: Diagramma rappresentante lo stato termodinamico del fluido refrigerante nel capillare, tratto *da: ASHRAE, Refrigeration Handbook*.

Dal punto 1 al punto 2 la caduta di pressione è lineare. Nella porzione di tubo compresa tra i tratti 0-1-2 il refrigerante si trova in condizioni di liquido. In corrispondenza del punto 2 si ha

la formazione della prima bolla di vapore e da qui fino alla fine del capillare (3) la caduta di pressione non è più lineare. La caduta di pressione per unità di lunghezza aumenta più ci si avvicina alla parte terminale del capillare. Una considerevole quota della caduta di pressione si riscontra avvenire nel primo tratto dell'evaporatore (fase 3-4 sulla figura). La temperatura invece, nel caso di un capillare adiabatico, rimane costante fino alla formazione della prima bolla di vapore. In corrispondenza del punto 2 infatti la pressione ha raggiunto il valore di saturazione corrispondente alla temperatura in ingresso e da qui in avanti la temperatura è quella di saturazione corrispondente alla nuova pressione. Dal punto 2 in poi le linee di temperatura e pressione coincidono.

La portata che fluisce nel capillare aumenta all'aumentare della pressione in ingresso e aumenta al diminuire della pressione in uscita fino ad un valore critico oltre il quale rimane costante. La sensibilità della portata alla variazione della pressione esterna diminuisce più ci si avvicina alle condizioni critiche.

La Fig.5.1 illustra un caso in cui la pressione all'uscita del capillare ha raggiunto il valore di pressione critica P3 maggiore della pressione di evaporazione P4.

Qui di seguito viene riportata una procedura per la selezione di un tubo capillare adiabatico. Questa metodologia è stata sviluppata partendo dai risultati di campagne sperimentali condotte con specifici fluidi refrigeranti. È un metodo grafico che consente di fare una stima approssimativa dei due parametri fondamentali per il dimensionamento di un capillare, lunghezza e diametro interno. Come si è detto precedentemente i grafici sono validi solo per alcuni fluidi e la loro applicabilità con fluidi diversi deve essere dimostrata sul campo. È altresì vero che il fatto che questi grafici abbiano prodotto stime approssimativamente corrette con fluidi molto diversi fra loro fa sperare che possano essere validi anche per il nostro caso. Si è dimostrato, in merito alla procedura sotto esame per la corretta stima dei parametri di un tubo capillare, che il mondo dei fluidi frigorigeni può essere diviso in due categorie: i fluidi alogenati e gli idrocarburi. L'utilizzo degli stessi grafici per tutta una categoria di fluidi, comporta errori trascurabili. Il dimensionamento è realizzato ipotizzando un deflusso di tipo critico come succede normalmente nell'esercizio di un tubo capillare. Nel primo grafico, Fig.5.2 per i fluidi alogenati e Fig.5.3 per gli idrocarburi, note le condizioni d'ingresso al capillare (pressione e grado di sottoraffreddamento), si riesce a trovare la portata critica per un capillare di riferimento (1 mm ID e 3000 mm L). In condizioni di deflusso critico la portata smaltita è indipendente dalla pressione di evaporazione. La successiva espansione si realizza attraverso un'onda d'urto localizzata allo sbocco all'interno dell'evaporatore. Per questo motivo il dimensionamento di un capillare si reputa idoneo qualora la pressione critica di

uscita risulti sì maggiore di quella di evaporazione ma comunque non troppo lontana da questo valore; se lo scostamento fosse troppo ampio l'espansione nell'evaporatore darebbe luogo ad un eccessivo rumore.

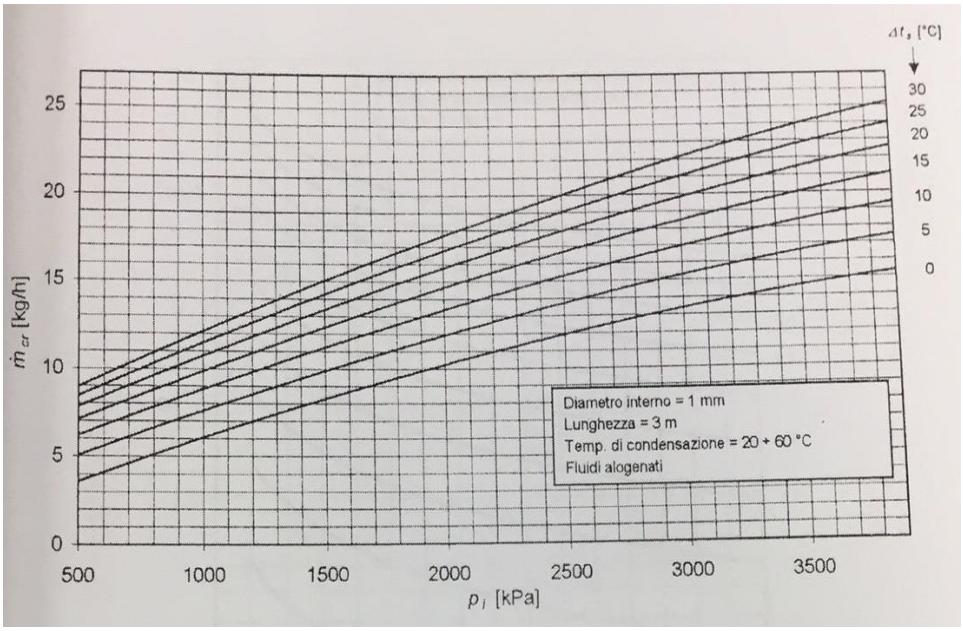

Figura 5.2: Grafico per la determinazione della portata critica di riferimento per fluidi alogenati, *tratto da: ASHRAE*.

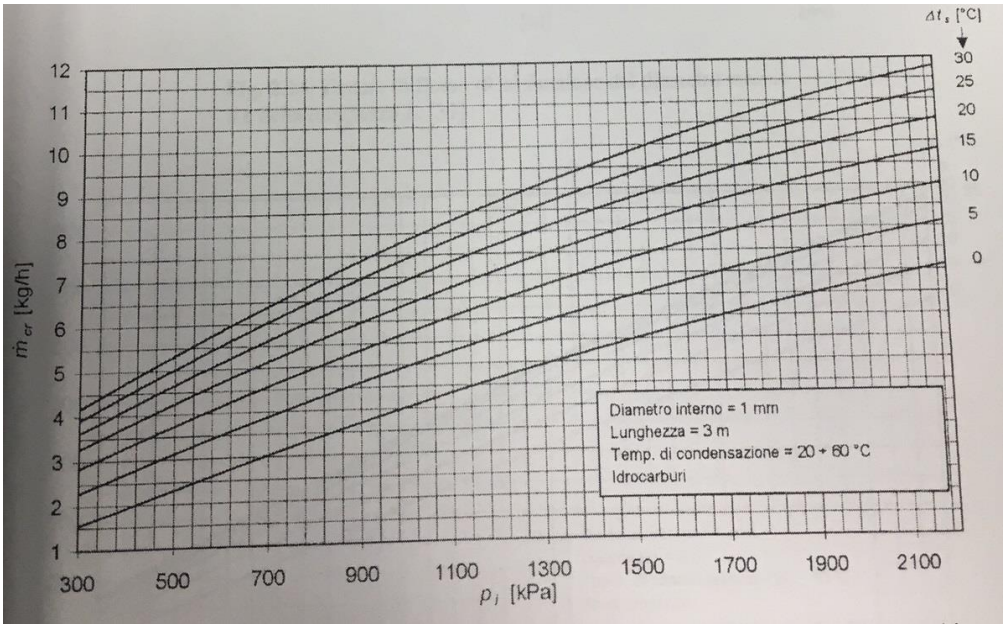

Figura 5.3: Grafico per la determinazione della portata critica di riferimento per idrocarburi, *tratto da: ASHRAE*.

Come accennato precedentemente la condizione ottimale di lavoro è quella che prevede del liquido sottoraffreddato all'ingresso del capillare; in questo caso però si può procedere con la procedura di dimensionamento anche qualora il fluido entrasse in condizioni bifase.
Il secondo grafico di Fig.5.4 mostra l'andamento del fattore di correzione della portata in funzione delle caratteristiche geometriche del capillare.

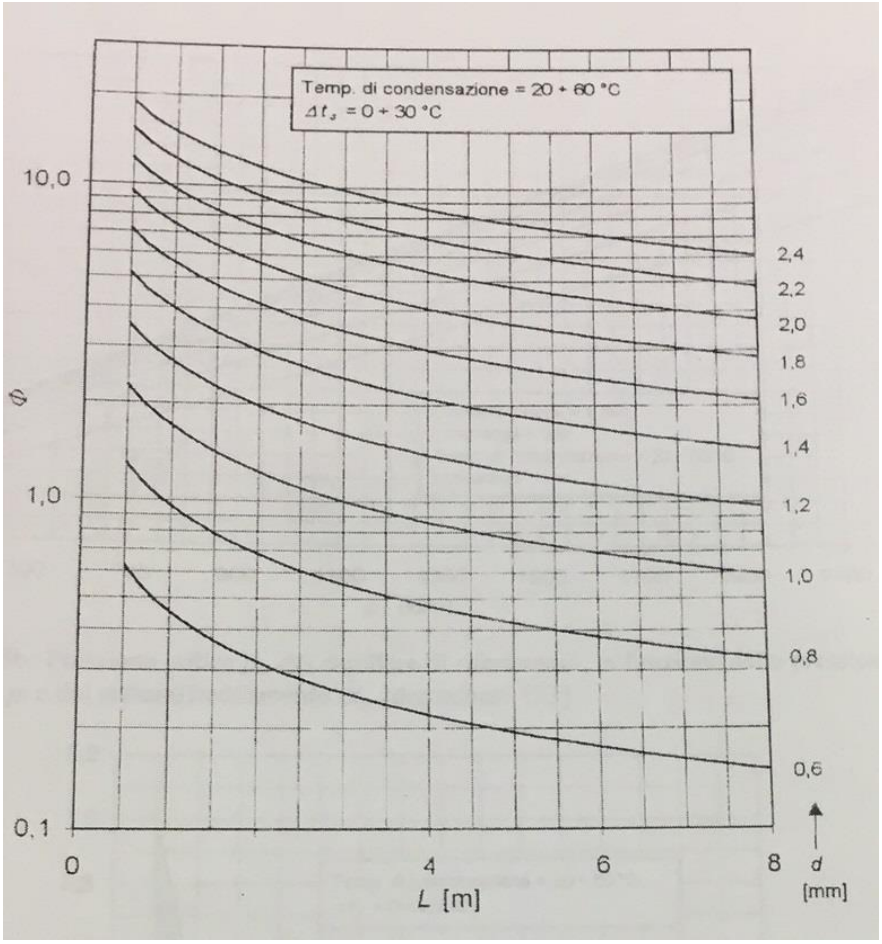

Figura 5.4: Fattore di flusso in funzione della lunghezza e del diametro, *tratto da: ASHRAE*.

Attraverso questo grafico, calcolato il fattore di correzione (φ_{portata}) come il rapporto tra la portata che vogliamo far espandere e la portata critica del capillare di riferimento, si identificano tutte le coppie di Lunghezze e Diametri che possono andar bene.

$$\varphi_{\text{portata}} = \frac{\dot{m}_{\text{da espandere}}}{\dot{m}_{\text{di riferimento}}} \qquad (5.1)$$

A questo punto è necessario fare le verifica di cui si è detto sopra. Un terzo grafico, diverso a seconda che il fluido sia alogenato o un idrocarburo (Fig.5.5 e Fig.5.6), permette di calcolare,

note sempre le condizioni di ingresso (sottoraffreddamento e pressione), la pressione critica (P_{cr}) associata al capillare di riferimento (1 mm ID e 3000mm L).

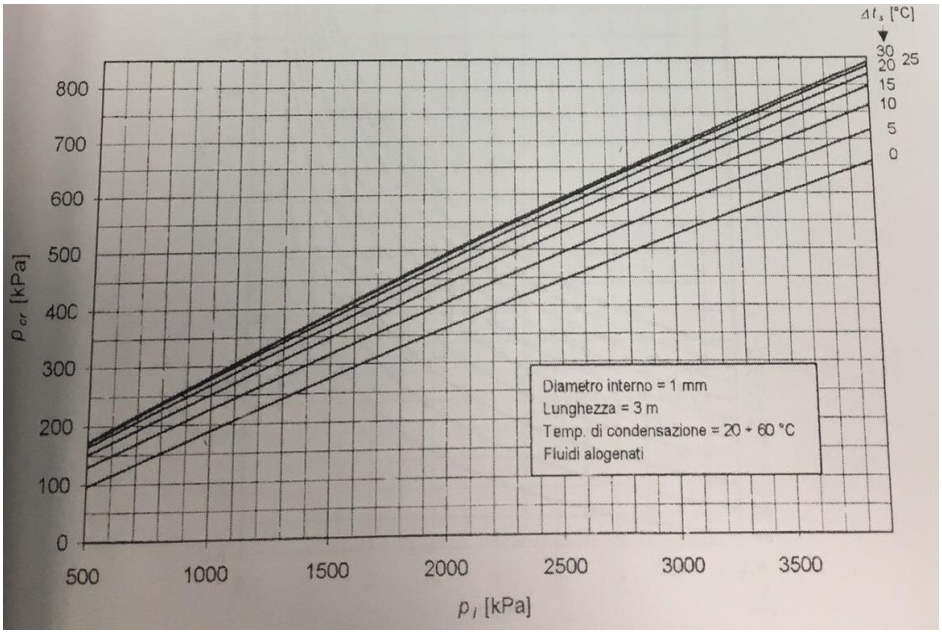

Figura 5.5: Grafico per la valutazione della pressione critica del capillare di progetto (fluidi alogenati), *tratto da: ASHRAE*.

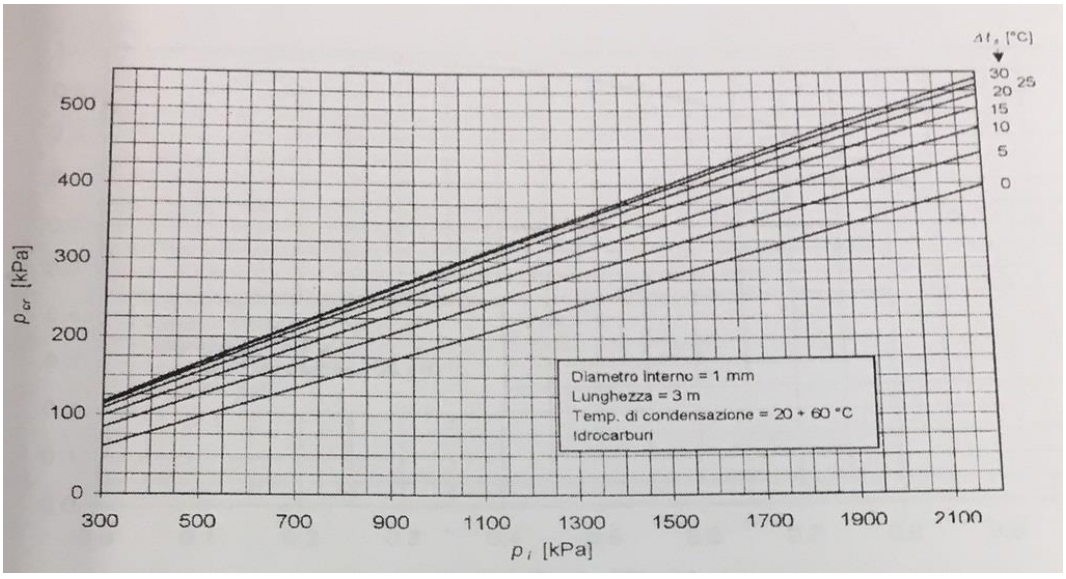

Figura 5.6: Grafico per la valutazione della pressione critica del capillare di progetto (fluidi idrocarburi), *tratto da: ASHRAE*.

Ora, dai parametri geometrici selezionati precedentemente si calcola il fattore di correzione della pressione ($\varphi_{\text{pressione}}$, Fig .5.7); la Pcr associata al nostro capillare sarà dunque il prodotto di quella relativa al capillare di riferimento per il rispettivo fattore di correzione.

$$\varphi_{\text{pressione}} * P_{\text{cr,riferimento}} = P_{\text{cr,nostre caratt geometriche}} \quad (5.2)$$

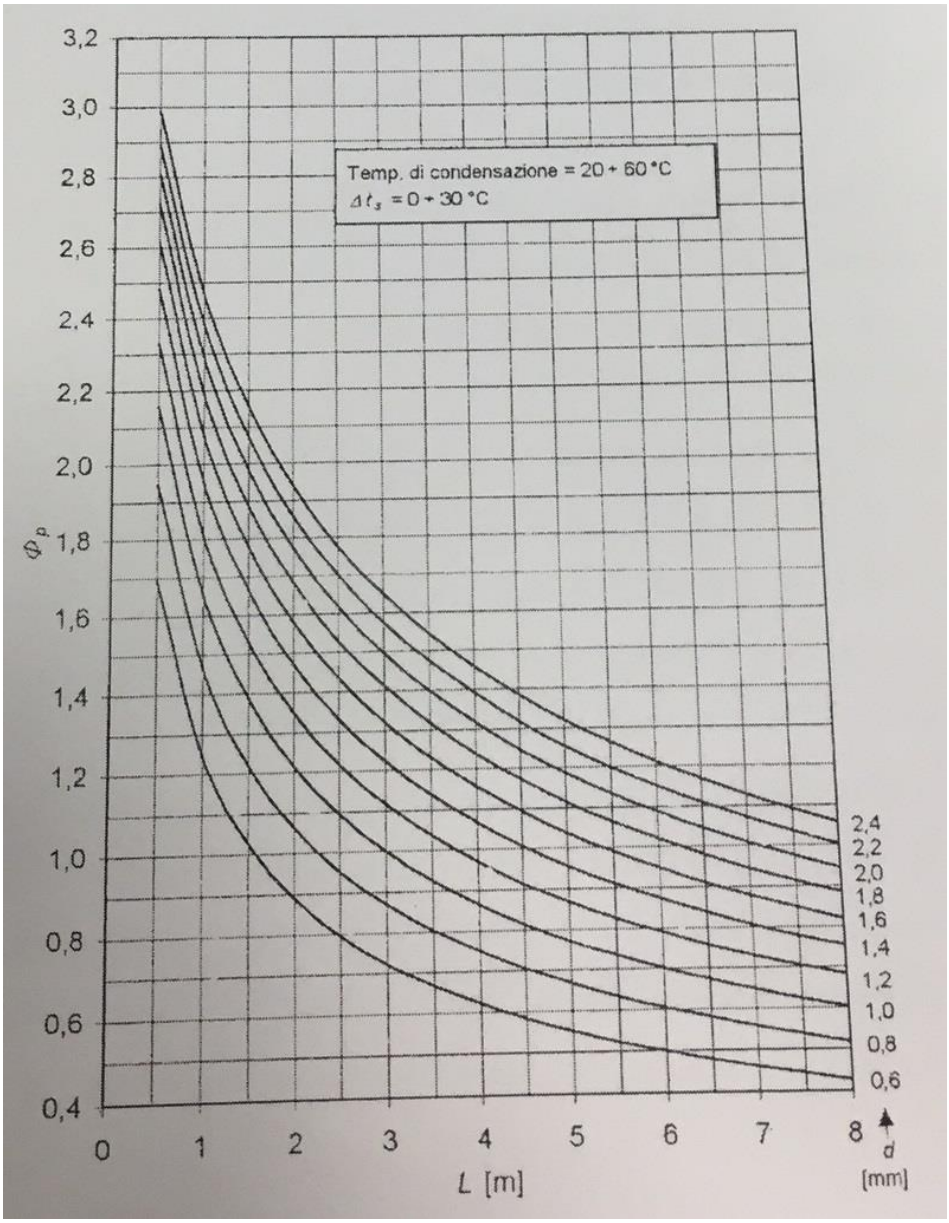

Figura 5.7: Fattore di correzione della portata critica in funzione dei parametri geometrici del capillare *tratto da: ASHRAE*.

Qualora la P_{cr} risultasse inferiore alla pressione di evaporazione un'altra coppia di parametri geometrici dovrà essere presa in considerazione. In questo caso la portata del nostro capillare risulterebbe inferiore a quella critica; per calcolare la reale portata bisognerebbe moltiplicare il valore ottenuto per un fattore di correzione della portata critica. Questo si valuta attraverso l'ultimo grafico, Fig.5.8, dove per ottenerlo è necessario prima calcolarsi il valore dell'ascissa come:

$$\Psi_{\text{portata}} = \frac{P_{evap} - P_{critica}}{P_{cond} - P_{critica}} \qquad (5.3)$$

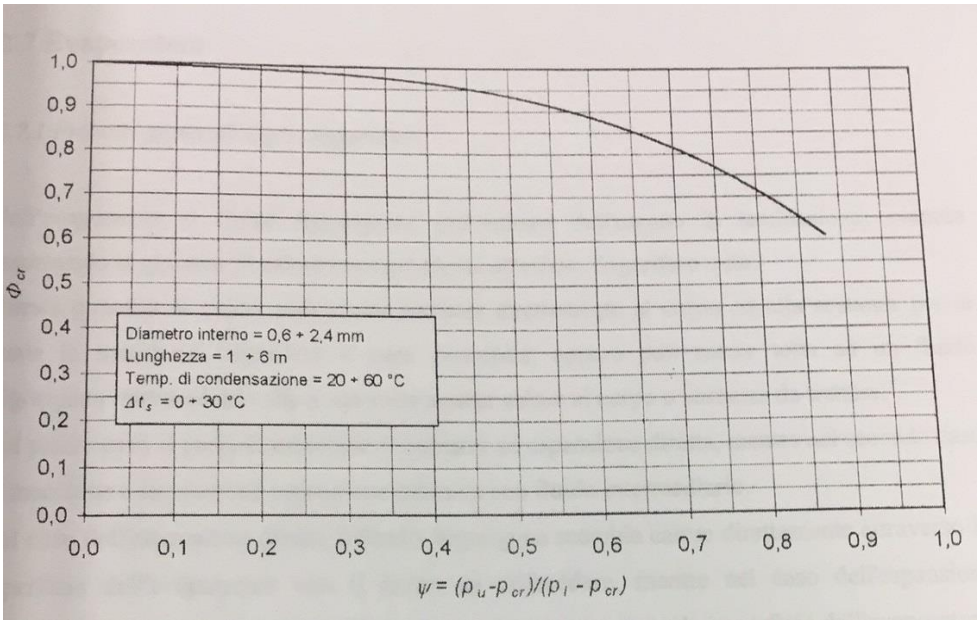

Figura 5.8: Fattore di correzione della portata in funzione di Ψ_{portata} , *tratto da: ASHRAE*

Un'altra metodologia, sempre basata su test condotti con alcuni fluidi frigorigeni, è stata presentata da *Wolf et al.* nel 1955. In questo approccio, il teorema di *Backingham* è stato applicato alle proprietà fisiche e termodinamiche che influenzano la portata che attraversa un tubo capillare. Il risultato di questa analisi è un insieme di otto gruppi adimensionali che vengono mostrati nella Tab.5.1.

Tabella 5.1: Parametri adimensionali utili alla procedura di Wolf*, tratto da: ASHRAE*

Parametro	Significato	*Descrizione dei simboli*
$\bar{M} = \frac{\dot{m}}{d\mu_L}$	Portata di refrigerante	$\dot{m}$: portata di massa di refrigerante d: diametro interno del tubo capillare L: lunghezza del tubo capillare p_{in}: pressione in ingresso Δt_s: sottoraffreddamento x: titolo di vapore Le proprietà termofisiche nelle condizioni di saturazione **devono essere calcolate** considerando la temperatura in ingresso al tubo capillare. Pedici: L fase liquida e G fase vapore. ρ: densità μ: viscosità dinamica h_{LG}: calore latente c_p: calore specifico del liquido a pressione costante.
$\bar{L} = \frac{L}{d}$	Effetto della geometria	
$V = \frac{d^2 h_{LG} \rho_L^2}{\mu_L^2}$	Effetto dell'evaporazione	
$\bar{P} = \frac{d^2 p_{in} \rho_L}{\mu_L^2}$	Effetto della pressione in ingresso.	
$S = \frac{d^2 c_p \Delta t_s \rho_L^2}{\mu_L^2}$	Condizioni in ingresso: sottoraffreddamento	
$\bar{x} = x$	Condizioni in ingresso: fluido bifase	

I fattori che rientrano nelle correlazioni dei numeri adimensionali sono la lunghezza e il dimetro del capillare, la pressione e le proprietà dei fluidi all'ingresso del capillare (volume specifico, viscosità, tensione superficiale, calore specifico e calore latente di evaporazione).
Qualora il refrigerante all'ingresso del capillare fosse sottoraffreddato la temperatura alla quale dovrebbero essere calcolate le proprietà di saturazione sarebbe la seguente:

$$T = T_{sat(Pin)} - \Delta T_{sott} \qquad (5.4)$$

Nel caso di liquido sottoraffreddato all'ingresso del capillare (1 K< ΔTsott <17 K), l'equazione di dimensionamento è:

$$\bar{M} = 1.8925 \cdot \bar{L}^{-0.484} \cdot V^{-0.824} \cdot \bar{P}^{1.369} \cdot S^{0.0187} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{0.773} \left(\frac{\mu_L - \mu_G}{\mu_G}\right)^{0.265} \qquad (5.5)$$

Nel caso di miscela bifase all'ingresso (0.03<x<0.25), l'equazione di dimensionamento diventa:

$$\bar{M} = 187.27 \cdot \bar{L}^{-0.635} \cdot V^{-0.189} \cdot \bar{P}^{0.645} \cdot \bar{x}^{-0.163} \cdot \left(\frac{\rho_L}{\rho_G}\right)^{-0.213} \left(\frac{\mu_L - \mu_G}{\mu_G}\right)^{-0.483} \qquad (5.6)$$

Utilizzando le precedenti equazioni (valide anche per R410A e R22), è possibile dimensionare il tubo capillare.
Il terzo metodo che permette di calcolare la lunghezza e il diametro di un tubo capillare è puramente analitico ed è basato sulle leggi fondamentali che descrivono il fenomeno.
Per un tratto infinitesimo di capillare ΔL si possono scrivere le equazioni della conservazione della massa, della conservazione dell'energia e della conservazione del momento.
Secondo l'equazione della conservazione della massa:

$$\dot{m} = w_1 * A/v_1 \qquad (5.7)$$

$$\dot{m} = w_2 * A/v_2 \qquad (5.8)$$

Dove "w" rappresenta la velocità [m/sec] mentre "v" il volume specifico [m^3/Kg].
Di conseguenza la mass velocity [Kg/sec/m^2], costante per tutto il capillare, risulta:

$$\frac{\dot{m}}{A} = \frac{w_1}{v_1} = \frac{w_2}{v_2} = G \qquad (5.9)$$

L'equazione della conservazione dell'energia, fatta l'assunzione di adiabaticità del capillare, si scrive come:

$$h_1 + 0.5 * w_1^2 = h_2 + 0.5 * w_2^2 \qquad (5.10)$$

L'equazione della conservazione della quantità di moto a parole afferma che la differenza tra le forze che agiscono sulle sezioni d'ingresso e d'uscita dell'elementino uguagliano la forza necessaria per accelerare il fluido.

$$\left[(P_1 - P_2) - f * \frac{\Delta L}{D} * \frac{w^2}{2*v}\right] * A = \dot{m} * (w_1 - w_2) \qquad (5.11)$$

All'avanzare del refrigerante nel capillare varia il titolo, la pressione di saturazione e di conseguenza l'entalpia e il volume specifico del fluido bifase.

Tra la sezione di ingresso e quella di uscita l'entalpia e il volume specifico variano ma siccome la mass velocity rimane costante l'equazione può essere riscritta come segue:

$$\left[(P_1 - P_2) - f * \frac{\Delta L}{D} * \frac{w*\dot{m}}{2*A}\right] * A = \dot{m} * (w_1 - w_2) \qquad (5.12)$$

Dove:

$$w = w_m = \frac{w_1 + w_2}{2} \qquad (5.13)$$

"f" rappresenta il friction factor che per un fluido bifase in regione turbolenta può essere scritto come segue:

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{(\frac{G*D}{\mu})^{0.25}} \qquad (5.14)$$

Dove la viscosità può essere scritta come:

$$\mu = (1 - x) * \mu_l + x * \mu_g \qquad (5.15)$$

Nell'equazione della conservazione della quantità di moto il valore del friction factor è mediato tra l'ingresso e l'uscita.

$$f = f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} = \frac{\frac{0.33}{(\frac{G*D}{\mu_1})^{0.25}} + \frac{0.33}{(\frac{G*D}{\mu_2})^{0.25}}}{2} \qquad (5.16)$$

L'obbiettivo del metodo analitico è quello di determinare la lunghezza associata ad un decremento infinitesimo di pressione.

La portata, le condizioni in ingresso, il diametro del capillare sono noti e, avendo fissato la riduzione di pressione per ogni step, si ricavano anche le condizioni di saturazione in uscita. Le proprietà che devono essere calcolate per gli estremi di ogni elementino sono la viscosità, il volume specifico, la velocità e l'entalpia.

Gli step che bisogna seguire per il calcolo della lunghezza associata al decremento di pressione sono i seguenti:

1. Valutazione delle proprietà di saturazione in corrispondenza della nuova pressione.
2. Combinando l'equazione della conservazione della massa con quella della conservazione della quantità di energia si riesce a determinare il valore del titolo in uscita.

$$h_1 + 0.5 * w_1^2 = h_2 + 0.5 * w_2^2 \qquad (5.17)$$

$$h_1 + 0.5 * w_1^2 = h_2 + 0.5 * (G * v_2)\text{^}2 \qquad (5.18)$$

$$h_1 + 0.5 * w_1^2 = h_{2l} * (1 - x_2) + h_{2g} * (x_2) + 0.5 * (G * (v_{2l} * (1 - x_2) + v_{2g} * x_2))\text{^}2 \qquad (5.19)$$

3. Calcolato il titolo si possono ora valutare le proprietà del fluido refrigerante in uscita come il volume specifico, la viscosità ed eventualmente anche l'entalpia.
4. Si calcolano la velocità media lungo il decremento di pressione, il valor medio del fattore di attrito (fm) e sostituendo questi due nell'equazione della conservazione della quantità di moto si può infine ricavare la nostra incognita, la lunghezza.

L'iterazione prosegue e viene interrotta quando all'uscita del capillare si raggiunge la velocità del suono, si parla in questo caso di chocking flow. Il raggiungimento del chocking flow è riconoscibile dal fatto che la lunghezza diventi negativa. La $P_{critica}$ in uscita dal capillare deve risultare maggiore della pressione a valle corrispondente a quella di evaporazione. Quando in uscita dal capillare si sono raggiunte le condizioni di chocking flow, la portata di refrigerante che attraversa il capillare non varia più al variare della pressione di evaporazione.
Dal metodo precedente, in base al quale fissato il diametro del capillare è possibile stimare la lunghezza necessaria a far espandere la portata desiderata, risalta che l'espansione non venga trattata come un'isoentalpica. Infatti le curve che descrivono l'espansione attraverso un capillare prendono il nome di curve di Fanno; tuttavia è dimostrabile che queste, per le lunghezze medie previste da un capillare, possano essere approssimate con delle isoentalpiche. Gli errori che si commettono attuando questa approssimazione sono trascurabili anche se diventano più rilevanti in prossimità della fine del capillare.
La figura, Fig.5.9, mostra l'andamento delle curve di Fanno.

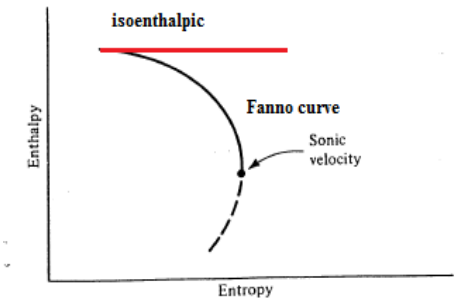

Figura 5.9: Confronto su diagramma Entalpia-Entropia di una curva di Fanno ed una isoentalpica, *Adattato da: W.F. Stoecker, J.E. Jones ,Refrigeration And Air Conditioning*.

Adoperando lo stesso procedimento ma assumendo un'espansione isoentalpica viene meno lo step numero 2 che serviva a calcolarsi prima il titolo in uscita. Ora che l'entalpia in uscita è nota a priori e una volta ricavate le entalpie del liquido e del vapore saturo in corrispondenza della pressione in uscita, il titolo lo si calcola così:

$$x_2 = \frac{h_1 - h_{2l}}{h_{2g} - h_{2l}} \qquad (5.20)$$

Gli step successivi sono gli stessi di quelli adoperati in precedenza.

Qui di seguito si riporta l'information flow diagram per il calcolo della lunghezza del capillare di cui si ha bisogno per consentire l'espansione della portata nota.

1. Impongo un ΔP step.
2. Calcolo delle condizioni in uscita compresa la velocità.
3. Sottraendo al ΔP step la quota di caduta di pressione relativa all'accelerazione del refrigerante, si trova la quota relativa ai fenomeni di attrito.

$$\Delta P_{step} - \Delta P_{acc} = \Delta P_{att} \qquad (5.21)$$

$$\Delta P_{acc} = G * \Delta w \qquad (5.22)$$

$$\Delta P_{att} = \frac{G}{2*D} \int f * w * dL \qquad (5.23)$$

La soluzione esatta dell'integrale è complicata per via della dipendenza di f e w da L.

Assumendo un ΔP step sufficientemente piccolo la soluzione dell'integrale può essere approssimata a:

$$\Delta P_{att} = \frac{G}{2*D} * f_m * w_m * \Delta L \qquad (5.24)$$

Dove come detto precedentemente f_m e w_m sono la media matematica dei fattori d'attrito e delle velocità tra ingresso e uscita.
B. Xu & P.K Bansal, [4], hanno presentato un modello per la simulazione di un capillare non adiabatico, realizzato semplicemente saldando la piccola tubazione per parte della sua lunghezza alla linea di aspirazione in uscita dall'evaporatore.

5.2 L'evaporatore

L'evaporatore è quel componente del sistema frigorifero in cui il fluido refrigerante, che esce dal dispositivo di laminazione in condizioni di miscela bifase, evapora completamente sottraendo calore alla sorgente fredda. È uno scambiatore di calore in cui il fluido refrigerante va incontro ad una transizione di fase. Ci sono diverse tipologie di evaporatore, quelli di tipo statico e quelli di tipo ventilato. Gli evaporatori di tipo ventilato vengono utilizzati soprattutto nei frigoriferi di tipo domestico che in tal caso prendono il nome di frigoriferi Nofrost. Questi si presentano come una classica batteria di scambio alettata, con alette rettangolari e piane, accoppiati ad un elettroventilatore. Nel settore di competenza dell'azienda FRI.MED la tipologia di evaporatore maggiormente diffusa è quella chiamata skin evaporator o cold wall evaporator. Una serpentina di rame o alluminio di piccolo diametro è fatta passare a contatto con le pareti interne della cella frigorifera. Questa serpentina, che è annegata nell'isolamento a schiuma poliuretanica, è avvolta in una pellicola di alluminio che serve a migliorarne il contatto con la lamiera interna (per vedere una sezione si rimanda al capitolo dedicato ai condensatori ed in particolare al cold wall condenser che presenta la medesima struttura, Fig.5.15). Normalmente questa serpentina può essere disposta su tutte le pareti del mobile frigorifero fatta eccezione per quella inferiore e quella relativa alla porta. Parametri di progetto importanti sono il passo e il diametro della tubazione. Il passo, che rappresenta la distanza tra file successive di tubi, è legato a quelle che sono le tecnologie di produzione attualmente a disposizione. Un passo più piccolo, che difficilmente è inferiore a 50mm, permette di sfruttare al meglio la superficie di scambio termico. In questo caso ad un passo minore corrisponde una maggior efficienza dell'ipotetica aletta rappresentata dalla lastra interna della cella frigorifera. Questo significa avere a disposizione una maggior superficie di scambio. Altro parametro importante è il diametro idraulico della tubazione; si parla di diametro idraulico in quanto la sezione di attraversamento può essere circolare come ellittica (tubo ovalizzato). Se da un lato un tubo ovalizzato permette di incrementare la superficie di contatto tra tubo e lastra, dall'altra, è responsabile di una maggior perdita di carico. Il diametro idraulico di un tubo ovalizzato, realizzato a partire da un tubo di sezione circolare di

diametro dato, è minore del diametro stesso della tubazione di partenza. Il passo determina la lunghezza complessiva della serpentina ed è dunque anch'esso un parametro che influenza le perdite di carico. Trascurare le perdite di carico nei calcoli di progetto significa sovrastimare la capacità frigorifera del sistema. Il diametro prescelto deve essere tale da garantire una buona velocità di deflusso del refrigerante attraverso la tubazione senza però incrementare eccessivamente le perdite di carico. Il diametro della tubazione influenza la velocità di scorrimento del fluido refrigerante; questa non deve essere troppo elevata altrimenti le perdite di carico risulterebbero eccessive ma nemmeno troppo bassa da non garantire il rientro dell'olio lubrificante al compressore. L'olio lubrificante che non viene catturato dal separatore deve ritornare al compressore e non deve stratificare negli scambiatori, se ciò accadesse i coefficienti di scambio termico ne sarebbero negativamente influenzati. L'olio lubrificante si miscela al fluido refrigerante; in sistemi come quello del nostro caso in cui si raggiungono temperature di saturazione bassissime la miscibilità dell'olio diminuisce mentre la sua viscosità aumenta. La velocità necessaria a garantire il suo completo ritorno al compressore sarebbe tale da dar luogo ad eccessive perdite di carico ed è dunque per questo motivo che diventa importante l'installazione di un separatore dell'olio ad alta efficienza. Potrebbe esserci un altro vincolo legato alla scelta del diametro e del passo della serpentina; come infatti ricordato nel capitolo dedicato ai fluidi refrigeranti, l'etano come il propano risultano di categoria A3 e dunque infiammabili. Gli standard attuali impongono una carica limite che non deve essere superata, 150-180 grammi, una quantità che qualora ci fosse una perdita e una seguente sorgente d'innesco non darebbe origine ad esplosioni pericolose. Dunque ad un passo ridotto ed un diametro relativamente grande della serpentina corrisponde un maggior volume dell'evaporatore e di conseguenza una maggiore carica di refrigerante.

Si è ritenuto utile esporre le correlazioni che vengono adoperate per descrivere il complesso fenomeno dell'evaporazione e che possono essere utilizzate per la simulazione, dimensionamento e caratterizzazione delle prestazioni, di eventuali evaporatori. Come mostrato in figura, Fig.5.10, l'ebollizione nucleata prevale nelle regioni caratterizzate da un basso titolo e il coefficiente di scambio termico è approssimabile a quello studiato per l'ebollizione sottoraffreddata. Viceversa, dopo che si è instaurato il regime di tipo anulare, si osserva un incremento del coefficiente di scambio termico all'aumentare del titolo.

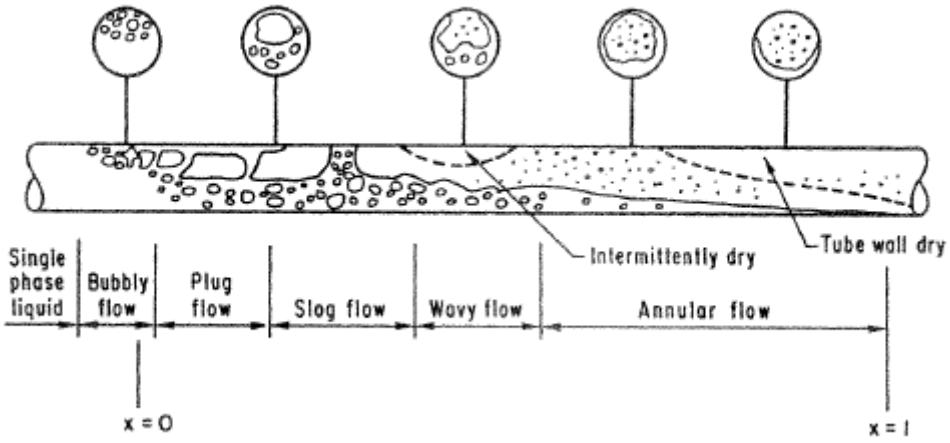

Figura 5.10: Regimi di ebollizione, tratto da: *S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij,Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

Le più famose correlazioni incorporano in un'unica espressione sia il comportamento tipico per bassi valori del titolo che per alti valori di quest'ultimo. Una delle correlazioni più famose è quella di *Chen*; qui di seguito si riporta la procedura necessaria per calcolare il coefficiente di scambio termico adatto a descrivere il regime anulare, o ebollizione convettiva, in quanto nel nostro evaporatore entreremo con un valore del titolo sufficientemente grande. Per calcolare il valore del fattore di miglioramento F, *Chen* ha adoperato il parametro di *Martinelli* X_{tt}:

$$\frac{1}{X_{tt}} = \frac{x}{(1-x)^{0.9}} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.5} * \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0.1} \qquad (5.25)$$

Dove con i pedici "l" e "v" si ricorda che le proprietà termodinamiche fanno riferimento al solo liquido saturo e al solo vapore saturo. Se

$$\frac{1}{X_{tt}} \leq 0.1, F = 1, \ altrimenti\ se\ \frac{1}{X_{tt}} > 0.1, \ F = 2.35 * \left(0.213 + \frac{1}{X_{tt}}\right)^{0.736} \quad (5.26)$$

All'avanzare della vaporizzazione, l'ammontare di liquido nella tubazione diminuisce e conseguentemente anche il coefficiente di scambio termico dovuto alla sola quota liquida h_{lo}. Quest'ultimo viene calcolato con la correlazione di *Dittus-Boelter*:

$$h_{lo} = 0.023 * {Re_l}^{0.8} * {Pr_l}^{0.4} * \left(\frac{K_l}{d_i}\right) \qquad (5.27)$$

Dove Re_l è il numero di Reynolds relativo alla sola quota liquida che si calcola nel modo seguente:

$$Re_l = \frac{G*(1-x)*d_i}{\mu_l} \quad (5.28)$$

E infine il coefficiente di scambio termico, relativo all'ebollizione convettiva, risulta:

$$h_{cb} = h_{lo*F} \qquad (5.29)$$

5.3 Il condensatore

Il condensatore è quello scambiatore di calore che ha il compito di rigettare verso l'ambiente il carico termico assorbito dall'evaporatore, il calore assorbito dalla tubazione di aspirazione che collega l'uscita dell'evaporatore con l'ingresso del compressore e il calore di compressione. Il fluido refrigerante all'interno del condensatore subisce una prima fase di desurriscaldamento; il vapore surriscaldato viene raffreddato fino alla temperatura di saturazione alla pressione di scarico, per essere poi condensato e in seguito leggermente sottoraffreddato. Il sottoraffreddamento è di fondamentale importanza per garantire il corretto funzionamento del dispositivo di laminazione o capillare. Se ciò non avvenisse il fluido refrigerante rischierebbe di vaporizzare nuovamente scorrendo nella linea del liquido a causa delle perdite di carico, di conseguenza andrebbe ad influenzare la reale sezione di passaggio attraverso il capillare. La maggior parte dei condensatori utilizzati nella refrigerazione commerciale adoperano come fluido di scambio l'aria e possono essere di tipo statico o ventilato. Nei secondi l'aria viene forzata meccanicamente con l'ausilio di un ventilatore, che può funzionare come aspiratore o soffiatore, mentre nei primi il principio di scambio termico con l'esterno è quello della convezione naturale. I condensatori di tipo ventilato sono generalmente delle batterie alettate con geometria delle ultime rettangolare e disposizione sfalsata del fascio tubiero. Il vantaggio di questi scambiatori rispetto a quelli statici è sicuramente la compattezza, che si riesce ad ottenere grazie alla riduzione della resistenza termica esterna. L'incremento di velocità del flusso d'aria e l'adozione di alette permette infatti di migliorare, riducendola, la resistenza termica lato esterno. La velocità dell'aria, forzata meccanicamente grazie al ventilatore, non può superare certi valori oltre i quali si genererebbero elevate rumorosità insieme ad una caduta del coefficiente di scambio termico lato esterno. Un altro vincolo sul valore della velocità di deflusso dell'aria è legato alle perdite di carico che sono proporzionali al quadrato della velocità. La potenza assorbita dal ventilatore è proporzionale alle perdite di carico, dunque la velocità ottimale di deflusso (circa 2-3m/sec) è quel valore per cui si ha un buon miglioramento del coefficiente di scambio termico limitando al contempo il più possibile le perdite di carico. I materiali adoperati per la realizzazione di batterie alettate sono generalmente rame, alluminio e acciaio. Un aspetto molto importante che inficia in modo considerevole le prestazioni termiche della batteria è il

contatto tra aletta e tubazione, questo deve essere il migliore possibile per ridurre la relativa resistenza termica. Sono dunque diverse le tecniche di produzione che si sono sviluppate nel corso degli anni nell'intento di ricercare la metodologia di produzione più idonea in grado di limitare il più possibile la resistenza di contatto. È opportuno anche cercare di ridurre le perdite di carico lato interno, per far questo è pratica comune realizzare dei circuiti il meno complicati possibili e spesso predisporne più di uno in parallelo. Per cercare di distribuire equamente la portata in arrivo al collettore nei molteplici circuiti in parallelo è opportuno fare in modo che questi presentino la medesima caratteristica resistiva, ciò si può ottenere mantenendo invariato il diametro di passaggio, predisponendo un numero simile di curve e mantenendo uguale il numero di passaggi in tubazioni della medesima lunghezza. Una problematica molto importante da tenere in considerazione è l'effetto dovuto dallo sporcamento della batteria. Depositi di polvere sulla batteria ne compromettono le prestazioni con il caso limite del raggiungimento di eccessive pressioni di scarico e intervento del protettore del compressore. Per questo motivo è di assoluta importanza mettere il filtro dell'aria a protezione della batteria in un punto accessibile ai manutentori e fare in modo che la pulizia di questo sia svolta regolarmente secondo quelle che sono le disposizioni del costruttore. I condensatori vengono sempre sovradimensionati in quanto l'esperienza insegna che spesso la corretta manutenzione viene trascurata. L'utilizzo delle batterie alettate a ventilazione forzata è anche giustificata dal fatto che la maggior parte dei compressori ermetici necessitino, come evidenziato da catalogo, di un raffreddamento di tipo "fan". In questi casi, lo stesso ventilatore della batteria, viene sfruttato per incrementare la convezione sopra la shell del compressore.

Il condensatore alettato con ventilazione meccanica è la tipologia più diffusa e per questo motivo ci sofferma maggiormente su di un possibile modello utile alla sua simulazione. Questi modelli sono anche quelli su cui fanno affidamento i software dei maggiori produttori e che consentono di stimare le prestazioni del prodotto in condizioni operative differenti da quelle di progetto o catalogo. I modelli più dettagliati, esempio [23], permettono di simulare il comportamento della batteria prendendo in considerazione le geometrie più complesse e i loro effetti. Ogni tubo, suddiviso in più elementi, è studiato singolarmente. Nella figura seguente, Fig.5.11, si può vedere come viene suddivisa la batteria di scambio termico. Ad ogni elemento, individuato dal contorno blu, è associata una porzione di alettatura ed un indice composto da tre caratteri; il primo sta ad indicare il rango, il secondo il numero del tubo del rango e il terzo il numero dell'elemento.

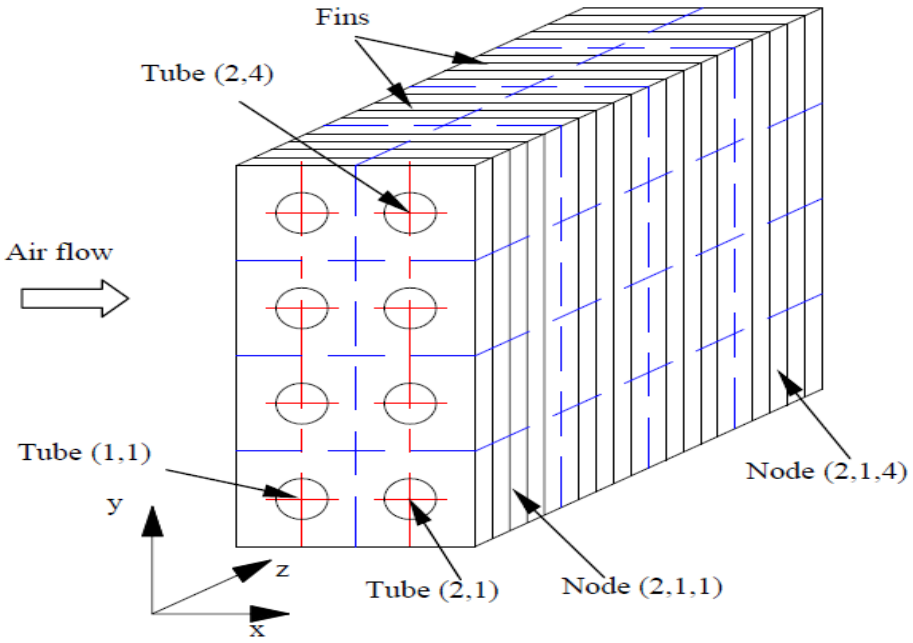

Figura 5.11: Discretizzazione di un condensatore alettato, t*ratto da Shuangquan SHAO, Wenxing SHI, Xianting LI, Qisen YAN, A Universal Simulation model of Air-Cooled Condenser Consisting of Plate-Fin-Tube [5].*

La portata d'aria è equamente suddivisa in base al numero degli elementi, le condizioni di uscita di un elemento, sia per quanto riguarda il refrigerante che l'aria, corrispondono con le condizioni di ingresso dell'elemento successivo. Per ogni elemento è importante il calcolo della conduttanza termica (in questo caso riferita alla superficie esterna) che, trascurando i termini legati al fouling o sporcamento si esprime nel modo seguente:

$$U_{ext} = \frac{1}{\frac{A_{ext}}{h_{int}*A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)*A_{ext}}{2*\pi*K*L} + \frac{1}{h_{ext}*\eta_s}} \qquad (5.30)$$

Dove η_s rappresenta l'efficienza della superficie, A_{ext} è l'area esterna totale dell'elementino, somma della quota alettata più quella non alettata, h_{ext} il coefficiente di scambio termico convettivo lato aria e h_{int} il coefficiente di scambio termico lato refrigerante funzione della sua condizione e tipo di flusso. K è la conducibilità termica del tubo mentre L è la lunghezza dell'elementino. L'efficienza della superficie si esprime nel seguente modo:

$$\eta_s = 1 - \frac{A_f}{A_{ext}} * (1 - \eta_f) \qquad (5.31)$$

Dove A_f rappresenta la porzione di area alettata e η_f l'efficienza dell'aletta. L'efficienza dell'aletta, che rappresenta il rapporto tra la reale potenza scambiata da essa e la potenza che scambierebbe se si trovasse alla temperatura della radice o base, viene espressa secondo la

correlazione di *Schmidt.* Egli suggerì che l'aletta piana potesse essere divisa in alette di forma esagonale e infine concluse che queste potessero essere trattate come alette circolari semplicemente sostituendo il diametro esterno dell'aletta con un diametro equivalente. La relazione empirica per il raggio equivalente è la seguente:

$$\frac{r_e}{r_t} = 1.27 * \Psi * (_\beta - 0.3)\text{^}0.5 \qquad (5.32)$$

Dove r_e è il raggio equivalente, r_t il raggio della tubazione, mentre Ψ e beta sono dei parametri che variano a seconda che la configurazione sia a tubi allineati o a tubi sfalsati. Siccome la più comune è la seconda, facendo riferimento alla figura Fig.5.12, si introducono le loro espressioni:

$$\Psi = \frac{B}{r_t} \qquad (5.33)$$

$$_\beta = \frac{H}{B} \qquad (5.34)$$

$$B = X_l \; se \; X_l < \frac{X_t}{2} \; altrimenti \; B = \frac{X_t}{2} \qquad (5.35)$$

$$H = 0.5 * \sqrt{(\frac{X_t}{2})^2 + {X_l}^2} \qquad (5.36)$$

Successivamente si introduce il parametro m, il parametro di efficienza dell'aletta $^\Phi$ ed infine l'efficienza vera e propria dell'aletta (il pedice "f" sta per fin o aletta). Di seguito vi sono le loro espressioni :

$$\text{m} = (\frac{2*h_{ext}}{K_f*t_f})^{0.5} \qquad (5.37)$$

$$\phi = \left(\frac{r_e}{r_t} - 1\right) * (1 + 0.35 * \ln(\frac{r_e}{r_t})) \qquad (5.38)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(m*r_t*\phi)}{m*r_t*\phi} \qquad (5.39)$$

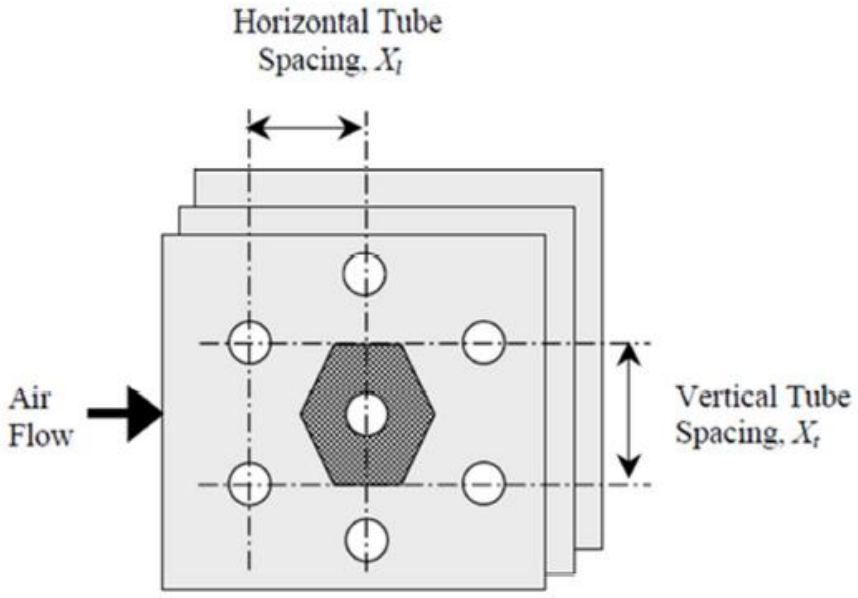

Figure 3. *Staggered Tube Configurations.*

Figura 5.12: Trattazione esagonale di un'aletta piana, *tratto da: Ali H.Tarrad, Ayad Khudhair Al-Nadawi, A Rating Model for Air Cooled Condensers Using Pure and Blend Refrigerants*.

Per quanto riguarda il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo esterno si adopera la correlazione di *Rich & Mcquiston* valida per condensatori asciutti con molteplici file e disposizione sfalsata. Il coefficiente di scambio termico è basato sul fattore j di *Colburn* definito come:

$$\mathrm{j} = \mathrm{St} * Pr^{\frac{2}{3}} \qquad (5.40)$$

Mentre il coefficiente di scambio termico dell'aria, h_a, è definito come:

$$h_a = \frac{j * c_p * G_{max}}{Pr^{2/3}} \quad (5.41)$$

Dove G_{max} rappresenta la mass velocity associata alla minima sezione frontale di passaggio, rapporto appunto tra la portata massica e la minima sezione.

Il coefficiente di scambio termico convettivo interno, viceversa, viene calcolato con la correlazione di *Dittus Boelter* quando il refrigerante si trova nel condizioni di liquido sottoraffreddato e vapore surriscaldato mentre quando questo si trova nelle condizioni bifasiche le procedura si complica. Qui di seguito viene riportata la correlazione di *Dittus Boelter* che dati i numeri adimensionali di Reynolds e Prandtl permette di ottenere il numero adimensionale di Nusselt:

$$Nu_D = 0.023 * {Re_D}^{0.8} * Pr^{0.3} \qquad (5.42)$$

Dove Re_D è il numero di Reynolds la cui lunghezza caratteristica risulta il diametro interno, mentre il numero di Nu_D è il prodotto del coefficiente di scambio termico per il diametro, diviso la conducibilità termica del fluido. Questa relazione è valida qualora:

$$0.7 \leq \mathrm{Pr} \leq 160;\ Re_D \geq 10000; \mathrm{L/D} \geq 10 \quad (5.43)$$

Kays & London, inseguito a numerosi esperimenti condotti con un grossa varietà di refrigeranti ed in diverse condizioni, arrivarono a stabilire la seguente correlazione per un deflusso monofase in condotti circolari. Il coefficiente di scambio termico è relazionato al numero di *Stanton* che è definito come:

$$\mathrm{St} = \frac{h}{G * c_p} \quad (5.44)$$

Mentre la correlazione è la seguente:

$$\mathrm{St} * Pr^{\frac{2}{3}} = \mathrm{a} * Re^{b} \quad (5.45)$$

Dove i coefficienti a e b dipendono dalla tipologia di regime:

- Laminare Re<3500: a=1.10647, b=-0.78992.
- Transizione 3500<Re<6000: a=3.5194*10^-7, b=1.03804.
- Turbolento Re>6000: a=0.2243, b=-0.385.

Una terza correlazione che può essere utilizzata per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo per un fluido monofase è quella di *Gnielinski*:

$$\mathrm{Nu} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) * (Re - 100) * Pr}{1 + 1.27 * \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} * (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (5.46)$$

Dove f è il coefficiente di attrito calcolato per mezzo della correlazione proposta da *Churchill*.

Quando si è in presenza di uno stato bifase significa che sono contemporaneamente presenti due fasi della stessa sostanza che pur presentando le stesse proprietà intensive, per esempio la temperatura, hanno diverse proprietà specifiche, in primis la densità. Quando una sostanza che si presenta contemporaneamente liquida e gassosa scorre in una tubazione, si possono verificare svariati regimi di moto. Siccome la direzione del moto all'interno delle serpentine dello scambiatore è prevalentemente orizzontale è necessario tener conto anche dell'effetto gravitazionale. I regimi di moto che possono verificarsi nel condensatore sono raffigurati nella Fig.5.13.

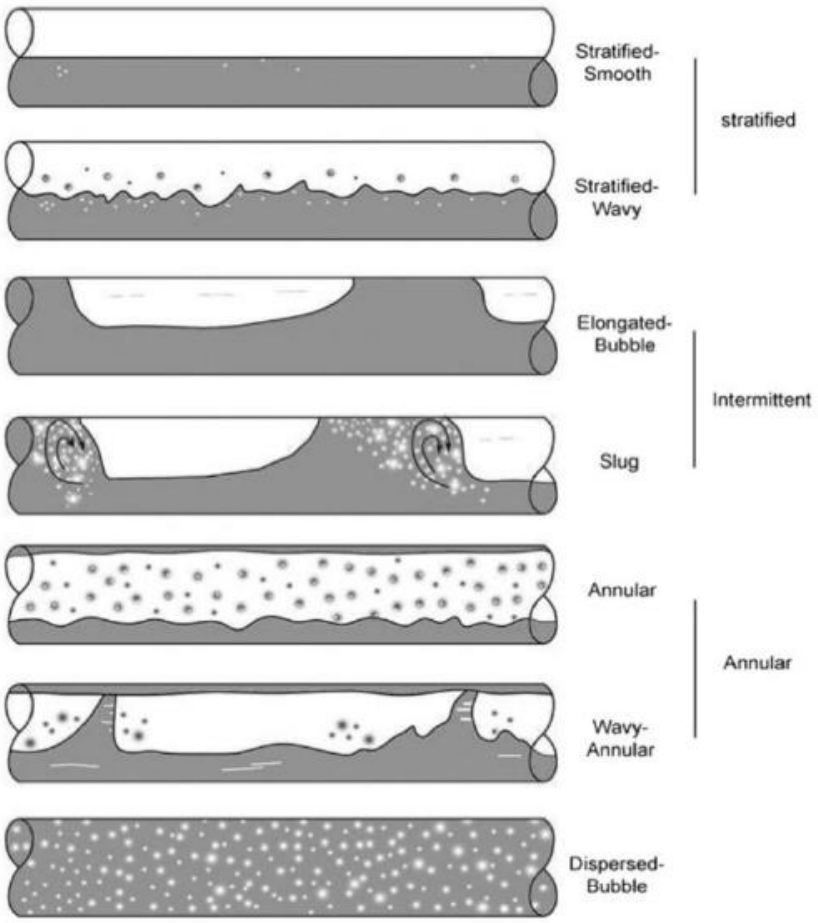

Figura 5.13: Regimi di flusso tipici della condensazione in tubi orizzontali, tratto da:. *S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij,Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

Attraverso alcuni parametri caratteristici, introdotti empiricamente, è possibile valutare il regime di moto stabilitosi e adottare dunque le correlazioni che meglio lo descrivono. I parametri utilizzati per valutare i regimi di flusso sono: la velocità di massa adimensionale, j_g^*, ed il parametro di *Lockhart Martinelli* X_{tt}, grazie ad un metodo semplificato proposto da *Breber*.

$$j_g = \frac{x*G}{[g*d_{t,int}*\rho_v*(\rho_l-\rho_v)]^{0.5}} \qquad (5.47)$$

$$X_{tt}{}^2 = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.875} * \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.875} * \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0.875} \quad (4.48)$$

Dove se:

- j_g^*>1.5 e $X_{tt} > 1.5$ flusso a bolle.
- j_g^*>1.5 e $X_{tt} < 1$ flusso misto e anulare.
- j_g^*<0.5 e $X_{tt} < 1$ flusso stratificato.
- j_g^*<1.5 e $X_{tt} > 1.5$ flusso ondulato.

Le due tipologie che si riscontrano più frequentemente durante la condensazione in un tubo orizzontale sono quella anulare e quella stratificata.
Differentemente una correlazione non iterativa e che si adatta positivamente ad ogni regime di flusso è quella di *Shah,* la quale, con una deviazione media del 15%, è stata verificata per diversi fluidi in condensazione, varie dimensioni e orientamenti della tubazione. Per ogni titolo, il coefficiente di scambio termico bifase è:

$$h_{tp} = h_l * [(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 * x^{0.76} * (1-x)^{0.04}}{{p_r}^{0.38}}] \qquad (5.49)$$

Dove h_{tp} è il coefficiente di scambio bifase, h_l è il coefficiente di scambio della sola quota liquida, mentre p_r è la pressione ridotta, rapporto tra la pressione P e la pressione critica. Integrando il coefficiente di scambio termico bifase sulla lunghezza, il valor medio può essere determinato come:

$$h_{tpM} = \frac{h_l}{(L_2 - L_1)} * \int_{L1}^{L2} \left((1-x)^{0.8} + \frac{3.8 * x^{0.76} * (1-x)^{0.04}}{{p_r}^{0.38}}\right] * \mathrm{dL} \quad (5.50)$$

Se il titolo dovesse variare linearmente con la lunghezza, che è consistente con l'assunzione di uno scambio termico costante per unità di lunghezza, h_{tpM} può essere approssimato:

$$h_{tpM} = \frac{h_l}{(x_2 - x_1)} * [-\frac{(1-x)^{1.8}}{1.8} + \frac{3.8}{{p_r}^{0.38}} * (\frac{(x)^{1.76}}{1.76} - \frac{(0.04x)^{2.76}}{2.76})]_{x1}^{x2} \qquad (5.51)$$

Per una completa condensazione, quando x varia da 1 a 0, il coefficiente di scambio termico bifase si riduce a:

$$h_{tpM} = h_l * (0.55 + \frac{2.09}{{p_r}^{0.38}}) \quad (5.52)$$

Una terza correlazione che può essere utilizzata per descrivere la condensazione è quella proposta da *Cavallini e Zucchin:* Il coefficiente di scambio termico bifase, h_{tp}, è funzione del numero di Reynolds equivalente, Re_{eq}, a sua volta funzione del numero di Reynolds della sola quota liquida, Re_l, e della sola quota vapore, Re_v. Di seguito vengono riportate le espressioni.

$$Re_l = \frac{G * (1-x) * d_i}{\mu_l} \quad (5.53)$$

$$Re_v = \frac{G * x * d_i}{\mu_v} \qquad (5.54)$$

$$Re_{eq} = Re_v * \frac{\mu_v}{\mu_l} * (\frac{\rho_l}{\rho_v})^{0.5} + Re_l \qquad (5.55)$$

$$h_{tp} = 0.05 * {Re_{eq}}^{0.8} * Pr^{\frac{1}{3}} * \frac{k_l}{d_i} \qquad (5.56)$$

Diverse soluzioni di condensatori statici si sono susseguite nel corso degli anni con l'obbiettivo di risolvere le problematiche riscontratesi con l'esperienza. Un condensatore statico, ora sempre meno diffuso nelle applicazioni più moderne, è quello denominato Wire and tube, Fig.5.14, che in italiano corrisponde a fili e tubi. Questo condensatore si presenta come una classica serpentina tra i cui tubi sono saldati dei fili di alluminio di piccolo diametro sfruttati come delle alette e quindi per incrementare la superficie di scambio.

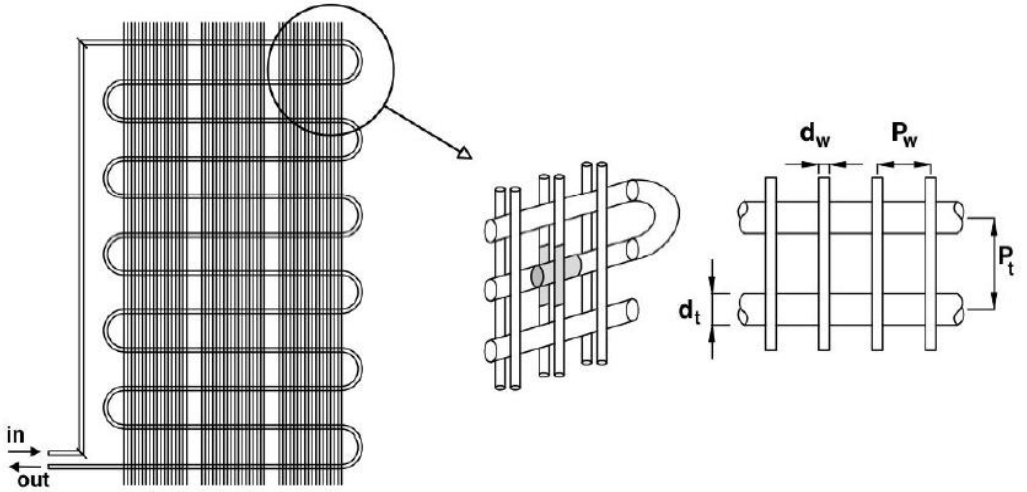

Figura 5.14: Wire and tube condenser *Tratto da P.K Bansal & T.C Chin, Modelling and optimisation of wire-and-tube condenser*.

Come facilmente intuibile, questa tipologia di scambiatori può essere installata solamente sulla parete posteriore del mobile frigorifero comportando alcuni svantaggi che vengono qui di seguito elencati. Il primo svantaggio è quello legato all'impossibilità di sfruttare come superficie d'installazione quella messa a disposizione da tutte le pareti del mobile, inoltre l'adozione di questa tipologia di scambiatore impone la necessità di mantenere una certa distanza tra il muro e la stessa parete posteriore del frigorifero. Per potere funzionare correttamente è infatti di grande importanza non ostacolare o impedire la naturale circolazione dell'aria. La peggior problematica riscontrata nell'utilizzo di questa tipologia di scambiatore è quella legata alla facile deposizione di polvere sulla serpentina scambiante; essendo infatti molto fitta la maglia costituita da tubi e fili la sedimentazione della polvere è un aspetto critico. Un esempio di modellizzazione di questa tipologia di scambiatore è

illustrata in [6]. Qui l'autore, fissati tutti i parametri geometrici dello scambiatore, lo modellizza con la finalità di valutarne le prestazioni termiche. Lo scambiatore è stato discretizzato in elementini la cui lunghezza è pari al passo dei fili. La potenza scambiata da ogni elementino dipende dal valore della resistenza termica complessiva. La convezione interna dipende dal tipo di regime, monofasico o bifasico, la conduzione dipende invece dallo spessore e dal materiale con cui è realizzata la tubazione mentre il coefficiente di scambio esterno è il contributo della convezione e dell'irraggiamento. Diverse correlazioni vengono utilizzate per descrivere i molteplici fenomeni di scambio termico, in caso di refrigerante in condizioni bifase bisogna prima comprendere qual è il regime instauratosi e successivamente adoperare la giusta correlazione che ne descriva in modo preciso il comportamento.
Nasce quindi, dall'esigenza di dover risolvere le problematiche del condensatore a fili e tubi, la concezione di questo secondo scambiatore che prende il nome di hot wall condenser. Come nel caso dell'evaporatore, questo scambiatore si presenta come una serpentina di tubazione in rame o alluminio di piccolo diametro, annegata nell'isolante e protetta da una pellicola di alluminio che serve a assicurare un buon contatto termico tra la tubazione e la lamiera in acciaio esterna, Fig.5.15 e Fig.5.16. A differenza dell'evaporatore la serpentina è a contatto con la lamiera esterna.

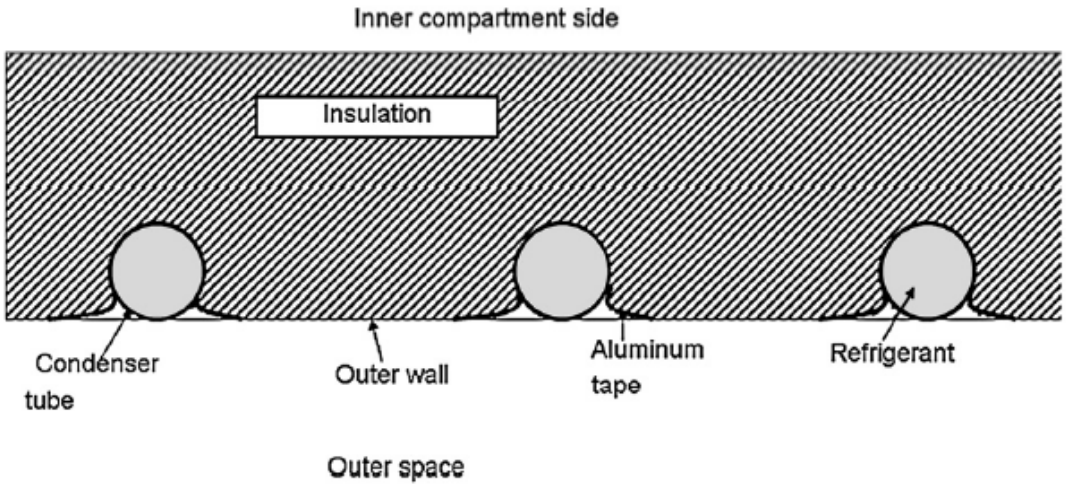

Figura 5.15: Vista in sezione di un Hot wall condenser *Tratto da J.K. Gupta & M.Ram Gopal, Modeling of hot wall condenser for domestic refrigerators*.

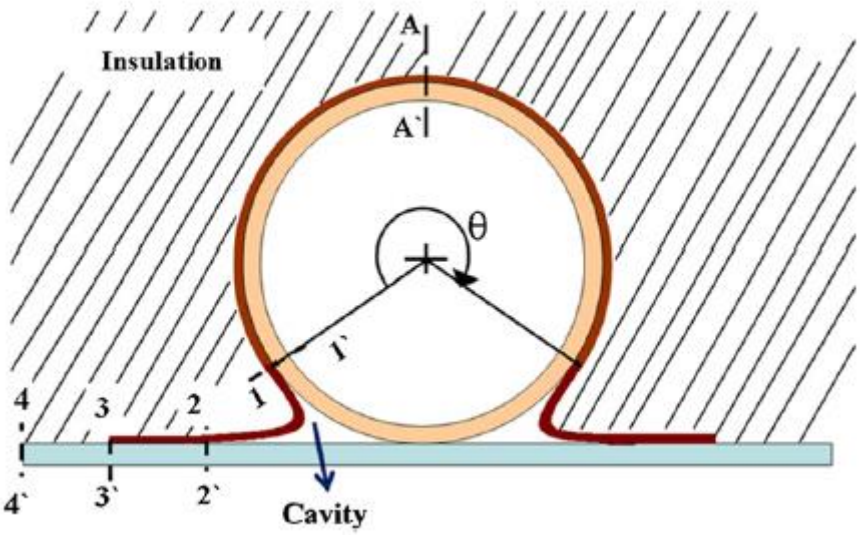

Figura 5.16: Vista in sezione di una serpentina di hot wall condenser *Tratto da J.K. Gupta & M.Ram Gopal, Modeling of hot wall condenser for domestic refrigerators*.

Dalle due figure precedenti si può notare la struttura dello scambiatore, in rosso è rappresentata la pellicola di alluminio, in giallo chiaro la tubazione e in azzurro la lamiera esterna in acciaio.

Il vantaggio di questo scambiatore statico è la possibilità di poter sfruttare generalmente quattro delle pareti del mobile frigorifero; in questo caso, differentemente dall'evaporatore skin, la parete superiore non viene presa in considerazione in quanto l'utente comune tende a sfruttarla come ripiano di appoggio. Un secondo vantaggio è quello legato all'impossibilità che si formino depositi di polvere sulle serpentine compromettendone le prestazioni di scambio termico; per lo stesso motivo questo scambiatore non necessita di manutenzione regolare e conseguentemente si riducono i costi di gestione. Lo scambiatore è in una posizione più protetta rispetto a quello a batteria alettata ma in caso di guasto o errato dimensionamento sarebbe impossibile la sua sostituzione. Un possibile svantaggio che deriverebbe dall'utilizzo di quest'ultima tipologia di scambiatore, immersa nell'isolante, sarebbe il rientro di calore verso la cella frigorifera. Inoltre si potrebbe verificare, a causa degli sforzi meccanici a cui sono sottoposte le lamiere del mobile frigorifero, la separazione tra la lamiera stessa e la tubazione che ridurrebbe in modo critico la capacità di dispersione di calore verso l'esterno. Anche per questa configurazione di condensatore diversi studiosi si sono cimentati nel tentativo di simularne le prestazioni; diversi modelli si sono susseguiti con l'intento di assottigliare sempre più le approssimazioni e avvicinarsi così maggiormente al comportamento reale. Per modellizzare questa tipologia di scambiatore è opportuno conoscere in modo dettagliato la struttura, la composizione e le proprietà dei materiali, le caratteristiche

geometriche della serpentina (forma della sezione trasversale, diametro equivalente, passo tra i tubi) e il percorso di essa lungo le pareti del freezer. Il primo modello [7] proposto da *P.K Bansal & T.C Chin*, divide lo scambiatore in piccoli elementi, Fig.5.17, le cui dimensioni sono una lunghezza infinitesima di discretizzazione Δz, ed una larghezza w_{av} pari al passo della serpentina di scambio.

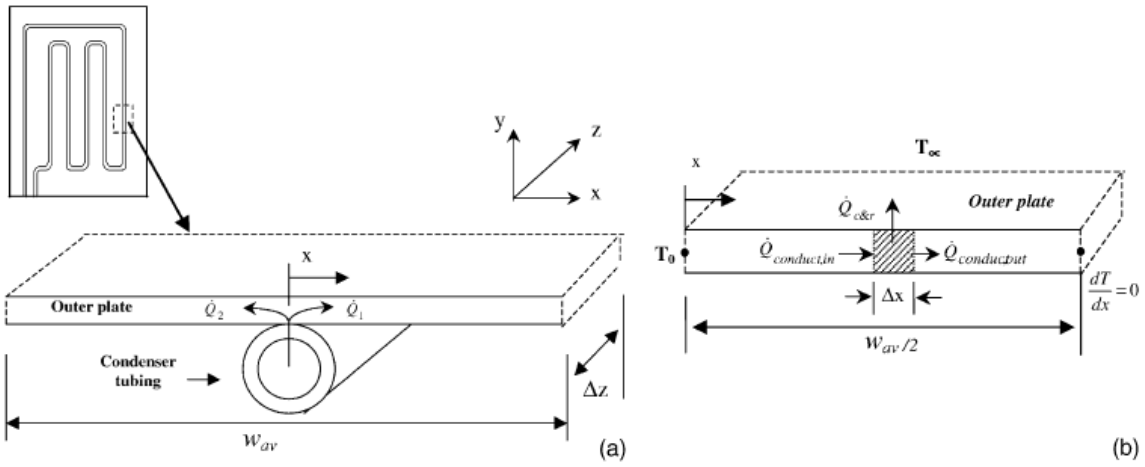

Figura 5.17: a) Sezione di un element infinitesimo di hot wall condenser b) meccanismo di scambio di calore e condizioni al contorno per l'elemento infinitesimo *Tratto da P.K Bansal & T.C Chin, Design and Modeling and of hot-wall condensers in domestic refrigerators*.

Anche se una quota di calore condotta dal foglio di alluminio fluisce attraverso l'isolante questa viene trascurata nel modello. Dal momento che la lunghezza infinitesima è assai piccola, la temperatura dell'elemento in direzione z è assunta costante. L'assunzione della distribuzione di temperatura costante nella direzione y della lamiera non è un errore grossolano in quanto questa è molto sottile. Prendendo in considerazione la porzione infinitesima di lamiera associata all'elementino, il calore è trasferito per conduzione in direzione x mentre verso l'ambiente esterno per convezione e irraggiamento. La lamiera è trattata come un'aletta piana con punta adiabatica che scambia per irraggiamento e convezione solo da un lato. Il secondo modello, *proposto da G.K. Gupta & M.Ram Gopal [8]*, risulta molto più dettagliato ma anche più complesso del precedente dal punto di vista computazionale; esso permette di prendere in considerazione anche l'effetto dovuto al foglio di alluminio, che si dimostra giocare un ruolo fondamentale nel trasferimento di calore. Il percorso del calore è molto più complesso rispetto al caso del condensatore a fili e tubi; in questo caso una grossa parte del calore è trasferito dal refrigerante al foglio di alluminio, una porzione consistente di questo fluisce lungo il foglio verso la lamiera esterna dalla quale viene

ceduto all'esterno. Anche in questo caso lo scambiatore è suddiviso in elementi infinitesimi, la cui struttura è simile a quella del modello precedente con però l'aggiunta del foglio di alluminio. Anche il foglio di alluminio è trattato come un'aletta mentre l'isolamento verso l'interno è considerato perfetto. Ogni porzione di aletta è trattata monodimensionalmente e come condizione al contorno nei punti di contatto è imposta la continuità di flusso.

Complessivamente sono molteplici gli aspetti che bisogna prendere in considerazione quando si vuole valutare la tipologia di condensatore che meglio si adatti alla nostra applicazione. La superficie scambiante massima di un evaporatore statico del tipo hot wall condenser è quella messa a disposizione dal mobile frigorifero ed è quindi possibile che questa non sia sufficiente per smaltire tutto il calore assorbito dall'evaporatore ed introdotto dalla compressione. Questo significa che il punto di equilibrio del sistema o del ciclo termodinamico si assesterà in corrispondenza di una più elevata pressione di condensazione e una complessiva minor efficienza energetica del ciclo. È quindi opportuno, se si vuole adoperare un condensatore di tipo statico, prendere come riferimento nella definizione del ciclo di progetto, un maggior delta di temperatura tra l'ambiente e la condensazione.

Viceversa la scelta del condensatore ventilato permette di ottenere un ciclo termodinamico che grazie alla più bassa temperatura di condensazione risulta più efficiente, tuttavia non si può trascurare l'assorbimento di potenza elettrica aggiuntiva legata all'utilizzo del ventilatore. La scelta del condensatore e degli scambiatori di calore più in generale scaturisce dalla necessità di trovare un compromesso di tipo economico. Una maggior superficie di scambio consente di diminuire la temperatura di condensazione e quindi incrementare l'efficienza del ciclo termodinamico ma aumenta il costo di acquisto legato alle dimensioni dello scambiatore. Quindi generalmente il salto di temperatura di progetto tra la condensazione e l'ambiente esterno, o sorgente calda, è un compresso basato sulle considerazioni di cui sopra. Inoltre un ulteriore vincolo che può ostacolare la scelta di una batteria alettata è lo spazio che si ha a disposizione nel vano motocondensante.

5.4 Il compressore

Il compressore è il cuore di un sistema di refrigerazione e per questo motivo è utile fare una sintesi in merito alle caratteristiche e i parametri fondamentali che bisogna tenere in considerazione nel processo di selezione di questa macchina. La maggior parte dei compressori adoperati nel settore della refrigerazione medicale e alimentare per applicazioni di piccola taglia fa uso di compressori di tipo ermetico volumetrico. Il vantaggio del compressore ermetico è quello di limitare al minimo le fughe di refrigerante; la principale

problematica legata all'impossibilità di effettuare manutenzione in caso di guasto è stata risolta negli anni grazie al raggiungimento di un'elevata affidabilità di queste macchine. Viceversa il compressore semi-ermetico, anche detto accessibile, possiede una calotta flangiata che consente di, smontandola, accedere al motore elettrico e al compressore. Sono diverse le tipologie di compressori ermetici volumetrici; tra questi vi sono quelli rotativi, quelli alternativi e i compressori scroll. Il compressore scelto per questa tipologia di applicazione è un classico compressore ermetico di tipo volumetrico alternativo, lo stesso che è stato trovato nel dispositivo da noi smontato. L'azione di compressione è svolta da un pistone che si muove, azionato da un albero motore per mezzo di un manovellismo biella manovella, all'interno di un cilindro; questo è messo in comunicazione con le camere di aspirazione e scarico per mezzo di due valvole ad apertura meccanica (apertura per differenza di pressione tra cilindro e camera di scarico o aspirazione). La shell che contiene l'intero blocco, composto dal motore elettrico e dal compressore, è progettata per smaltire parte del calore di compressione. Il colore nero dell'involucro non è infatti casuale ma serve a potenziare lo scambio termico per irraggiamento verso l'esterno. Per migliorare ulteriormente lo scambio termico convettivo viene spesso sfruttato il ventilatore del condensatore di modo che faccia circolare aria sulla shell. Il raffreddamento del compressore, che fa sì che la compressione non sia adiabatica, serve a limitare la temperatura del refrigerante in uscita dal compressore. Un'eccessiva temperatura del fluido allo scarico provocherebbe un rapido deterioramento delle proprietà lubrificanti dell'olio miscelato insieme al refrigerante. La massima temperatura di scarico ammissibile è normalmente suggerita dal produttore.

I compressori si differenziano a seconda dell'applicazione; questa classificazione dipende dal range di temperatura di evaporazione per cui sono progettati. Si possono avere compressori HBP, MBP, LBP, ULBP (High/Medium/Low/UltraLow BackPressure). Questa terminologia è sviante in quanto la loro classificazione si deve alle temperature di evaporazione e non alle pressioni come suggerirebbe il nome. Per fare un esempio, i compressori per applicazioni ULBP, utilizzano gas refrigeranti la cui caratteristica fondamentale è quella di possedere pressioni di saturazione dell'ordine di quella atmosferica per bassissime temperature di evaporazione.

Nel nostro caso l'applicazione di riferimento per il LTC è quella dell' ULBP con temperature di evaporazione al di sotto dei -40°C. Nei cataloghi forniti dai produttori di compressori vengono fornite informazioni riguardanti dati meccanici, dati elettrici ed infine tabelle riportanti le prestazioni del compressore.

Tra i dati meccanici vengono riportati i parametri geometrici come la corsa e l'alesaggio da cui è possibile calcolare la cilindrata del compressore. Viene inoltre specificata la tipologia di avviamento che può essere ad alta coppia di avvio (High Starting Torque) o a bassa coppia di avvio (Low Starting Torque). Come è stato ricordato precedentemente se si utilizza come organo di espansione un capillare durante le fasi di off del compressore si ha l'equalizzazione delle pressioni il che permette di adoperare un compressore con una bassa coppia di avvio. Tra i dati di catalogo si riportano anche i diametri nominali relativi agli attacchi dell'aspirazione e dello scarico.

Tra i dati elettrici vengono fornite informazioni riguardanti il voltaggio, la frequenza, il numero di fasi e dati nominali riguardanti i dispositivi di protezione e di avvio. Altre informazioni importanti che vengono riportate sui data sheet sono la tipologia di olio lubrificante da utilizzare e la sua quantità, il tipo di raffreddamento del compressore, se di tipo "fan" o "oil cooling", e nel primo caso anche la portata d'aria di raffreddamento.

Due parametri fondamentali che illustrano le prestazioni di un compressore volumetrico alternativo sono la portata che esso è in grado di comprimere e la potenza assorbita.

Le tabelle che mostrano le prestazioni sono organizzate in questo modo: per ogni temperatura di condensazione vengono forniti i dati per diverse temperature di evaporazione (entrambe all'interno del range di funzionamento suggerito dal costruttore). Nel processo di selezione di un compressore bisogna ricordare che quando si parla di temperature di evaporazione e condensazione si sta in realtà parlando delle rispettive pressioni di saturazione.

I parametri che vengono forniti sono la portata massica comprimibile, la potenza assorbita dal compressore e la cooling capacity o capacità di refrigerazione, resa. Le tabelle sono organizzate in questo modo in quanto i due parametri che maggiormente influenzano le prestazioni di un compressore in termini di portata compressa, potenza assorbita e capacità di refrigerazione sono la pressione di aspirazione-evaporazione e la pressione di scarico-condensazione. Per prima cosa bisogna comprendere come queste due temperature e dunque pressioni di saturazione ad esse associate influenzino la portata che un compressore è in grado di comprimere.

Per far ciò introduciamo l'equazione della portata massica:

$$\dot{m} = \frac{V_d * n_c * \eta_v}{v} \qquad (5.57)$$

Dove "V_d" rappresenta la cilindrata del compressore [m^3], "n_c" il numero di cicli al secondo, "η_v" è l'efficienza volumetrica mentre "v" è il volume specifico del gas surriscaldato in aspirazione.

Per un dato compressore sono note la cilindrata e il numero di giri al secondo mentre sono funzioni delle pressioni di esercizio sia l'efficienza volumetrica che il volume specifico.
L'efficienza volumetrica è un parametro adimensionale che esprime il rapporto tra la portata volumetrica effettivamente elaborata dal compressore in quelle condizioni operative rispetto a quella massima comprimibile, pari al prodotto della cilindrata per il numero di cicli al secondo. Le cause che fanno sì che la portata effettivamente compressa sia ridotta rispetto a quella massima ideale sono diverse; la più importante è sicuramente l'espansione del gas rimasto nello spazio morto ma anche effetti dovuti al riscaldamento del gas in ingresso ad opera delle pareti del cilindro, le fughe e le perdite di carico in prossimità delle valvole di aspirazione e scarico, danno un loro contributo. Come accennato poco fa, il fenomeno preponderante con cui si può stimare a grandi linee l'efficienza volumetrica è l'espansione del gas rimasto intrappolato nello spazio morto. Maggiori pressioni di scarico e minori pressioni di aspirazione fan sì che una maggior quota di corsa del compressore venga spesa per ri-espandere il gas dello spazio morto fino ad un valore di pressione inferiore a quella di aspirazione e necessario a far aprire la relativa valvola. Per alti valori di rapporti di compressione può accadere che il compressore non riesca, caso limite, ad aspirare alcuna quantità refrigerante. Per comprendere meglio come il volume di spazio morto e il rapporto di compressione influenzino l'efficienza volumetrica, viene di seguito illustrato, Fig.5.18 , il ciclo di lavoro di un compressore volumetrico alternativo. Si parla di ciclo di lavoro in quanto il diagramma non è termodinamico, infatti non fa riferimento al volume massico del gas ma al volume della camera in cui il gas è contenuto; infatti a causa delle fasi di aspirazione e scarico la massa di gas contenuta è variabile nel tempo. Il ciclo di lavoro coinvolge due sole corse dello stantuffo e richiede pertanto un'unica rotazione completa dell'albero.

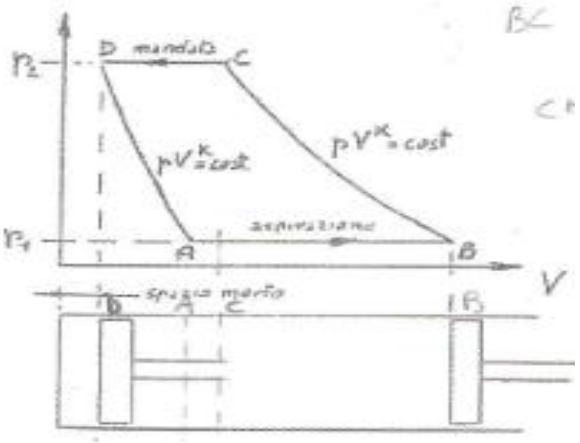

Figura 5.18: Ciclo lavoro di un compressore volumetrico *tratto da: Fondamenti di Macchine, Ing. A. Poggio*

Il punto "B" rappresenta il PMI, il punto "D" il PMS, il volume V_{D0} è il volume di spazio morto mentre il volume V_{DA} è quello necessario a far espandere il gas intrappolato nello spazio morto. Il Volume utile di aspirazione è dunque il volume V_{BA} e non V_{BD}. La trasformazione AB rappresenta l'aspirazione ideale isobara, la trasformazione BC una compressione ideale isoentropica, CD lo scarico ideale isobaro e DA un'espansione sempre ideale isoentropica.

La temperatura di evaporazione (parametro che viene utilizzato per esprimere la pressione di aspirazione) ha un effetto maggiore sulla portata rispetto alla temperatura o pressione di condensazione; mentre infatti la seconda influenza soltanto l'efficienza volumetrica, la prima influenza anche il volume specifico. Al diminuire della temperatura di evaporazione con una temperatura di condensazione fissata, si riduce l'efficienza volumetrica, aumenta il volume specifico del gas aspirato e di conseguenza diminuisce la portata comprimibile dal compressore.

La forte dipendenza che la pressione di aspirazione e la pressione di scarico esercitano sulla portata ci permette di comprendere come sia importante tenere in considerazione le perdite di carico nella linea di aspirazione e scarico; trascurarle infatti significherebbe sovrastimare la reale portata del compressore. Dimensionare in modo attento le linee di aspirazione e scarico significa fare in modo che le cadute di pressione siano tali da non superare gli 1-2 K di variazione di temperatura di saturazione. La pratica comune di fissare le cadute di pressione in termini di cadute di temperatura di saturazione massima ammissibile può risultare in taluni casi scorretto. Infatti per ogni fluido refrigerante allo stesso valore di caduta di temperatura di saturazione (1K) corrisponde un determinato valore di caduta di pressione; può quindi risultare che per taluni fluidi quest'ultimo valore sia eccessivo e non ammissibile.

Per vedere come invece le pressioni di aspirazione e scarico influenzino la potenza assorbita dal compressore si riporta prima l'equazione:

$$P = \frac{\dot{m} * \Delta h_{id}}{\eta_{is}} \qquad (5.58)$$

Fissata la temperatura di condensazione, l'andamento della potenza assorbita dal compressore al variare della temperatura di evaporazione presenta un picco. Per basse temperature di evaporazione la portata compressa può risultare nulla e di conseguenza anche la potenza mentre per una pressione di evaporazione pari alla pressione di condensazione è il salto entalpico ad annullarsi.

Tra questi due estremi, per vedere se la potenza assorbita stia aumentando all'aumentare della temperatura di evaporazione, bisogna capire se è preponderante la diminuzione del salto entalpico o l'incremento di portata. Il termine a denominatore prende il nome di efficienza di compressione adiabatica e rappresenta il rapporto tra la potenza assorbita ideale, trascurando gli attriti meccanici e fluidodinamici, e la potenza assorbita reale (Potenza elettrica).

Anche il coefficiente adiabatico è funzione delle pressioni di esercizio e dunque del rapporto di compressione. Questo infatti risulta basso per elevati valori dei rapporti di compressione a causa delle maggiori forze di sfregamento tra le parti, come l'albero sui cuscinetti o gli anelli del pistone sui cilindri. Si verifica anche una caduta del coefficiente per bassi rapporti di compressione, probabilmente causato dagli attriti fluidodinamici. Per la maggior dei compressori di buona marca questo coefficiente risulta essere di circa 70% per alti rapporti di compressione ed 80% per valori più bassi. I rapporti di compressione con cui generalmente operano i compressori di tipo ermetico sono compresi tra i valori 2 e 9, 10 al massimo.

Il trend del coefficiente di espansione adiabatico spiega per quale motivo, quando si ha necessità di lavorare con ampi salti di pressione per via del grande differenziale di temperatura tra le due sorgenti, si opti per la realizzazione di un ciclo a doppia compressione di vapore.

Vediamo ora nella figura seguente, Fig.5.19, quelli che sono gli andamenti della portata, del lavoro massico di compressione e della potenza elettrica assorbita al variare della temperatura di evaporazione e fissata la temperatura di condensazione.

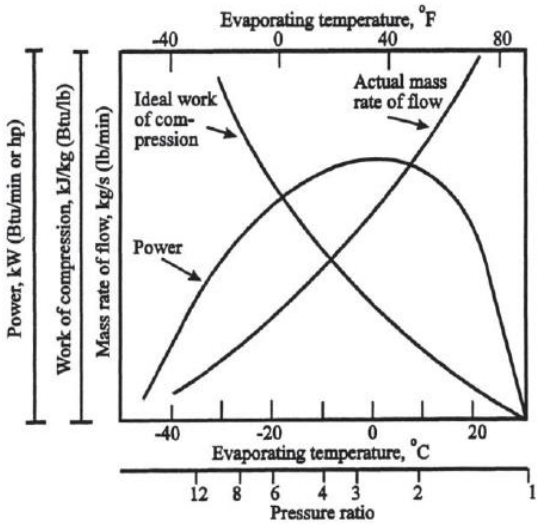

Figura 5.19: Portata, salto entalpico ideale di compressione e Potenza *tratto da: Stoecker, Industrial Refrigeration Handbook*.

Spesso il punto di funzionamento di un compressore ermetico si trova a sinistra del picco; questa scelta progettuale porta con sé alcuni accorgimenti che se dovessero venir trascurati potrebbero compromettere il funzionamento del compressore e la sua vita utile.

All'aumentare della temperatura di evaporazione, fenomeno che si può verificare con l'incremento del carico termico o alla ripartenza del compressore in seguito alla fase di off del frigorifero, la potenza assorbita dalla macchina passa attraverso il picco; questo se non correttamente stimato o preventivato può portare il motore elettrico ad un sovraccarico eccessivo. Il sovraccarico se ripetuto danneggia precocemente il motore elettrico.

Fino ad ora è stata descritta l'influenza della temperatura di evaporazione sulla portata e sulla potenza assorbita dal compressore fissata la temperatura di condensazione. La stessa analisi può essere condotta variando questa volta la temperatura di condensazione a pari temperatura di evaporazione. L'effetto dell'incremento della temperatura di condensazione comporta una diminuzione della portata aspirata dal compressore e un aumento della lavoro massico di compressione ideale. In questo caso, rispetto a quello associato alla diminuzione della temperatura di evaporazione, la diminuzione della portata è sempre minore rispetto all'incremento del lavoro di compressione. Di conseguenza, all'aumentare della temperatura di condensazione aumenta sempre la potenza assorbita dal compressore.

Ultimo parametro da prendere in considerazione nell'analisi delle prestazioni di un compressore è la capacità frigorifera. Questo indice è spesso fonte di alcuni fraintendimenti in quanto non è il compressore che svolge il compito di sottrarre energia alla cella frigorifera. La capacità frigorifera riferita al compressore è il prodotto della portata elaborata per il salto entalpico a cui va in contro il refrigerante transitando nell'evaporatore.

$$\dot{Q}_{ev,comp} = \dot{m}_{comp} * \Delta h_{ev} \qquad (5.59)$$

Il salto entalpico all'evaporatore prende il nome di effetto frigorifero; questo valore dipende strettamente dal surriscaldamento utile all'uscita dell'evaporatore e dal sottoraffreddamento all'uscita del condensatore. È evidente che il confronto delle prestazioni fornite da compressori di diversa marca debba essere fatto sulla base di pari condizioni operative. Qualora infatti i produttori di compressori riportassero le capacità frigorifere dei loro prodotti ognuno secondo le proprie condizioni di test, sarebbe necessaria un'operazione di correzione dei valori. Per ovviare a questo problema e semplificare la procedura di paragone dei dati prestazionali dei compressori sono state introdotte delle normative che definiscono un ciclo frigorifero standard da utilizzare durante i test e a cui si devono attenere i tutti i produttori. Tale ciclo deve essere sufficientemente rappresentativo delle reali condizioni di esercizio.

A seconda della tipologia di applicazione, dall'alta alla ultra bassa temperatura di evaporazione, variano gli accorgimenti costruttivi e termodinamici studiati per ottimizzare la prestazione energetica di un ciclo termodinamico, sempre associato ad un fluido idoneo a lavorare in quel campo di temperature. Spesso quindi le norme, per ogni applicazione, fissano delle condizioni operative del ciclo frigorifero di test che sono quelle derivanti dalle considerazioni di cui sopra.
Nella tabella seguente, Tab.5.2, per ogni applicazione e per ciascuna normativa, sono mostrate le condizioni di test (rated points) a cui i costruttori devono attenersi secondo diversi standard.

Tabella 5.2: Condizioni di test standard ASHRAE *tratto da: Catalogo Embraco*.

TEST CONDITIONS

TEST CONDITIONS	APPLICATION	EVAPORATING TEMPERATURE °C	CONDENSING TEMPERATURE °C	RETURN GAS TEMPERATURE °C	SUB-COOLING	AMBIENT TEMPERATURE °C
EN 12900	LBP	-35	40	20 (*)	NO SUBCOOLING	32
	MBP	-10	45			
	HBP	5	50			
ARI 540	LBP	-23,3	48,9	4,4	NO SUBCOOLING	35
	MBP	-6,7	48,9	4,4		
	HBP	7,2	54,4	18,3	8,3K	
ASHRAE SUBCOOLED	LBP	-23,3	54,4	32,2	22,2K	32,2
	MBP and HBP	7,2	54,4	35	8,3K	35
CECOMAF	LBP	-25	55	32	NO SUBCOOLING	32

(*) For EMT and NE models return gas temperature is 32°C.

In Europa l'esposizione dei dati di prestazione dei compressori volumetrici da parte dei costruttori è regolata dalla EN 12900 del Luglio 2008. Essa specifica, in funzione del fluido e dell'applicazione, le condizioni di ingresso del fluido al compressore, il valore di sottoraffreddamento all'ingresso del dispositivo di espansione, come pure le tolleranze, la forma dei polinomi interpolanti. Negli Stati Uniti si fa invece riferimento alla normativa ASHRAE o alla CECOMAF.
Nello stesso modo è importante ricordare che per una data applicazione le prestazioni di un compressore sono illustrate solamente per quei fluidi frigoriferi che più si prestano a lavorare nel range di temperatura rappresentativo di quell'applicazione.

Questo significa che qualora stessimo prendendo in considerazione un compressore per un'applicazione ad ultra bassa temperatura di evaporazione non troveremmo mai i dati prestazionali per fluidi come l'R134a.

Quindi fissati da norma il grado di surriscaldamento e sottoraffredamento (indirettamente l'effetto frigorifero) e mantenendo costante la pressione di condensazione, all'aumentare della pressione di evaporazione aumenta leggermente l'effetto frigorifero.

Di conseguenza la capacità frigorifera del compressore, che è il prodotto dell'effetto frigorifero per la portata, aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione.

Per alte temperature di evaporazione, la diminuzione della capacità frigorifera si stima essere approssimativamente del 4% a grado centigrado di variazione (diminuzione), mentre per temperature molto basse questa riduzione sale al 9% per grado centigrado di variazione.

È importante dunque cercare di assicurare elevate capacità frigorifere e per far questo è opportuno fare in modo che la temperatura di evaporazione non sia troppo bassa. Il valore della temperatura di evaporazione è vincolata a quello della temperatura obbiettivo da assicurare all'interno della cella.

Adoperando una superficie di scambio maggiore dell'evaporatore ed incrementando i coefficienti di scambio termico si può dunque pensare di incrementare la temperatura di evaporazione assestando il ciclo in una configurazione energeticamente più efficiente.

Inoltre la capacità frigorifera associata ad un compressore diminuisce sempre all'aumentare della temperatura di condensazione (diminuisce l'effetto frigorifero e la portata messa in circolazione); un'ultima considerazione da fare è che a pari variazione di temperatura l'effetto della temperatura di evaporazione sulla capacità frigorifera è maggiore rispetto a quello legato alla temperatura di condensazione.

Affinché il punto di bilanciamento tra compressore ed evaporatore cada in corrispondenza della temperatura di evaporazione desiderata, la capacità frigorifera del primo deve corrispondere alla capacità frigorifera del secondo.

Sono infatti l'evaporatore ed il condensatore ad influenzare i livelli di pressione attraverso la loro capacità di trasferire energia tra il refrigerante ed il fluido secondario. Il punto di funzionamento dell'evaporatore è il punto in cui le performance dell'evaporatore uguagliano quelle del compressore. La portata massica è stabilita dal compressore e nel punto di equilibrio il refrigerante evapora ad una temperatura di saturazione stabile.

All'aumentare della temperatura di evaporazione aumenta la capacità frigorifera messa a disposizione dal compressore. Viceversa, all'aumentare della temperatura di saturazione diminuisce il salto di temperatura all'evaporatore e con esso anche la capacità di

raffreddamento. All'intersezione di questi due andamenti si trova il punto di funzionamento (punto di equilibrio). La temperatura di evaporazione rimane quella desiderata se la portata movimentata dal compressore è la stessa che l'evaporatore riesce a far evaporare, garantendo al contempo le stesse condizioni di aspirazione utilizzate per calcolare le prestazioni del compressore.

5.4.1 Normativa UNI EN 12900

Questa normativa, applicata a tutti i membri del comitato europeo per la standardizzazione, ha lo scopo di fissare le condizioni operative a cui i costruttori di compressori si devono attenere nel valutare e mostrare a catalogo le prestazioni dei loro prodotti. La normativa è stata introdotta con la finalità di consentire ad un possibile utilizzatore finale di confrontare, a parità di cilindrata, le prestazioni di compressori di marca diversa.

I parametri per la presentazione dei dati prestazionali di compressori volumetrici utilizzati in applicazioni standard sono illustrati nella tabella seguente, Tab.5.3.

Tabella 5.3: Punti di riferimento per test e prestazioni *tratto da: UNI EN 12900*.

Refrigerant	Parameters		
	Suction gas temperature (°C) or superheat (K) at the compressor inlet	Ambient temperature around the compressor	Compressor Application
Halocarbons and hydrocarbons including refrigerant blends	32 °C	35 °C	Household and similar refrigerators/ freezers
	20 °C or 10 K		Other applications
R 744 (CO_2)	32 °C		Household and similar refrigerators/ freezers
	10 K (30 °C[a])		Other applications
R 717	5 K		Any application using ammonia
Other refrigerants	As appropriate, to be clearly specified in performance data		
[a] Reference point A5, Table 6.			

Come si può notare dalla tabella uno dei punti normati è quello relativo all'aspirazione del compressore (suction gas temperature); viene fissato il valore di temperatura (32°C-20°C) o il massimo grado di surriscaldamento (20K), calcolato come la differenza tra la temperatura di saturazione corrispondente alla pressione di aspirazione e la reale temperatura all'ingresso del compressore.

Il grado di sottoraffreddamento è assunto pari a zero ma qualora le prestazioni del compressore, in termini di capacità frigorifera, venissero misurate con del sottoraffreddamento, il costruttore sarebbe obbligato a riportarne il valore.
Nella tabella successiva, Tab.5.4, invece, sono illustrati i punti standard di riferimento per le diverse applicazioni, che indicativamente rappresentano le condizioni di test:

Tabella 5.4: Punti standard o rated points *tratto da: UNI EN 12900*

Reference points	Compressor applications			
	High evaporating temperature	Medium evaporating temperature	Low evaporating temperature	Household and similar refrigerators/ freezers
Evaporating temperature (°C) at suction dew point	+ 5	– 10	– 35	– 25
Condensing temperature (°C) at discharge dew point	+ 50	+ 45	+ 40	+ 55
Suction gas temperature (°C) or superheat (K)	+ 20 10 or 5[a]	+ 20 10 or 5[a]	+ 20 10 or 5[a]	+ 32
Subcooling (K)	0	0	0	0
[a] For R 717.				

Da questa breve sintesi sulla normativa UNI 12900 è evidente come manchi del tutto la regolamentazione per le applicazioni ad Ultra Bassa Temperatura, ragion per cui i costruttori di compressori idonei a lavorare in questo campo sono liberi di illustrare i dati prestazionali con le proprie condizioni operative di test.
Questo, come è facilmente intuibile, rende difficile il paragone tra i compressori di diversi costruttori.
Un'altra modalità con cui i costruttori possono presentare i dati prestazionali, oltre a quella tabulare, è quella che si avvale dell'utilizzo di forme polinomiali.
La forma polinomiale che deve essere utilizzata è la seguente:

$$X = C_1 + C_2 \times (S) + C_3 \times (D) + C_4 \times (S^2) + C_5 \times (S \times D) + C_6 \times (D^2) + C_7 \times (S^3) + C_8 \times (D \times S^2) + C_9 \times (S \times D^2) + C_{10} \times (D^3) \quad (5.60)$$

Dove con la C sono rappresentate le costanti, con la S la temperatura di saturazione alla pressione di aspirazione e con la D la temperatura di saturazione alla pressione di scarico. Le costanti assumono un valore differente a secondo del dato prestazionale (la X nel nostro caso) riportato, che può assumere il significato di portata, capacità frigorifera o potenza elettrica di compressione.

Anche il metodo di conduzione dei test è normato; in questo caso la normativa di riferimento è la EN 13771 parte 1. In questa norma viene precisata la configurazione o il setup dei dispositivi necessari per eseguire i test. Si parla per esempio di quali debbano essere i punti di misura della pressione e della temperatura e di conseguenza i punti in cui debbano essere installati i misuratori delle grandezze di riferimento. Una delle metodologie configurazionali per l'esecuzione dei test è quella del calorimetro; la portata è misurata indirettamente come il rapporto tra la potenza introdotta dalla resistenza elettrica diviso il salto entalpico di riferimento. Dalle misure di pressione e temperatura nei punti d'interesse si ricava la grandezza entalpia.

5.5 Il condensatore a cascata

Lo scambiatore intermedio denominato sovente come Cascade Heat Exchanger è lo scambiatore che permette di accoppiare termicamente i cicli di alta e bassa temperatura. Questo scambiatore, come accennato nella parte introduttiva, funge da condensatore per il ciclo di bassa temperatura e da evaporatore per il ciclo di alta temperatura. Le tipologie di scambiatori che possono essere utilizzati per svolgere questa funzione sono principalmente tre: uno scambiatore coassiale a tubi concentrici, uno scambiatore a tubi e mantello ed infine lo scambiatore a piatti.

Lo scambiatore coassiale tubo dentro tubo è, tra i tre, il più facile da realizzare e questa sua caratteristica rappresenta dunque un vantaggio. È infatti possibile, differentemente dagli altri due, farlo realizzare delle dimensioni scaturite dai calcoli. Questo scambiatore è costituito da un tubo posizionato concentricamente all'interno di un altro tubo di diametro maggiore; un fluido fluisce attraverso il tubo più interno mentre il secondo scorre nella parte anulare esterna con direzione opposta rispetto al primo (controcorrente). Normalmente questa tipologia di scambiatori adopera delle alettature sulla superficie esterna del tubo più interno il cui scopo è quello di incrementare la superficie di scambio. L'aggiunta delle alettature modifica il deflusso incrementandone la turbolenza; conseguentemente varia il coefficiente di scambio termico. In questo caso, avendo due fluidi in cambiamento di fase, caratterizzati da elevati coefficienti di scambio termico, le alettature non sarebbero necessarie. Un problema che potrebbe derivare dall'utilizzo di questa tipologia di scambiatore sono delle perdite di carico non trascurabili. La figura seguente, Fig.5.20, mostra una classica configurazione di questa tipologia di scambiatore; sono qui bene messi in evidenza gli attacchi di ingresso e di uscita dei due flussi in controcorrente. Il materiale comunemente utilizzato nella realizzazione di

questi scambiatori è il rame; inoltre adoperando la tecnica dell'avvolgimento della tubazione a modi spirale si riesce ad ottenere anche una discreta compattezza.

Figura 5.20: Coaxial heat exchanger *tratto da: Wieland thermal solution*.

Lo stesso scambiatore è riproposto nella figura seguente, Fig.5.21, in cui si da rilievo ai parametri geometrici di costruzione.

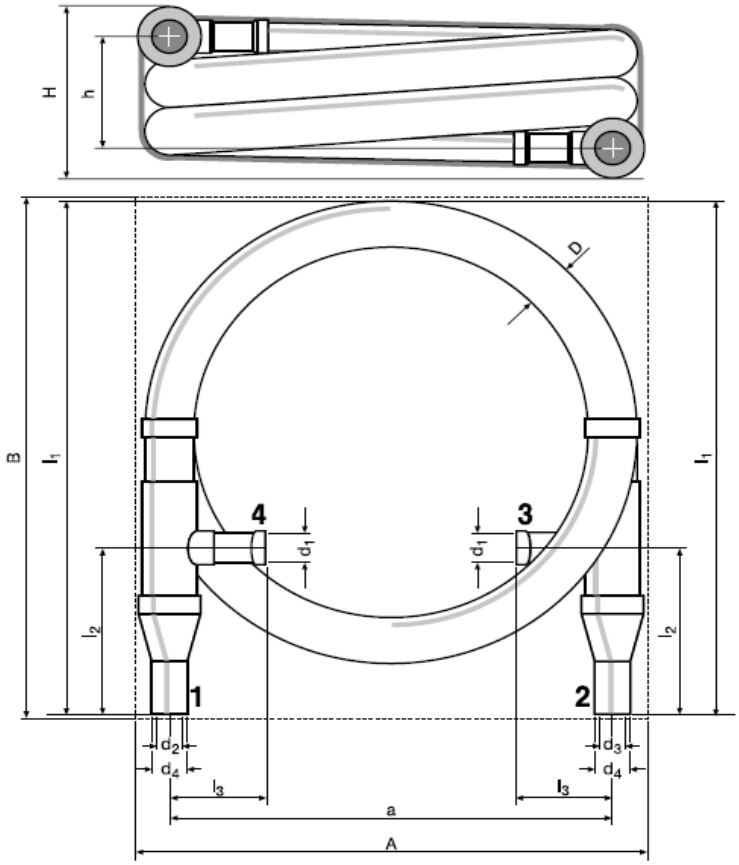

Figura 5.21: Coaxial heat exchanger *tratto da: Wieland thermal solution*.

Normalmente il fluido che va incontro alla condensazione, nel nostro caso l'R170 o etano, viene fatto scorrere nella parte esterna anulare. Le correlazioni che servono a determinare i coefficienti di scambio termico sono le stesse, sia per i fluidi in condizione bifase che monofase, di quelle esposte precedentemente nei capitoli dedicati rispettivamente al condensatore e all'evaporatore. Nella determinazione dei numeri adimensionali, in particolare Reynolds e Nusselt, in cui bisogna introdurre la grandezza caratteristica, è necessario porre particolare attenzione alla zona anulare. Per l'anulus si utilizzano due diversi diametri idraulici come grandezza caratteristica a seconda che si vogliano misurare i parametri di scambio termico o di caduta di pressione. Questo concetto sembra astruso a parole ma introducendo la definizione di diametro idraulico se ne comprenderà meglio il significato. Il diametro idraulico si esprime come quattro volte la sezione di passaggio diviso il perimetro bagnato:

$$D_h = \frac{4*A}{P_{wetted}} \qquad (5.61)$$

Nel caso si voglia far riferimento allo scambio termico il perimetro bagnato è quello esterno della tubazione più interna, mentre per le perdite di carico questo è la somma di quello precedente più il perimetro interno della tubazione più esterna. Qui di seguito si illustrano i valori per i diametri idraulici associati allo scambio termico ($D_{h\text{-}heat\text{-}flux}$) e alle perdite di carico ($D_{h\text{-}pressure\text{-}losses}$).

$$D_{h,h} = \frac{(D_i{}^2 - d_e{}^2)}{d_e} \qquad (5.62)$$

$$D_{h,p} = D_i - d_e \qquad (5.63)$$

Dove D_i rappresenta il diametro interno della tubazione esterna, mentre d_e il diametro esterno della tubazione interna.

La seconda tipologia di scambiatori è quella a tubi a mantello, la tipologia maggiormente adoperata nel settore industriale e della produzione di energia. Questi scambiatori sono caratterizzati da un cilindro esterno di maggior diametro, chiamato shell, al cui interno scorrono le tubazioni. Un fluido scorre all'interno della shell mentre il secondo fluisce all'interno delle tubazioni. Le possibili configurazioni di questi scambiatori sono molte

in quanto sono tanti i componenti costruttivi che influenzano la configurazione finale del sistema. Un esempio è rappresentato dalla Shell; questa può infatti presentare i fori di accesso e uscita in posizioni e numero differenti. Al suo interno inoltre vengono posizionati dei baffles che, oltre a sorreggere il fascio di tubazioni, forzano il fluido all'interno della shell a scorrere in una direzione piuttosto che in un'altra. Uno scambiatore a tubi e mantello si differenzia anche per la tipologie di teste della shell e per il numero di passaggi delle tubazioni all'interno di essa; giocando con questi elementi si possono realizzare scambiatori in controcorrente o a flussi incrociati. Le diverse configurazioni geometriche di questi componenti hanno notevoli effetti sulle perdite di carico e sui coefficienti di scambio termico. Normalmente gli scambiatori a tubo e mantello si classificano a seconda del numero di passaggi del fluido all'interno della Shell e di quante volte il fluido che fluisce nelle tubazioni attraversi la shell stessa. Un altro parametro di progettazione è il layout dei tubi nel comporre il fascio tubiero; questo può essere triangolare, rettangolare, quadrato o a sezione romboidale. Lo scambiatore a tubi e mantello è quello che abbiamo potuto osservare durante la fase di smontaggio della macchina della concorrenza. Il fluido del LTC condensa all'interno delle tubazioni, mentre quello dell'HTC evapora nella shell.

La terza tipologia di scambiatori, da poco affacciatasi sul mercato della refrigerazione commerciale, è quella denominata Brazed plate heat exchangers. Questa tecnologia, ormai matura per il campo della climatizzazione civile, comincia ora ad espandersi anche nel settore in cui opera FRI.MED. Gli elementi principali di questi scambiatori sono i piatti, Fig.5.22, fogli di allumino o acciaio inossidabile o leghe di diverso grado di acciaio, di spessore ridotto, circa 0.5mm, corrugati in modo da incrementare la superficie di scambio e la turbolenza del deflusso.

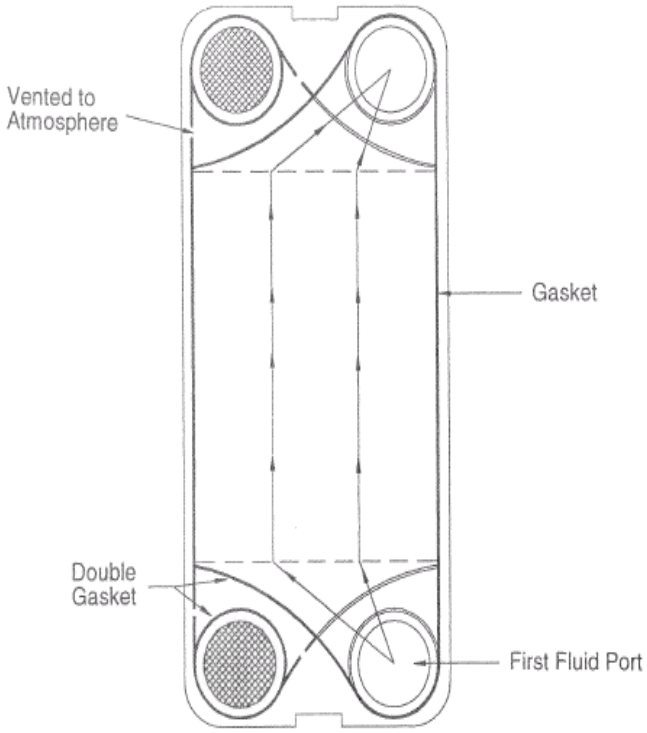

Figura 5.22: Plate *tratto da: S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij,Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

Rispetto agli shell and tubes questi scambiatori sono molto più compatti e, se da un lato la maggior turbolenza riduce la formazione di sedimentazione sulle parerti, dall'altro determina l'incremento della resistenza idraulica e dunque l'energia necessaria a far circolare il fluido. Questi scambiatori, inizialmente idonei per scambi tra fluidi liquidi, sono diventati ora efficacemente adoperabili con fluidi in cambiamento di fase. I vantaggi di questa tipologia di scambiatori sono molteplici; per esempio l'alta efficienza e la facilità di manutenzione. Inoltre, essendo modulari, permettono un facile adeguamento di potenza in caso di necessità. Uno dei maggiori svantaggi è il costo; le aziende produttrici infatti possiedono un alto livello di specializzazione in quanto la realizzazione dei piatti richiede lavorazioni di precisione, soprattutto qualora lo scambiatore fosse di piccole dimensioni. Mentre le configurazioni degli scambiatori a tubi e mantello sono state standardizzate, ogni azienda produttrice di scambiatori a piastre possiede il proprio brevetto. La peculiarità risiede nel piatto e nel tipo di corrugazione. Come si può vedere dalle figure seguenti, Fig.5.23 e Fig.5.24, i piatti sono disegnati in modo tale che accostati e compressi uno contro l'altro applicando una certa pressione, diano luogo a quattro condotti, due sulla parte superiore e due sulla parte inferiore. I due fluidi scorrono uno accanto all'altro in direzioni opposte, separati dal solo piatto tra loro

interposto, seguendo le particolari corrugazioni sulla superficie. Queste ultime permettono di incrementare sensibilmente la superficie di scambio.

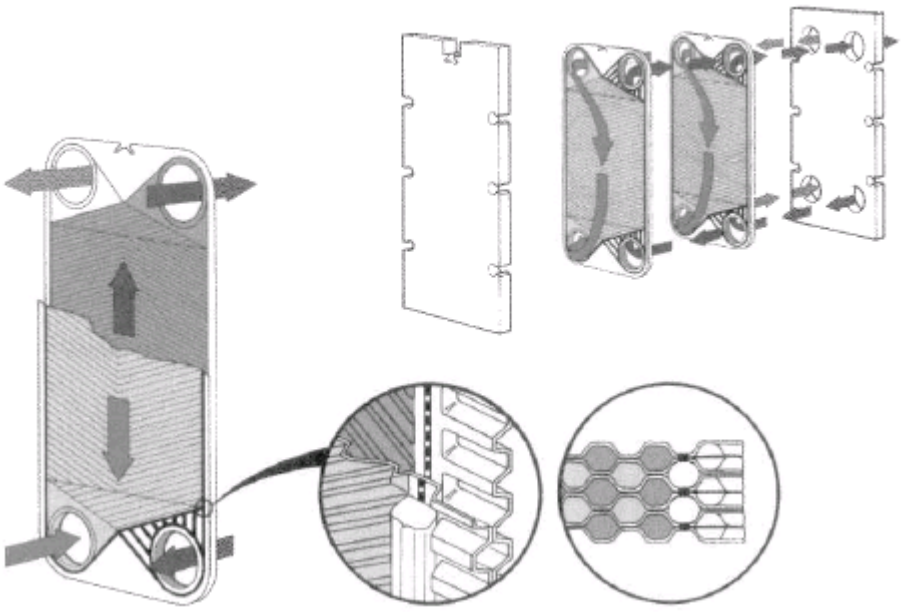

Figura 5.23: Flow configuration in a Brazed-plate_heat-exchanger *tratto da: S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij,Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

Andando ad analizzare più in dettaglio la faccia di uno di questi piatti si può notare come sia perimetralmente disposta una guarnizione e altre circondano due dei quattro condotti circolari, agli angoli opposti, affinché tra un piatto e l'altro circoli un solo fluido.

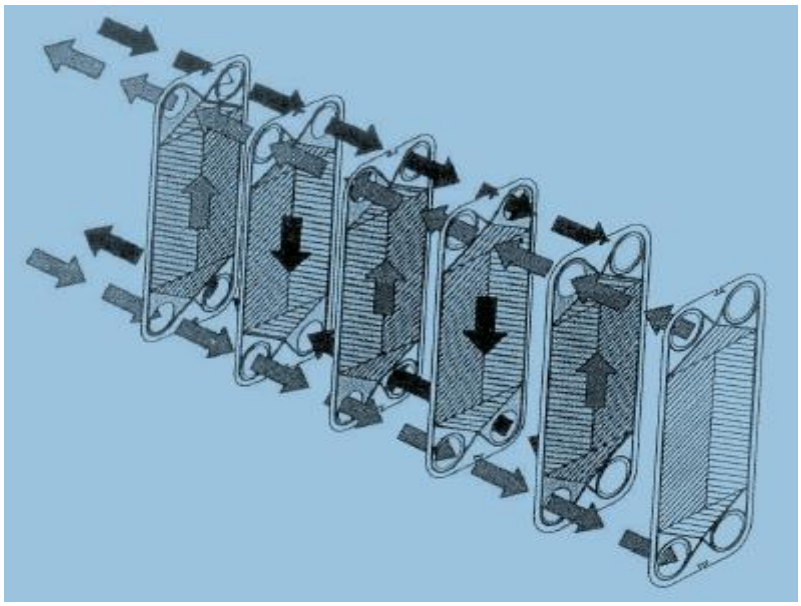

Figura 5.24: Flow configuration in a Brazed-plate_heat-exchanger *tratto da: S. Kakac, H. Liu, A. Pramuanjaroenkij,Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

5.6 Il Filtro disidratatore

È indispensabile installare un filtro a monte del tubo capillare. Il compito principale di questo componente è quello di rimuovere il vapore acqueo rimasto intrappolato all'interno del circuito frigorifero o introdotto durante la fase di carica dell'olio lubrificante altamente igroscopico. Il vapore acqueo in un circuito frigorifero è molto pericoloso in primis perché potrebbe congelare in prossimità del tubo capillare ostruendolo e in secondo in quanto da luogo a reazioni chimiche che deteriorano l'olio lubrificante e i materiali. Nonostante la procedura di realizzazione del vuoto, che serve a rimuovere la maggior quantità di umidità nel circuito prima che questo venga caricato con il fluido refrigerante, sia eseguita con attenzione e precisione, tracce di vapore d'acqua rimarranno sempre in circolo. L'azione del filtro è quella di raccogliere e trattenere l'umidità onde evitare il cattivo funzionamento dell'impianto. Il filtro è pensato anche per il filtraggio e l'assorbimento di ulteriori contaminanti ed impurità presenti in un circuito frigorifero come gli acidi, i prodotti derivanti dalla decomposizione dell'olio lubrificante e materiali insolubili tra cui particelle solide e ossidi di rame. Le particelle solide sono residui di lavorazione e produzione che si presentano sotto forma di scaglie metalliche. Il filtro deve essere in grado di setacciare correttamente queste sostanze in quanto esse sono responsabili di un più rapido deterioramento dei componenti del sistema.

Queste sostanze se non correttamente intrappolate possono graffiare le pareti del cilindro e i cuscinetti a sfera, possono sedimentarsi sull'isolamento del motore elettrico riducendone il potere isolante, possono tappare il dispositivo di espansione qualunque esso sia e depositarsi sulle valvole di aspirazione e scarico riducendo l'efficienza complessiva del compressore. Questi contaminanti possono ostruire i circuiti dell'olio impedendo una corretta lubrificazione. La qualità di un filtro essiccatore si valuta in base alla sostanza essiccante utilizzata; maggiore è la sua capacità di cattura e minore è la quantità che deve essere adoperata. Vi è una specifica sostanza essicante a seconda della tipologia di fluido refrigerante adoperato. Rispettati i requisiti di pulizia del circuito in termini di valore massimo di materiale residuo per superficie quadrata, bisogna verificare che il filtro, una volta installato e catturati gli inquinanti, non determini cadute di pressione eccessive. Infatti, essendo questo componente montato a monte del capillare o valvola di espansione, eccessive perdite di carico dovute all'azione di filtraggio possono dar luogo al cosiddetto flashing. Con il termine flashing si indica la rievaporazione del fluido refrigerante che presentandosi all'imbocco del capillare come un miscela bifase ne compromette il regolare funzionamento.

5.7 Separatore dell'olio

Il separatore dell'olio, che si presenta come un piccolo serbatoio con tre connessioni sulla testa, serve per separare l'olio dal refrigerante in uscita dal compressore. Con la separazione dell'olio si riesce ad assicurare la corretta lubrificazione delle parti mobili del compressore e contemporaneamente, riducendone la quantità in circolo si previene l'effetto di deterioramento dei coefficienti di scambio termico dovuto alla sua deposizione lungo gli scambiatori di calore. Tra i vantaggi che si raggiungono con l'installazione di un separatore dell'olio ci sono una maggior vita del compressore, una miglior prestazione energetica del sistema ed un funzionamento più silenzioso in quanto vengono ridotte le pulsazioni.

Il separatore dell'olio è montato a valle del compressore in verticale; sulla testa si trovano gli attacchi per l'ingresso della miscela, quello per l'uscita del fluido refrigerante ora con una bassa concentrazione di sostanza lubrificante e il foro di scarico dell'olio separato. Una valvola azionata da un galleggiante regola l'alimentazione dell'olio accumulatosi nella parte bassa del separatore alla linea che lo riporta alla coppa del compressore. La differenza di pressione che vi è tra il separatore e la coppa del compressore rappresenta la forzante del trasferimento. Il livello che governa l'apertura della valvola di sfogo deve essere tarato su di un valore tale per cui nella coppa del compressore sia sempre assicurato il corretto quantitativo di olio. Sul fondo del separatore dell'olio è posizionato un piccolo magnete permanente che serve a catturare le particelle metalliche evitando che queste tornino al compressore. In ingresso al separatore la miscela si presenta come una nebbia; la brusca decelerazione impressa dal repentino cambio di diametro della sezione di passaggio fa si che le goccioline di olio si scontrino aumentando di dimensioni. Una seconda tipologia di separatore è quella elicoidale, che sfrutta il diverso effetto della forza centrifuga sulle particelle per effettuare la separazione.

L'efficienza di un separatore dell'olio non è del 100% e dunque vi sarà sempre un trascinamento dello stesso verso gli scambiatori di calore. Questo componente non è essenziale per sistemi in cui il refrigerante non raggiunge basse temperature di evaporazione e qualora vengano adoperati compressori che non richiedono molta lubrificazione. Nel caso in cui non venga adoperato il separatore dell'olio gli scambiatori e le linee di tubazione devono essere progettate per garantire il suo corretto ritorno al compressore.

Come abbiamo avuto modo di accennare nella parte introduttiva, il LTC è progettato per lavorare con bassissime temperature di evaporazione per cui la miscibilità e la viscosità dell'olio lubrificante diventano un problema per la sua corretta gestione. In questo caso, non

installare un separatore dell'olio e progettare le tubazioni frigorifere per assicurarne il ritorno, porterebbe a dover fare i conti con eccessive perdite di carico.

6. Procedura per la scelta dei componenti, loro simulazioni e risultati

Il primo passo della procedura di dimensionamento è quello che prevede la definizione di un ciclo termodinamico di riferimento. Nel caso di un ciclo a cascata abbiamo visto come il valore della temperatura intermedia, media tra la temperatura di evaporazione dell' HTC e la temperatura di condensazione del LTC, così come il valore stesso della differenza fra le due, giochino un ruolo importante nel COP globale. La temperatura di evaporazione del LTC è dettata dalla temperatura di setpoint desiderata per la cella frigorifera, mentre la temperatura di condensazione dell'HTC è vincolata alla temperatura dell'ambiente esterno. Per queste applicazioni l'installazione è prevista in un ambiente climaticamente controllato la cui temperatura non subisce grandi variazioni stagionali. Il valore che è stato preso come riferimento per l'ambiente è di 25°C. Diversamente dalle due temperature estreme, che sono influenzate dalle sorgenti o pozzi termici, le temperature di accoppiamento sono invece vincolate dalla mappa di funzionamento suggerita dal costruttore dei compressori. Infatti, qualora si verificassero problemi ai compressori per via di un funzionamento al di fuori delle condizioni identificate nella mappa, questi non sarebbero coperti da garanzia e soprattutto il loro corretto funzionamento non sarebbe garantito. Nelle due figure seguenti, la Fig.6.1 e la Fig.6.2, vengono mostrate le mappe di funzionamento per i compressori della serie NT-ULT per R170 ed R508b e quella per i compressori della serie NT-U per l'R290.

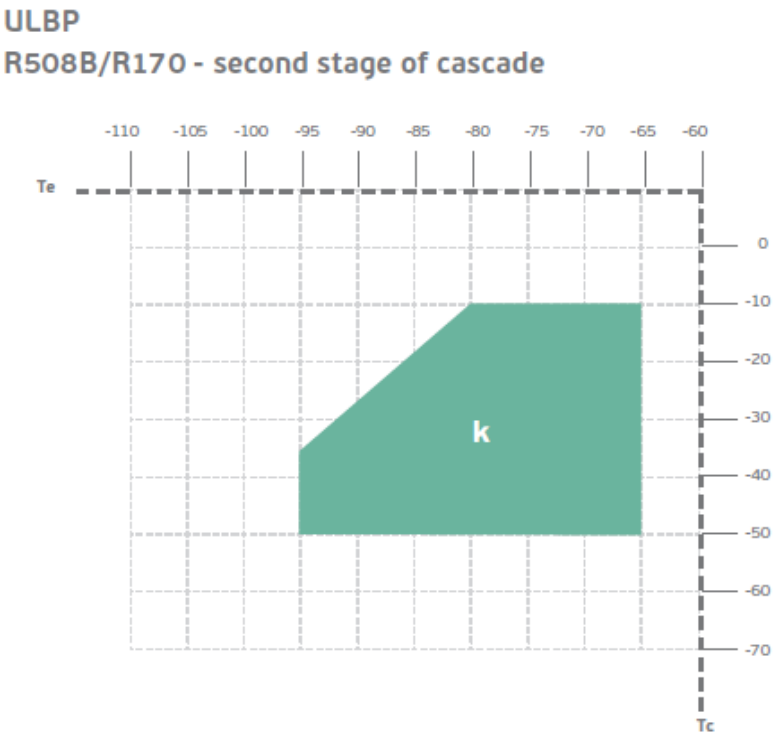

Figura 6.1: Mappa di funzionamento dei compressori della serie NT-ULT, *tratto da: Embraco.*

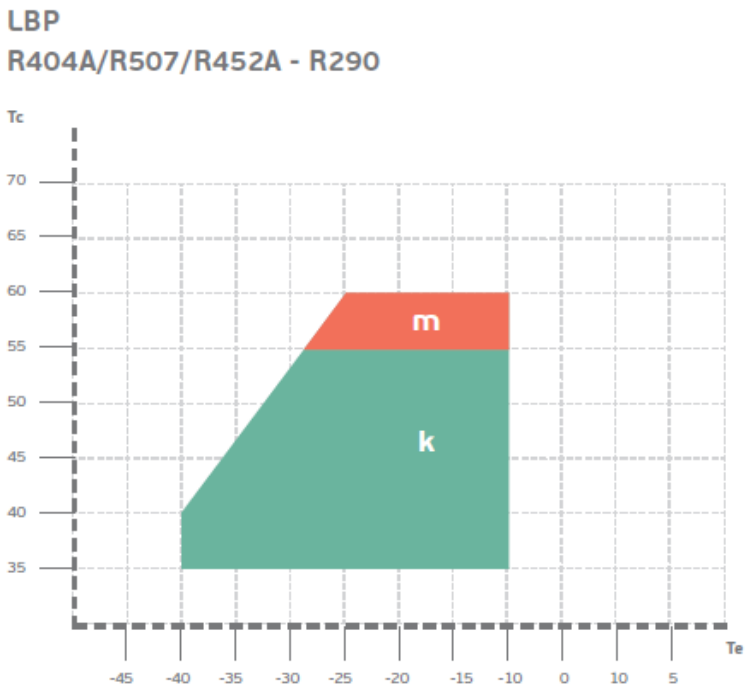

Figura 6.2: Mappa di funzionamento dei compressori della serie NT-U, *tratto da: Embraco*.

Come si può vedere dalla prima mappa, relativa all'etano, per una temperatura di circa -90°C non è consigliato che il compressore lavori con temperature di condensazione superiori a circa -28°C. Si è quindi pensato di prendere come riferimento una pressione di scarico pari a quella di saturazione per -30°C. Tenendo poi conto di una eventuale caduta di pressione nella linea di scarico pari ad un grado centigrado si ottiene una temperatura di condensazione di circa -31°C. A questo punto, per la scelta della temperatura di evaporazione per l'HTC, bisogna fare alcune considerazioni, tenendo comunque sempre d'occhio la relativa mappa di funzionamento. In questo caso infatti si è deciso di tenere, tra le due temperature di accoppiamento, un differenziale abbastanza elevato, di 8°C, al fine di poter dimensionare uno scambiatore a cascata non eccessivamente grande. La carica limite infatti, per gli idrocarburi infiammabili, è un parametro che deve essere tassativamente rispettato. La temperatura di evaporazione per il propano è stata pensata di -39°C e, considerando una caduta di pressione massima di 1 grado centigrado nella linea di aspirazione, si arriva a -40°C. Riconsiderando la mappa relativa al compressore per il propano, si nota come per una temperatura di evaporazione pari a -40°C, venga suggerito di non lavorare con temperature di condensazione superiori a 40°C. Nel nostro caso si è assunta una temperatura di saturazione alla pressione di scarico pari a 35°C; tenendo conto sempre di una caduta di pressione pari ad un grado centigrado, si ottiene una temperatura di condensazione pari a 34°C. Per quanto riguarda il sottoraffreddamento, sia per il LTC che per l'HTC, si è preso un valore di tre gradi centigradi, mentre per il surriscaldamento utile questo è stato posto a circa cinque gradi centigradi per il ciclo con l'etano e otto per quello con il propano. Inoltre, per migliorare l'effetto frigorifero del ciclo di bassa temperatura, si è pensato di adoperare un SLHEX che raffreddasse il liquido in uscita dal condensatore a cascata riscaldando al contempo il vapore in uscita dall'evaporatore fino ad una temperatura di -35°C. Le successive Figure, Fig.6.3 e Fig.6.4, mostrano i diagrammi P-h dell'etano e del propano.

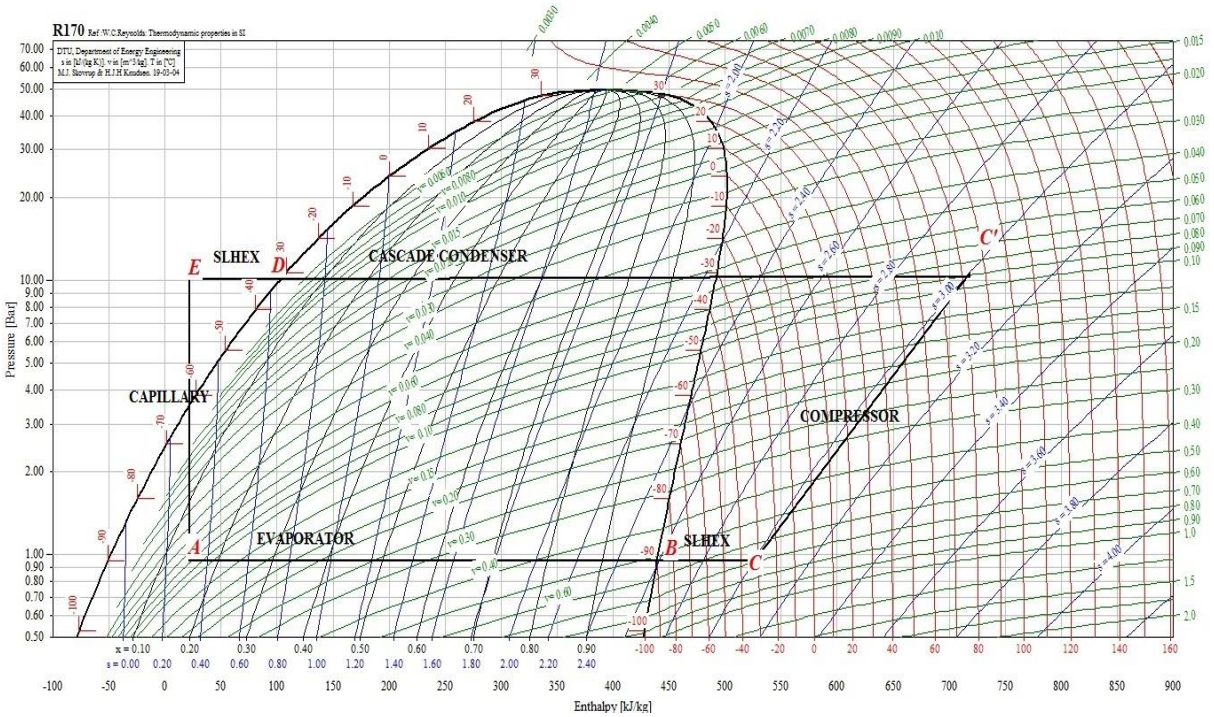

Figura 6.3: Diagramma P-h Etano.

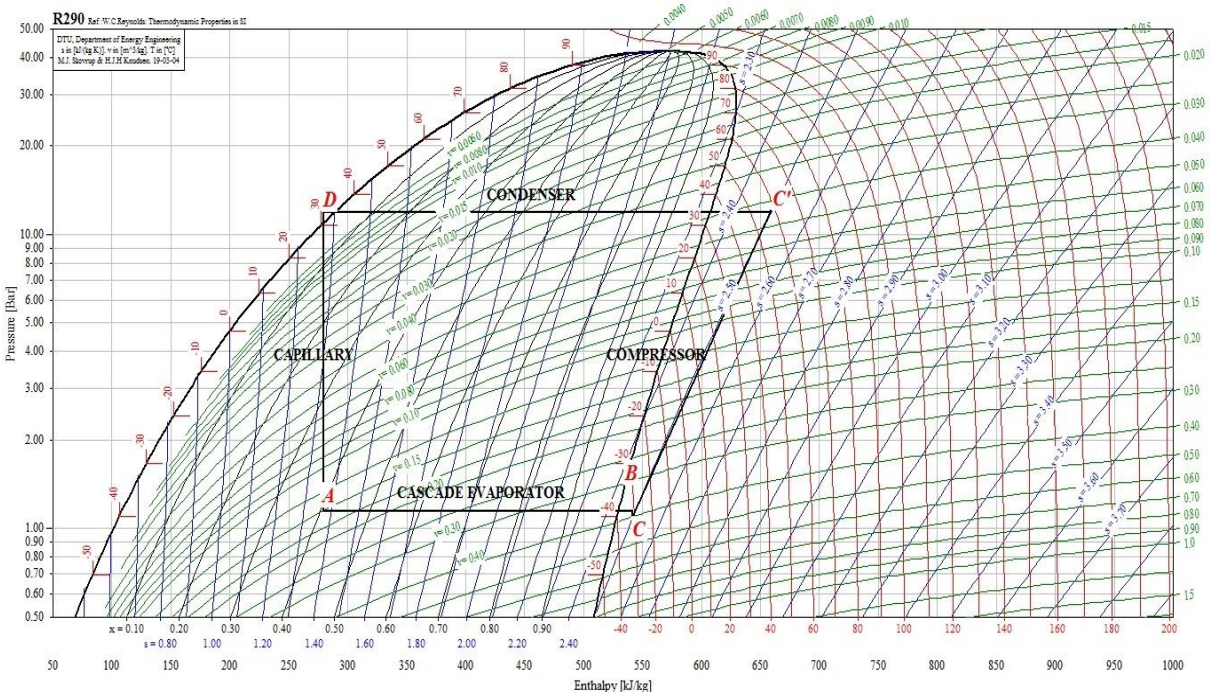

Figura 6.4: Diagramma P-h Propano.

Un secondo aspetto fondamentale nella procedura di dimensionamento è la determinazione del carico frigorifero di progetto. Per questa operazione è necessario conoscere la geometria del freezer, la stratigrafia delle singole pareti ed i materiali utilizzati

per la realizzazione. Altri aspetti da tenere in considerazione nella valutazione del carico di progetto, sono la destinazione d'uso del macchinario e le sue condizioni di utilizzo abituali. Per quanto riguarda gli ULT freezer, trattandosi di conservatori, viene meno l'esigenza di dove raffreddare in un tempo molto ristretto una certa massa di prodotto. Tuttavia questi macchinari vengono talvolta erroneamente utilizzati dai clienti inesperti come degli abbattitori. Normalmente il prodotto viene trasferito all'interno di un ULT freezer spostandolo da un conservatore per temperature più alte oppure dopo essere stato precedentemente abbattuto. Per questo motivo il prodotto che viene immesso è già congelato e si trova ad una temperatura di -40°C. Per la determinazione del carico frigorifero di progetto, oltre alla quota continua dovuta alle infiltrazioni di calore per il differenziale di temperatura tra interno ed esterno, si considera una quota legata all'utilizzo discontinuo. Le componenti di tale quota sono le infiltrazioni per apertura delle porte e il calore aggiuntivo legato all'introduzione di prodotto ad una temperatura differente da quella di cella. La quota di potenza richiesta in più rispetto al caso stazionario è quella che serve ad attenuare l'effetto dovuto ai carichi discontinui. Per la valutazione dei carichi discontinui si sono fatte delle ipotesi di funzionamento: il numero massimo di aperture giornaliere di uno degli scompartimenti interni e il relativo tempo di mantenimento della porta aperta per l'inserimento di un campione. Inoltre, cercando di porsi in maniera conservativa, si è ipotizzato di caricare completamente uno scompartimento al giorno; tale condizione potrebbe tipicamente presentarsi nei primi giorni di utilizzo del macchinario, quando lo stesso deve essere riempito. Il tempo di riferimento per la sottrazione del carico discontinuo è di 24h. Alcuni studi di sensitività sulle ipotesi sopra riportate verranno illustrati nella parte finale del presente lavoro.

Per la stima della quantità di prodotto che può essere stipato in uno scompartimento si è fatto riferimento alle specifiche di un freezer di dimensioni simili; queste dichiaravano in modo dettagliato il numero massimo di rack consentiti per scompartimento, il numero massimo di box per rack e il numero di provette per box. Dalla capacità delle provette e prendendo come sostanza di riferimento il plasma, si è risaliti alla massima quantità stoccabile in uno scompartimento. Le proprietà termiche e termodinamiche del plasma, come il calore specifico e la densità, essendo questo composto da circa il 70% da acqua, sono state approssimate con quelle del ghiaccio; questa semplificazione può influire sul carico legato al prodotto.

Oltre al plasma abbiamo tenuto in considerazione anche la massa delle provette stesse (in polipropilene). Nella tabella, Tab.6.1, sono riportati i parametri necessari alla valutazione del carico del prodotto come discusso in precedenza.

Tabella 6.1: Parametri necessari alla stima del carico del prodotto.

Per Volumetria 740l		
N°rack/freezer	18	
N°Box/rack	12	12 cm in H
N°provette/box	25	da 15 ml
Volume_provetta	15	[ml]
Voloume_plasma	81	[l]
Materiale_provette	propilene	
rho_plasma	916	[Kg/m3]
rho_propilene	930	[Kg/m3]
Cp_plasma	2.04	[KJ/Kg]
Cp_propilene	2.01	[KJ/Kg]
Massa_provetta	6.44	[g]
Massa_plasma	74.196	[Kg]
Massa_propilene	34.76	[Kg]
Potenza	34.13	[W]

Le equazioni elencate in seguito sono quelle che sono state adoperate rispettivamente per la valutazione del carico termico del prodotto e di quello dovuto all'apertura delle porte (riferiti al massimo prodotto stoccabile in uno scaffale e all'apertura di uno scompartimento):

$$\dot{Q}_{prodotto} = \frac{(T_{ing,prodotto} - T_{int}) * (m_{plasma} * cp_{plasma} + m_{propilene} * cp_{propilene})}{24 * 3600} \qquad (6.1)$$

$$\dot{Q}_{inf,porte} = G_a * \left(h_{air,out} - h_{air,in}\right) * D_t \qquad (6.2)$$

Dove la portata d'aria massica G_a è stata calcolata secondo una formula trovata sfogliando il manuale dell'Ashrae: "Refrigeration Handbook". Tuttavia il suo utilizzo per la stima della portata d'aria d'infiltrazione rappresenta un punto incerto perché fa riferimento ad applicazioni molto diverse dalla nostra. Infatti, questa formula, viene utilizzata nel caso di magazzini refrigerati, in cui la superficie d'apertura, il volume d'aria complessivo e la frequenza di utilizzo non sono paragonabili con la nostra. La formula, formulata da *Gosney & Olama*, è la seguente:

$$G_a = 0.221 * A_{porta} * \left(\left(1 - \frac{\rho_{air,ext}}{\rho_{air,in}}\right)^{0.5}\right) * \left(9.81 * H_{porta}\right)^{0.5} * \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_{air,ext}}{\rho_{air,in}}\right)^{1/3}}\right)^{1.5} \qquad (6.3)$$

Mentre D_t si esprime nel seguente modo:

$$D_t = N_{aperture,day} * \frac{\frac{t_{open,close}}{2} + t_{stay,open}}{24*3600} \qquad (6.4)$$

Passando poi alla definizione della geometria e delle stratigrafia, prendendo sempre spunto dai prodotti attualmente disponibili sul mercato, si è optato per una lamiera esterna in acciaio verniciato, una interna in acciaio inossidabile ed infine, fra le due, l'interposizione di una schiuma poliuretanica ad alta densità. La decisione di utilizzare la schiuma, oltre alle considerazioni che sono state elencate nel capitolo dedicato, deriva dall'esperienza acquisita dall'azienda nell'assemblare ed utilizzare questo materiale. Lo studio è stato portando avanti ipotizzando delle dimensioni geometriche esterne di: 1.6 metri l'altezza netta della porta e 1m di larghezza per 1m di profondità.

Per quanto riguarda la scelta dello spessore dell'isolante, molto importante per una cella frigorifera che ha necessità di mantenere una temperatura interna così bassa, si è ragionato nel modo seguente. Prima di tutto, si può vedere dal grafico successivo, Fig.6.5, come dopo uno certo valore di spessore, ad un suo costante aumento corrisponda una sempre minore riduzione della conduttanza termica.

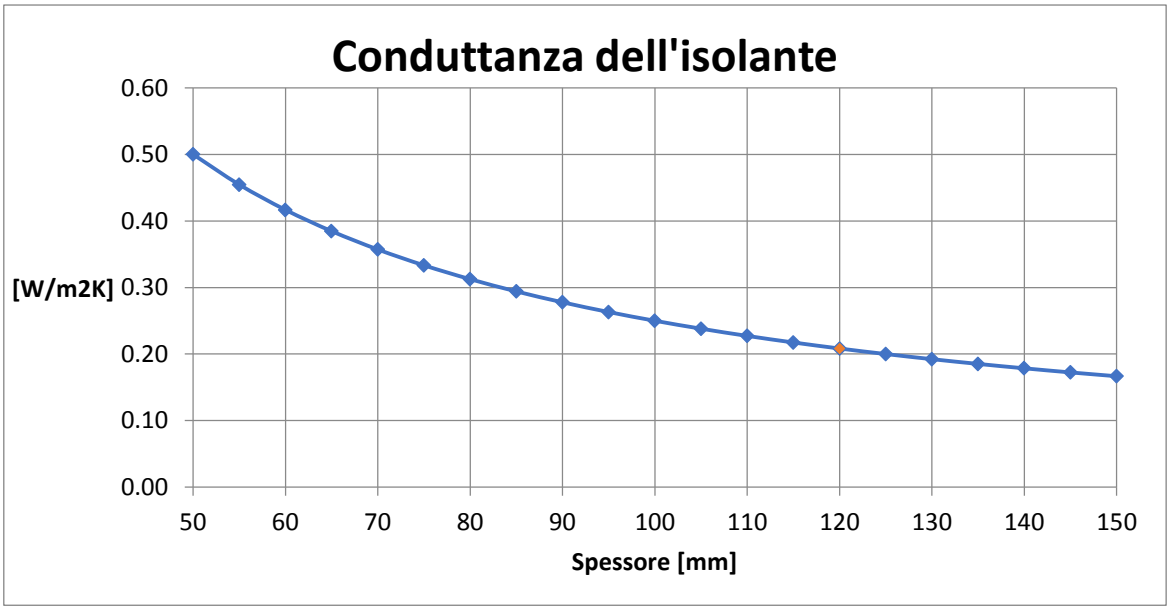

Figura 6.5: Conduttanza termica dell'isolante in funzione dello spessore.

Un valore dello spessore in corrispondenza del quale la curva incominci ad appiattirsi può essere ritenuto valido (nel nostro caso abbiamo preso 120mm). Il ragionamento di prima non è però l'unico con cui si motiva la decisione progettuale finale. È necessario verificare, in relazione alla scelta dello spessore dell'isolante, l'assenza di condensa sulle superfici esterne

della struttura. Qualora infatti la temperatura della piastra esterna dovesse scendere al di sotto della temperatura di rugiada, il vapore condenserebbe a contatto con essa, causando lo spiacevole inconveniente della formazione di pozze d'acqua al fondo della struttura. La scelta dello spessore influenza direttamente la temperatura esterna della piastra. Nella figura seguente, Fig.6.6, l'andamento della temperatura esterna di lamiera al variare dello spessore è confrontato con la temperatura di rugiada, dew point, dell'aria ambiente in diverse condizioni di umidità. La verifica dell'assenza di condensa in queste condizioni, comunque difficilmente concretizzabili in quanto l'ambiente di installazione è climaticamente controllato, ci mette al sicuro da spiacevoli inconvenienti.

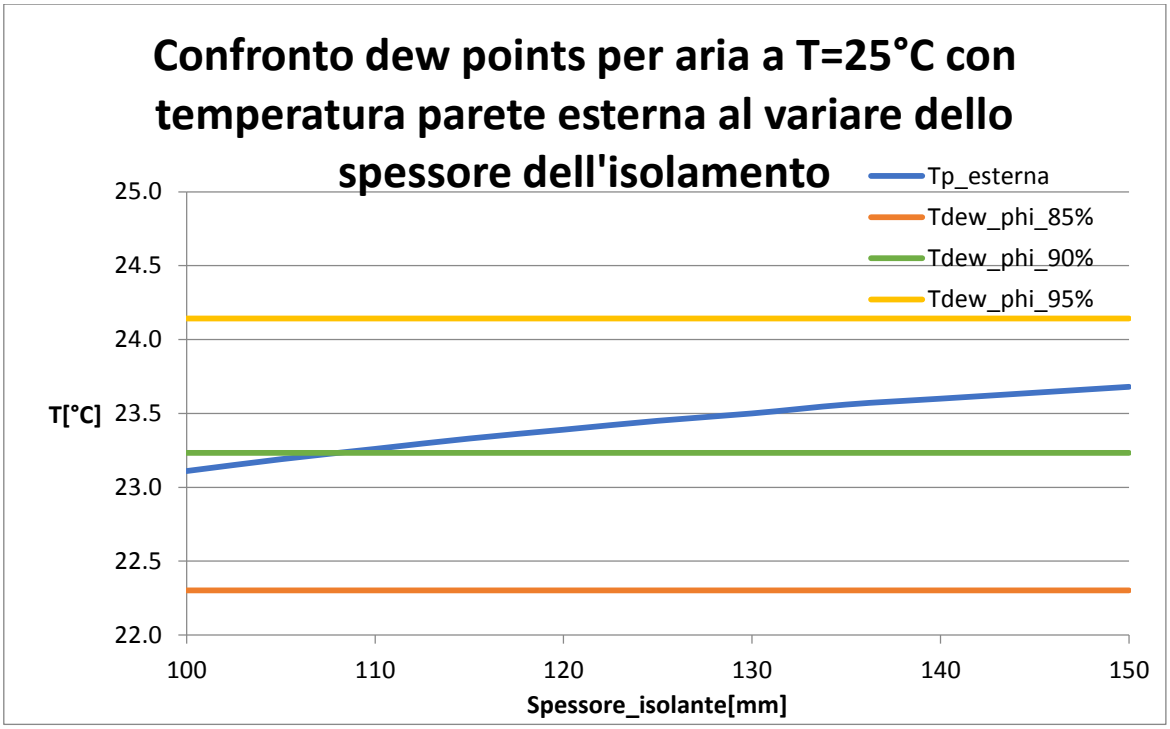

Figura 6.6: Verifica assenza condensa su superficie esterna.

Osservando il grafico, relativo ad una temperatura di bulbo secco di 25°C, si evince come la condensa non possa essere evitata con un'umidità relativa del 95% e con una umidità del 90% qualora si optasse per uno spessore inferiore ai 110mm.

Per la valutazione della temperatura della parete esterna insieme a quella del flusso termico entrante nella cella, la cui forzante è la differenza di temperatura, si è utilizzato il metodo delle analogie elettriche. Le resistenze termiche che si sono prese in considerazione, mostrate nella figura sottostante, Fig.6.7, permettono di descrivere il fenomeno di scambio termico.

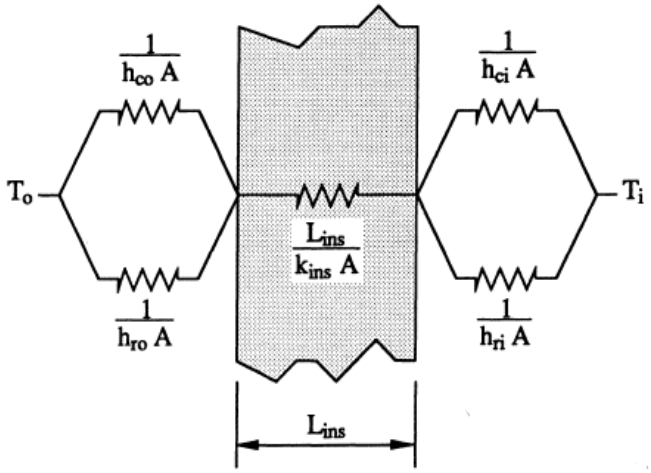

Figura 6.7: Resistenze termiche considerate per la stima del flusso termico, *tratto da: B. E. Boughton, A. M. Clausing, and T. A. Newell, An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Loads.*

Come si può vedere dalla figura si sono considerati l'irraggiamento e la convezione naturale sia internamente che esternamente insieme alla conduzione. Le correlazioni utilizzate per la stima dei coefficienti convettivi sono quelle valide per la descrizione della convezione naturale per lastre piane verticali ed orizzontali rivolte verso l'alto o il basso. Una semplificazione di questo modello, che rappresenta uno dei suoi punti deboli, è la considerazione dell'irraggiamento interno solamente tra parete ed aria trascurando l'interazione tra tutte le pareti. Mentre le superfici della struttura sono state trattate come corpi grigi con una certa emissività, l'interno e l'esterno sono stati assunti come corpi neri. Per stimare precisamente l'irraggiamento bisognerebbe utilizzare il metodo di *Oppenheim* che fa affidamento sulla determinazione dei fattori di vista associati ad ogni parete interna. Un esempio di calcolo iterativo per la valutazione del flusso termico attraverso una parete multistrato è fornita nell'appendice "B, One-Dimensional Simulation Source Code And Output" in [9].

Un punto che merita di essere approfondito è quello della determinazione del carico termico. L'evaporatore scelto, il cold wall evaporator, che si presenta come una serpentina posizionata a contatto con la parete interna ed avvolta in un foglio di alluminio, non è presente su tutte le pareti. Per questo motivo si è deciso di scindere la descrizione delle pareti con l'evaporatore (il retro, le due laterali e quella superiore) da quelle su cui non è posizionato (porta e quella inferiore). Per queste ultime il flusso è stato calcolato con il metodo descritto sopra.

A questo punto, calcolati i carichi discontinui per apertura porte, raffreddamento del prodotto e sommatili con le dispersioni attraverso le pareti senza evaporatore, si è ricavata la potenza termica da asportare dall'interno della cella:

$$\dot{Q}_{int} = \dot{Q}_{carico} + \dot{Q}_{apertura\ porte} + \dot{Q}_{disp\ porta} + \dot{Q}_{disp,parete\ inf} \qquad (6.5)$$

Per ogni superficie interna con evaporatore è stata dunque misurata la quota di potenza termica che essa deve asportare come:

$$\dot{Q}_{sup,i,int} = \frac{A_{sup,i}}{A_{TOT,evap}} * \dot{Q}_{int} \qquad (6.6)$$

$$A_{TOT,evap} = A_{lat,dx,int} + A_{lat,sx,int} + A_{post,int} + A_{sup,int} \qquad (6.7)$$

Dalla potenza che deve essere asportata da ogni singola parete e note:

- la temperatura interna di cella
- la temperatura di evaporazione del fluido refrigerante
- il dimetro interno della serpentina (8mm)

si è ricavato il passo minimo necessario a sottrarla. Durante questo passaggio si è contemporaneamente valutata la potenza termica che la superficie con evaporatore assorbe dall'esterno.

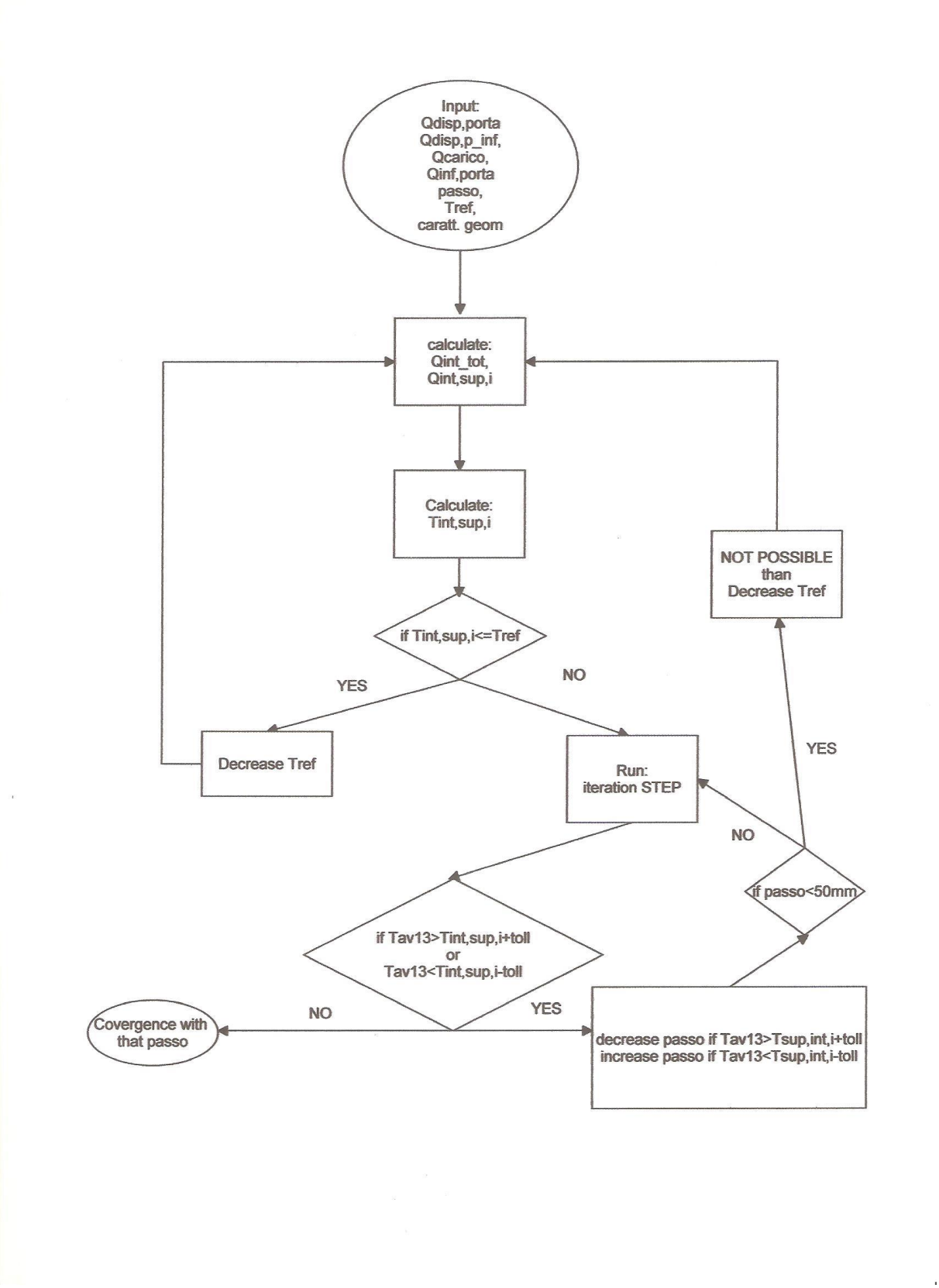

Figura 6.8: Iterazione Generale.

Qualora la temperatura posseduta dalla lastra interna, necessaria ad asportare la dovuta quota di carico, risultasse minore della temperatura di evaporazione prefissata (-90°C), quest'ultima verrebbe aggiornata diminuendola. Verificato in primis che la temperatura della piastra fosse maggiore di quella di evaporazione del fluido, si è calcolato il passo. Successivamente si è controllato che questo passo non risultasse minore di 50mm, vincolo imposto dalla tecnologia di realizzazione della serpentina. Se così non fosse stato la temperatura di evaporazione sarebbe stata nuovamente diminuita. L'iterazione generale del diagramma di flusso in Fig.6.8 riassume in modo più conciso e comprensibile ciò che si è fino ad ora cercato di spiegare a parole. È qui di seguito rappresentata, Fig.6.9, una sezione dell'evaporatore al fine di illustrare la procedura di calcolo.

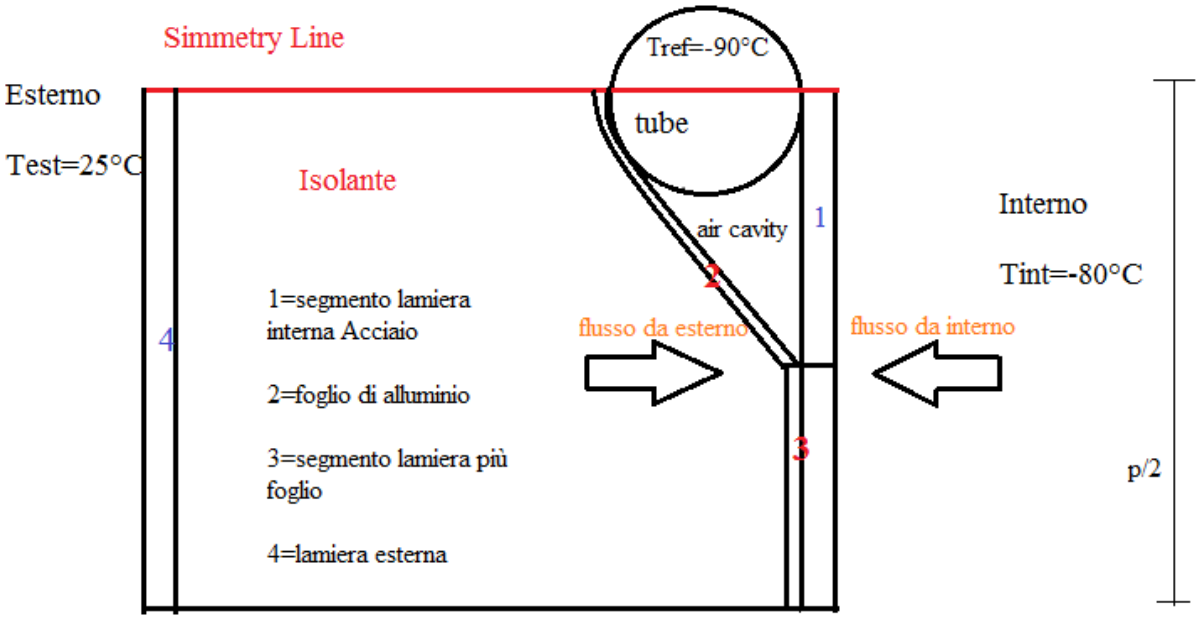

Figura 6.9: Sezione di un evaporatore.

I tre elementi (1-2-3), il cui spessore ridotto consente di assumere la monodimensionalità del flusso di calore, sono stati trattati analiticamente come delle alette piane, come suggerito in [10-8]. Con questa procedura si sono fatte delle ipotesi e delle semplificazioni: la prima semplificazione è quella del contatto puntuale tra tubo e i segmenti uno e due e l'assenza di una resistenza di contatto, un'ipotesi è quella relativa alla lunghezza dei vari segmenti. La

lunghezza del segmento uno, "a", è stata assunta pari al 60% del mezzo passo, mentre le lunghezze del segmento due (b) e tre (c) si sono calcolate nel seguente modo:

$$b = \sqrt{{d_t}^2 + a^2} \qquad (6.8)$$

$$c = \frac{p}{2} - a \qquad (6.9)$$

Inoltre per simulare la temperatura della cavità d'aria, il cui processo di trasporto del calore è più vicino alla conduzione rispetto alla convezione, è stato utilizzato un ipotetico coefficiente convettivo molto basso. La sua temperatura è stata calcolata come la media pesata delle temperature medie dei tratti adiacenti ad essa.

$$Tcav = (T_{av1} * a + T_{av2} * b + T_t * r_t * \pi)/(a + b + \pi * r_t) \qquad (6.10)$$

Per ogni segmento, ipotizzando un flusso per unità di superficie uniforme, si è integrata l'equazione differenziale imponendo le opportune condizioni al contorno.

Per il segmento uno:

$$\begin{cases} T_{x=0} = T_t \\ k * s * \dfrac{d^2T}{dx^2} + h_{int} * (T_{int} - T_{av13}) - h_{air} * (T_{av1} - T_{cav}) = 0 \\ T_{x=a} = T_{nodo} \end{cases}$$

Per il segmento due:

$$\begin{cases} T_{x=0} = T_t \\ k * s * \dfrac{d^2T}{dx^2} + \dfrac{(T_{ext} - T_{av23})}{R_{tot}} - h_{air} * (T_{av2} - T_{cav}) = 0 \\ T_{x=b} = T_{nodo} \end{cases}$$

Per il segmento tre:

$$\begin{cases} T_{x=a} = T_{nodo} \\ k * s * \dfrac{d^2T}{dx^2} + \dfrac{(T_{ext} - T_{av23})}{R_{tot}} + h_{int} * (T_{int} - T_{av13}) = 0 \\ -k * \dfrac{dT}{dx}\Big|_{x=p/2} = o \end{cases}$$

Dove con T_{av} è indicata la temperatura media del segmento, funzione della distribuzione e dunque della soluzione. Per questo motivo si è implementato un ciclo iterativo il cui diagramma di flusso è rappresentato in Fig.6.10. R_{tot} invece è la resistenza termica che tiene conto dello scambio esterno per convezione ed irraggiamento e di quello per conduzione; la

sua unità di misura è [m2*K /W].Considerando anche l'irraggiamento interno, al posto di moltiplicare il ΔT per h_{int}, dovrei dividerlo per una resistenza R_{int} [m2*K /W], pari al parallelo della resistenza convettiva e di quella radiativa.
Per chiudere il sistema sono state imposte l'uguaglianza tra i flussi entranti ed uscenti sia per il nodo "n" (punto di contatto tra il segmento 1-2 e il 3) che per la cavità d'aria:

$$-k_1 * s_1 * \frac{dT_1}{dx}|_{x=a} - k_2 * s_2 * \frac{dT_2}{dx}|_{x=b} = -k_3 * s_3 * \frac{dT_3}{dx}|_{x=a} \qquad (6.11)$$

$$a * h_{air} * (T_{av1} - T_{cav}) + b * h_{air} * (T_{av2} - T_{cav}) = \pi * r_t * h_{air} * (T_{cav} - T_t) \qquad (6.12)$$

Dove con s si indicano gli spessori ed s_3 è la somma di s_1 e s_2. La soluzione si ottiene risolvendo iterativamente il sistema di cinque equazioni in cinque incognite.

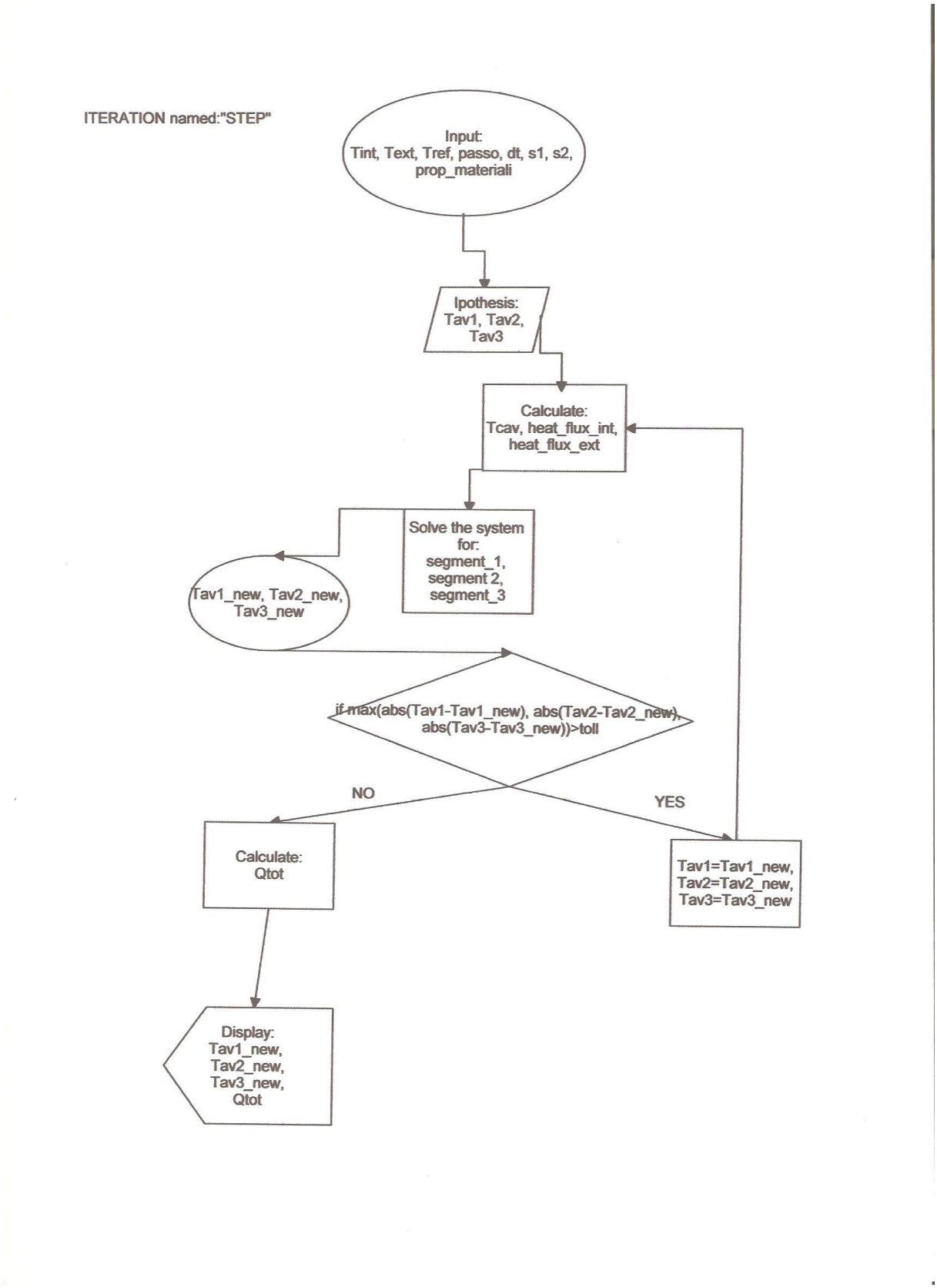

Figura 6.10: Iterazione STEP.

I risultati della simulazione dell'evaporatore sono riportati nella tabella sottostante, Tab.6.2:

Tabella 6.2: Risultati iterazione evaporatore.

Passo convergenza 80mm								
n°	**Parete**	**Stratigrafia**	**Evaporatore**	**flusso_smaltire**	**flusso_ext**	**Tp_int**	**Tp_ext**	**Tp_int_req**
		[mm]		[W]	[W]	[°C]	[°C]	[°C]
1	PORTA	1-120-1	NO	\	16.28	-76.21	23.51	\
2	P.INF	1-120-1	NO	\	9.04	-76.7	23.73	\
3	P.DX	1-120-1	Sì	41.18	18.29	\	23.33	-88.25
4	P.POST	1-120-1	Sì	41.18	18.29	\	23.33	-88.25
5	P.SUP	1-120-1	Sì	22.96	10.28	\	23.61	-87.11
6	P.SX	1-120-1	Sì	41.18	18.29	\	23.33	-88.25

Ora, nota per ogni superficie la potenza termica asportata dall'interno e dall'esterno, il carico totale è stato calcolato come:

$$\dot{Q}_{tot} = \sum_i^n \dot{Q}_{int,i} + \dot{Q}_{ext,i} \qquad (6.13)$$

Dove con "n" si indica il numero di superfici su cui poggia l'evaporatore.
Noto il carico totale e l'effetto frigorifero all'evaporatore si è risaliti alla portata:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{tot\ approx}}{\Delta h_{evap}} \qquad (6.14)$$

Dove per $\dot{Q}_{tot\ approx}$ si intende un valore maggiorato che possa includere effetti trascurati come le dispersioni attraverso la guarnizione. È da questo valore di portata che si dovrà arrivare alla scelta del compressore. Nella tabella, Tab.6.3, sono illustrati i valori ottenuti:

Tabella 6.3: Contributi del carico frigorifero di progetto.

Qinf,porta	**Qcarico**	**Qtot**	**Qapp**
[W]	[W]	[W]	[W]
87.05	34.13	211.64	250

Ovviamente la sottrazione di un carico maggiore rispetto al carico Q_{tot} richiede un passo minore.

6.1 Compressore

La scelta del compressore è successiva alla valutazione del carico frigorifero di progetto e all'identificazione di un ciclo termodinamico di riferimento. Per la soluzione impiantistica da noi presa in esame, quella a cascata, uno dei costruttori che fornisce dati di catalogo e compressori appositamente studiati e progettati per questa tipologia di ULT freezer, è Embraco. Per quanto riguarda il LTC, la ditta Embraco fornisce i compressori della serie NT-ULT con regolazione del tipo on-off e i cui dati prestazionali sono illustrati per il refrigerante etano (R170) e la miscela azeotropica R508B. La regolazione del tipo on-off affida il suo funzionamento ad un termostato che monitora la temperatura della cella frigorifera azionando o spegnendo il compressore; per fare in modo che la temperatura della cella rimanga quella di setpoint è necessario impostare corretti valori di temperatura che governino l'attacco e lo stacco del compressore. È stato abbastanza difficile risalire alle condizioni di test utilizzate da Embraco per riportare la resa frigorifera a catalogo. Com'era infatti stato ricordato nel capitoletto dedicato ai compressori, la UNI EN 12900 non norma e standardizza le condizioni di test per i compressori che appartengono alla famiglia di applicazione ULBP. La tabella sottostante, Tab.6.4, è stata realizzata per riassumere le condizioni di test che sono simili all'ASHRAE LBP32:

Tabella 6.4: Punti di riferimento prestazioni

T_aspirazione	0°C
T_liquido sottoraffreddato	32.2°C
T_vapore all'uscita evaporatore	32.2°C
COMMENTO: *Questi valori sono mantenuti costanti per ogni coppia formata da unaTemperatura di evaporazione ed una di condensazione*	

Il sottoraffreddamento è fissato, per tutte le condizioni operative di test, a 32,2°C, come anche la temperatura del vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore. Per quanto riguarda la temperatura di aspirazione, questa è invece mantenuta al valore più basso possibile raggiungile che i tecnici ci hanno detto essere di 0°C. L'effetto frigorifero considerato nella valutazione della resa, o capacità frigorifera, è quello che riguarda il salto entalpico dal liquido sottoraffreddato, alla pressione di condensazione e temperatura di 32,2°C, al vapore surriscaldato in uscita dall'evaporatore, alla pressione di aspirazione e temperatura di 32,2°C.

Ci è subito parso evidente come le condizioni utilizzate per i test, che i tecnici ci hanno detto non poter essere differenti da quelle imposte dalla tecnologia della strumentazione per la misurazione (il calorimetro), non fossero assolutamente rappresentative delle reali condizioni operative di un ULT freezer. Questo perché sarebbe impossibile considerare utile, dunque conteggiato nell'effetto frigorifero, un surriscaldamento che porterebbe il vapore in uscita dall'evaporatore ad una temperatura (32,2°C) superiore a quella di mantenimento della cella, circa -80°C. Dalle considerazioni di cui sopra ci si rende conto come il dato relativo alla resa sia inutilizzabile, nel senso che non si può prendere come riferimento questo valore, confrontarlo con il carico frigorifero di progetto e arrivare così alla scelta del compressore. Il parametro dunque fondamentale su cui bisogna focalizzare l'attenzione è invece la portata, che è funzione delle pressioni di lavoro e della temperatura di aspirazione, questa più vicina alle reali condizioni operative di un ULT freezer. Qualora però la temperatura di aspirazione presa come riferimento per il nostro funzionamento differisse da quella di catalogo, sarebbe necessario introdurre una correzione della portata e della potenza elettrica. Queste correzioni fanno affidamento sul fatto che, mantenendo costanti le pressioni di lavoro, rimangano invariate l'efficienza volumetrica e l'efficienza isoentropica, ovvero il rapporto tra la potenza ideale di compressione e la potenza elettrica. Note le condizioni di test e i valori riportati a catalogo, si possono ricavare la portata e la potenza elettrica nelle nuove condizioni di temperatura di aspirazione nel seguente modo:

$$\dot{m}_{new} = \dot{m}_{old} * \frac{\rho_{new}}{\rho_{old}} \qquad (6.15)$$

$$\dot{W}_{new} = \dot{W}_{old} * \frac{\Delta h_{is,new} * \dot{m}_{new}}{\Delta h_{is,old} * \dot{m}_{old}} \qquad (6.16)$$

Prendendo in considerazione le cadute di pressione nella linea di aspirazione la temperatura di saturazione all'aspirazione del compressore scende a -91°C; questo valore di temperatura non è però presente sui cataloghi dell'Embraco, ragione per cui è stato necessario ricavare il valore della portata e della potenza elettrica in questa condizione interpolando l'efficienza volumetrica e quella isoentropica. Nella tabella seguente, Tab.6.5, sono riportati i dati prestazionali nelle condizioni di catalogo "CAT" e in quelle operative "OP" per i compressori della serie NT-ULT per l'R170. In grassetto è evidenziata la scelta che è stata effettuata.

Tabella 6.5: Dati prestazionali compressori NT-ULT per R170

R170 Tcond=-30°C	T_evap	RESA FRIG	Portata_CAT	Pel_CAT	eff_is	eff_vol	Portata_op	Pel_op
Modello-Cilindrata[cm3]	[°C]	[W]	[Kg/h]	[W]			[Kg/h]	[W]
NT2178ULT-17.4	-85	401	2.75	329	0.44	0.57	3.29	334.57
	-90	302.5	2.07	289	0.44	0.56	2.47	289.87
	-95	204	1.39	249	0.39	0.50	1.66	252.70
	-91	\	\	\	0.43	0.55	2.21	283.27
NT2192ULT-22.37	-85	501	3.43	410	0.44	0.56	4.11	416.94
	-90	358.5	2.45	349.5	0.43	0.52	2.93	350.55
	-95	216	1.48	289	0.35	0.42	1.76	293.29
	-91	\	\	\	0.41	0.50	2.57	340.17
NT2212ULT-27.8	-85	670	4.59	514	0.47	0.60	5.49	522.70
	-90	490.5	3.35	435	0.47	0.57	4.00	436.30
	-95	311	2.13	356	0.41	0.48	2.54	361.29
	-91	\	\	\	0.46	0.55	3.54	422.50

Considerazioni analoghe sono state fatte per la scelta del compressore del ciclo di alta temperatura (HTC) con etano, che ricade nell'applicazione del tipo LBP. Come ditta costruttrice si è fatto anche in questo caso riferimento all'Embraco che, per la regolazione on-off e applicazioni medicali del tipo ULT a cascata con propano come HTR, offre i compressori della serie NT-U. In questo caso le condizioni di Test che sono state utilizzate sono quelle dell'ASHRAE LBP32, che differiscono dalle condizioni riassunte nella tabella 6.4 relativa ai compressori NT-ULT, in quanto la temperatura di aspirazione coincide con la temperatura del vapore in uscita dall'evaporatore (pari a32.2°C). Anche per i compressori NT-U si riporta una tabella, Tab.6.6, raffigurante le prestazioni a catalogo "CAT", quelle nelle condizioni operative "OP" e viene evidenziata in grassetto la scelta progettuale.

Tabella 6.6: Dati prestazionali compressori NT-U per R290.

R290 Tc=35°C	T_evap	RESA FRIG	Portata_CAT	Pel_CAT	eff_is	eff_vol	Portata_op	Pel_op
modello-cm3	[°C]	[W]	[Kg/h]	[W]			[Kg/h]	[W]
NT2170U-20.4	-40	412	4.15	350	0.50	0.62	5.33	351.41
NT2180U-22.37	-40	499	5.03	401	0.53	0.69	6.45	402.61
NT2210U-27.8	-40	612.00	6.17	513	0.50	0.68	7.91	515.06

La temperatura di condensazione presa in esame è quella di 35°C in quanto corrisponde alla pressione di saturazione che si è deciso di prendere come riferimento per le condizioni di progetto. In realtà, più che condizioni operative, è più opportuno chiamarle condizioni di progetto in quanto le condizioni reali di funzionamento o operative saranno differenti e ciò dipende da come si assesterà il ciclo termodinamico.

Le correlazioni che sono state adottate per ricavare le prestazioni nelle condizioni di progetto sono delle semplificazioni in quanto è difficile stimare, prevedere, modellizzare, il reale comportamento di un compressore ermetico al variare delle condizioni operative. Il

compressore ermetico è infatti un componente molto complesso e per comprendere meglio alcune sue caratteristiche viene presentato un suo spaccato, Fig.6.11, e una sua semplificazione grafica, Fig.6.12:

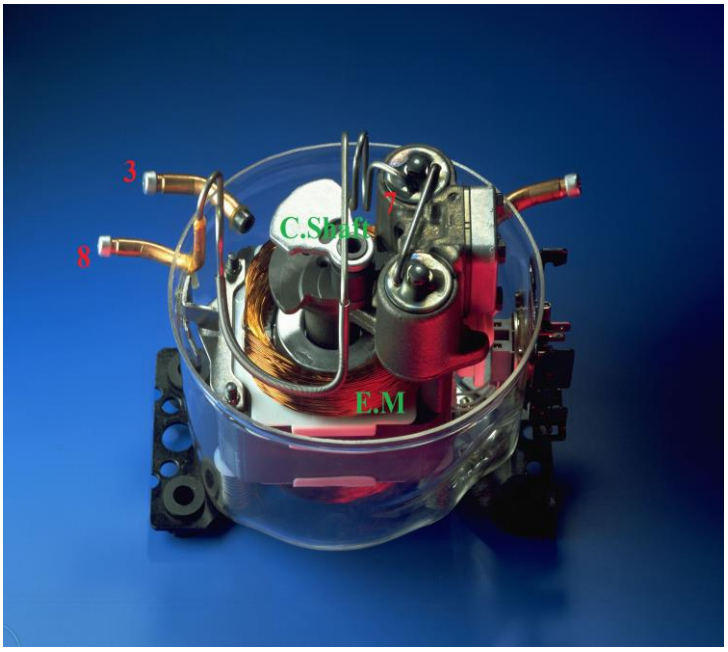

Figura 6.11: Sezione di un compressore ermetico *adattato da: Nidec-Secop.*

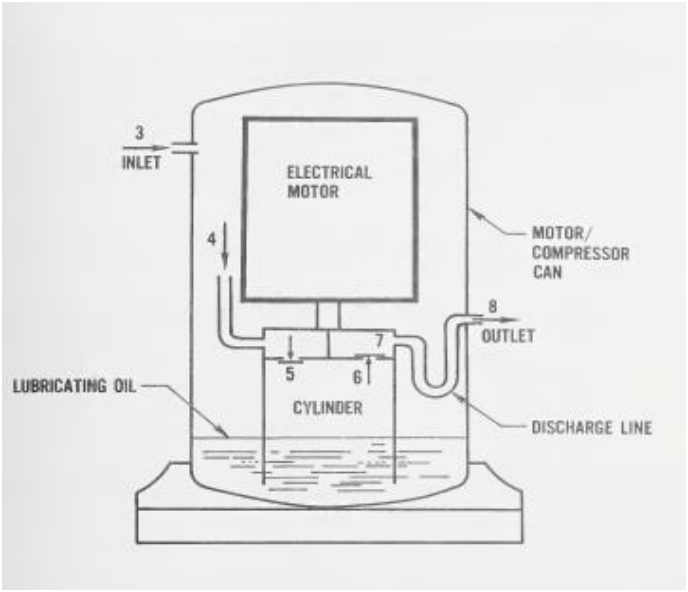

Figura 6.12: Rappresentazione grafica semplificata di un compressore ermetico *tratto da: P.Domanski & D.Didion, Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device*.

È prassi comune riferire l'efficienza volumetrica e quella isoentropica alle condizioni di aspirazione all'ingresso della shell (3) che, come possiamo vedere, non corrispondono alle

reali condizioni di aspirazione al cilindro (5). Si parla di aspirazione diretta se il condotto di aspirazione che entra nella shell arriva direttamente alla valvola di aspirazione; in questo caso invece il condotto, raggiunta la shell, si interrompe. Nella parte alta è sistemato il motore elettrico mentre più in basso è sistemato il complesso cilindro pistone. Sul fondo della shell si deposita l'olio lubrificante, mentre il condotto di scarico compie un certo tragitto all'interno della scatola prima di uscire da essa (8). In condizioni di equilibrio termodinamico il fluido refrigerante entra nel cilindro nelle condizioni 4. Stimare queste condizioni è molto difficile sia perché sono molti e complessi gli scambi termici tra i diversi componenti e sia perché bisognerebbe essere in possesso di tutti i dati geometrici del compressore. Infatti il fluido refrigerante contenuto nella scatola, e che si trova nelle condizioni 4, riceve calore dal motore elettrico (parte delle sue inefficienze si manifestano sotto forma di calore), dagli attriti meccanici del meccanismo biella manovella, dall'olio lubrificante e dalla linea di scarico che in parte transita dentro la scatola (dal punto sette al punto 8). Viceversa il fluido cede calore alla scatola che a sua volta cede calore all'esterno per mezzo dell'irraggiamento e della convezione. Dunque per poter simulare nella sua interezza un compressore bisognerebbe conoscere la grandezza della shell, la portata d'aria che la investe, la lunghezza e le dimensioni della linea di scarico, oltre ad avere a disposizione i dati reali relativi all'efficienza elettrica e meccanica del compressore. Le prestazioni di un compressore sono strettamente dipendenti dalle condizioni operative; nel corso degli anni diversi studiosi hanno cercato di descrivere con modelli pertinenti e relazioni teoriche adeguate i molteplici processi di scambio. L'intento è, una volta trascritti i modelli in forma numerica, di simulare il comportamento del componente compressore ermetico in condizioni operative diverse da quelle di esperimento e con diversi fluidi refrigeranti. Ogni modello presenta differenti semplificazioni, tra i numerosi si riportano in bibliografia quelli di *D. Didion & P. Domaski* [11], *E. Navarro, E. Granryd, J.F. Urchueguı´, J.M. Corber_an [12]* e quello di *Cavallini A; Doretti L; Longo G. A; Rossetto L; Bella B e Zannerio A [21]*..

6.2 Le linee frigorifere

Oltre al compressore, i due scambiatori ed il dispositivo di espansione, in un sistema reale ci sono anche altri componenti che influenzano il funzionamento dell'apparecchiatura; tra questi le più importanti sono certamente le tubazioni che li connettono. All'interno delle tubazioni infatti il fluido refrigerante subisce delle cadute di pressione ed assorbe calore.

Nello studio teorico di un ciclo termodinamico si è soliti rappresentare solamente i componenti fondamentali. Nella figura seguente, Fig.6.13, viene illustrata una configurazione di un ciclo reale, relativo ad una pompa di calore, con tutti i suoi componenti.

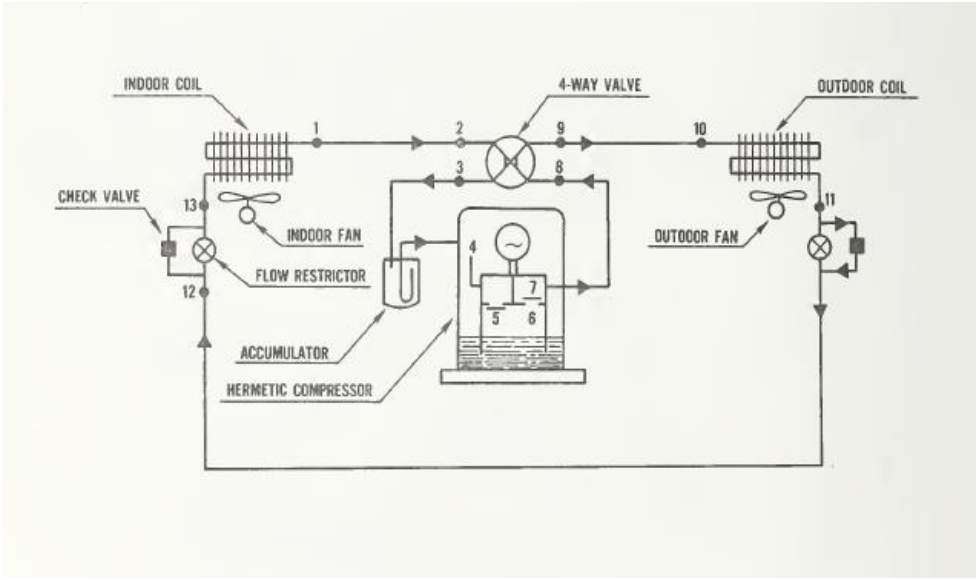

Figura 6.13: Rappresentazione dei componenti in una pompa di calore *tratto da: P.Domanski & D.Didion, Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device*.

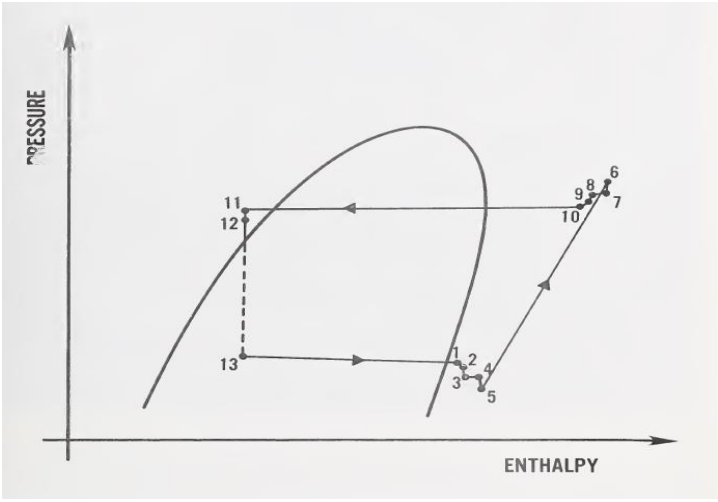

Figura 6.14: Rappresentazione su diagramma Pressione Entalpia di un reale ciclo a compressione di vapore *tratto da: P.Domanski & D.Didion, Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device*.

La figura, Fig.6.14, illustra sul diagramma pressione-entalpia i diversi stati termodinamici del fluido refrigerante all'interno del circuito frigorifero. Di seguito vengono specificati questi punti:

- 1 uscita evaporatore, ingresso linea aspirazione.
- 2 Uscita linea di aspirazione.
- 3 Ingresso Shell
- 4 Refrigerante all'interno della Shell.
- 5 Condizioni all'aspirazione del cilindro.
- 6 Condizioni allo scarico del cilindro.
- 7 Condizioni all'uscita del manifold.
- 8 Uscita fluido dalla shell ed ingresso nella linea di scarico
- 10 Uscita dalla linea di scarico ed ingresso al condensatore.
- 11 Uscita dal condensatore ed ingresso nella linea del liquido.
- 12 Uscita dalla linea del liquido ed ingresso del dispositivo di espansione.

Gli stati termodinamici del refrigerante nei punti chiave del freezer sono funzione di molti fattori che vengono elencati qui di seguito:

- prestazioni individuali dei singoli componenti.
- Compatibilità dei componenti nel sistema.
- Refrigerante e sue proprietà.
- Carica di refrigerante.
- Condizioni ambientali esterne.

Tutti i precedenti fattori hanno un impatto indipendente sulla capacità e sull'efficienza del sistema.

In generale, il corretto dimensionamento di una linea per una determinata portata di refrigerante, è il giusto compromesso tra i costi iniziali, che aumentano incrementando il diametro dei tubi, e i costi di esercizio che invece diminuiscono al crescere del diametro. Nel dimensionamento delle tubazioni frigorifere bisogna tener conto dei seguenti elementi:

- le tubazioni oppongono una resistenza al flusso di refrigerante che riduce la potenza frigorifera erogata dal compressore; maggiore è la lunghezza della linea frigorifera, maggiore è la perdita di carico.
- Le linee frigorifere abbondantemente dimensionate riducono la perdita di carico ma contemporaneamente riducono la velocità del refrigerante e, di conseguenza, il suo effetto di trascinamento del lubrificante; ciò implica un ristagno di una maggiore quantità di lubrificante all'interno del circuito frigorifero riducendone il livello

all'interno del carter del compressore. Quest'ultima considerazione influisce non solo sulla lubrificazione del compressore ma anche sull'efficienza degli scambiatori; la presenza di lubrificante all'interno dello scambiatore penalizza la trasmissione di calore tra il refrigerante e il fluido secondario.

La progettazione delle linee frigorifere deve soddisfare vari requisiti quali:

- accurata alimentazione di refrigerante liquido al dispositivo di laminazione.
- Percorso razionale e pratico delle tubazioni con perdite di carico contenute.
- Favorire il ritorno del lubrificante durante il funzionamento del compressore.
- Ostacolare il ritorno di refrigerante liquido con compressore fermo.

A parità di portata, aumentare il diametro comporta una riduzione della velocità e una riduzione delle perdite di carico secondo le relazioni seguenti:

$$\dot{m} = \frac{\rho * \pi * D^2 * w}{4} \qquad (6.17)$$

$$\Delta P = \frac{\rho * w^2 * f * L}{2 * D} \qquad (6.18)$$

$$\Delta P = \frac{\dot{m}^2 * f * L * 8}{\rho * \pi^2 * D^5} \qquad (6.19)$$

Bisogna fare attenzione a non far scendere la velocità al di sotto di valori tali per cui il trascinamento dell'olio lubrificante non sia più garantito. Considerazioni inerenti: l'economicità, le perdite di carico, il rumore e il trascinamento dell'olio determinano le velocità consigliate per il dimensionamento dei condotti del refrigerante. Queste sono riportate nella seguente tabella, Tab.6.7.

Tabella 6.: Velocità consigliate per le linee Frigorifere, *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*

Linee	Velocità del refrigerante [m s^{-1}]
Linee di aspirazione	4.5 – 20
Linee di mandata	10 – 18
Linee del liquido	< 1.5

I limiti superiori sono legati a considerazioni economiche mentre quelle inferiori alla necessità di garantire il corretto trascinamento dell'olio. L'ASHRAE Handbook – Refrigeration (2006) suggerisce una procedura completa per il dimensionamento delle linee del refrigerante per differenti fluidi frigorigeni alogenati.

6.2.1 Le linee del compressore

Dal punto di vista costruttivo e di dimensionamento, le linee di mandata e aspirazione sono più critiche rispetto a quelle del liquido. Le linee di aspirazione sono le più critiche; la perdita di carico nella linea di aspirazione riduce la capacità frigorifera del sistema in quanto forza il compressore ad operare ad una più bassa pressione di aspirazione. Ad una minor pressione di aspirazione corrisponde una minor portata elaborata dal compressore. In secondo luogo, la portata aspirata dal compressore dipende anche dalla densità del refrigerante aspirato; ad una maggiore densità corrisponde una maggior portata. È anche per questo motivo che è importante cercare di ridurre l'apporto di calore al fluido refrigerante che attraversa la linea di aspirazione. Per quanto riguarda la linea di scarico, non tenere in considerazione la perdita di carico relativa significa sovrastimare la temperatura di condensazione e dunque la capacità del condensatore. Tenendone conto bisogna prendere in considerazione che ad una maggior pressione di scarico, necessaria per avere la voluta pressione di condensazione, corrisponde una minor portata elaborata dal compressore. Le linee del refrigerante dovrebbero essere dimensionate per garantire la minima perdita di carico durante il funzionamento a pieno carico e il ritorno dell'olio nelle condizioni di minimo carico. Le linee di aspirazione e mandata sono normalmente dimensionate per avere una perdita di carico tradotta in termini di variazione di temperatura di saturazione non superiore a circa 1 K.

Per una determinata portata di refrigerante e una fissata variazione di temperatura per unità di lunghezza, le linee di mandata sono più piccole rispetto a quelle di aspirazione perché la densità vapore è più elevata e la variazione di temperatura per una determinata perdita di carico è minore. Pertanto, la variazione di temperatura per unità di lunghezza delle linee di aspirazione è maggiore rispetto a quelle di mandata. Le tabelle suggerite da ASHRAE Handbook (2006) per i refrigeranti alogenati sono basate su variazioni di temperatura di 0.02 [K/m] per le linee di mandata e su 0.04 [K/m] per quelle di aspirazione. Le tabelle, Tab.6.8 e Tab.6.9, riportano i valori raccomandati dei diametri nominali dei condotti per un determinato refrigerante in funzione della capacità frigorifera.

Tabella 6.8: Capacità frigorifera in [kW] delle linee di aspirazione, mandata e del liquido per R134a *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*.

Nominal Line OD, mm	Suction Lines (□t = 0.04 K/m)					Discharge Lines (□t = 0.02 K/m, □p = 538 Pa/m)		
	Saturated Suction Temperature, °C					Saturated Suction Temperature, °C		
	−10	−5	0	5	10			
	Corresponding □p, Pa/m							
	318	368	425	487	555	−10	0	10
TYPE L COPPER LINE								
12	0.62	0.76	0.92	1.11	1.33	1.69	1.77	1.84
15	1.18	1.45	1.76	2.12	2.54	3.23	3.37	3.51
18	2.06	2.52	3.60	3.69	4.42	5.61	5.85	6.09
22	3.64	4.45	5.40	6.50	7.77	9.87	10.30	10.70
28	7.19	8.80	10.70	12.80	15.30	19.50	20.30	21.10
35	13.20	16.10	19.50	23.50	28.10	35.60	37.20	38.70
42	21.90	26.80	32.40	39.00	46.50	59.00	61.60	64.10
54	43.60	53.20	64.40	77.30	92.20	117.00	122.00	127.00
67	77.70	94.60	115.00	138.00	164.00	208.00	217.00	226.00
79	120.00	147.00	177.00	213.00	253.00	321.00	335.00	349.00
105	257.00	313.00	379.00	454.00	541.00	686.00	715.00	744.00

Tabella 6.9: Capacità frigorifera in [kW] delle linee di aspirazione, mandata e del liquido per R410A *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*.

Line Size	Suction Lines (□t = 0.04 K/m)						Discharge Lines (□t = 0.02 K/m, □p = 74.90)					
Type L Copper, OD, mm	Saturated Suction Temperature, °C						Saturated Suction Temperature, °C					
	−50	−40	−30	−20	−5	5	−50	−40	−30	−20	−5	5
	Corresponding □p, Pa/m						Corresponding □p, Pa/m					
	218.6	317.2	443.3	599.1	894.2	1137.6	1172.1	1172.1	1172.1	1172.1	1172.1	1172.1
12	0.32	0.52	0.80	1.20	2.05	2.83	3.47	3.60	3.73	3.84	4.00	4.07
15	0.61	0.99	1.54	2.29	3.90	5.37	6.60	6.85	7.09	7.31	7.60	7.75
18	1.06	1.72	2.68	3.98	6.76	9.30	11.43	11.87	12.29	12.67	13.16	13.42
22	1.87	3.04	4.72	7.00	11.89	16.32	20.04	20.81	21.54	22.20	23.08	23.53
28	3.72	6.03	9.32	13.82	23.43	32.11	39.44	40.95	42.39	43.70	45.42	46.31
35	6.84	11.07	17.11	25.33	42.82	58.75	72.05	74.82	77.46	79.84	82.98	84.62
42	11.39	18.39	28.38	42.00	70.89	97.02	119.01	123.57	127.93	131.87	137.06	139.76
54	22.70	36.61	56.35	83.26	140.29	191.84	235.35	244.38	253.00	260.80	271.06	276.39
67	40.48	65.21	100.35	147.94	249.16	340.33	417.58	433.60	448.89	462.73	480.93	490.40
79	62.89	101.10	155.22	229.02	384.65	525.59	643.78	668.47	692.05	713.37	741.44	756.03
105	134.69	216.27	331.96	488.64	820.20	1119.32	1371.21	1423.81	1474.02	1519.45	1579.22	1610.30
130	240.18	384.82	590.29	866.21	1452.34	1978.69	2424.14	2517.13	2605.89	2686.20	2791.88	2846.83
156	390.21	625.92	957.07	1405.29	2352.81	3206.57	3928.86	4079.57	4223.44	4353.60	4524.87	4613.92
206	800.39	1280.57	1956.28	2868.65	4796.70	6532.82	7995.81	8302.53	8595.32	8860.22	9208.77	9390.02
257	1427.49	2276.75	3480.75	5095.42	8506.22	11 575.35	14 185.59	14 729.76	15 249.20	15 719.17	16 337.55	16 659.10

I dati elencati fanno riferimento ad un ciclo frigorifero che opera a 40°C di condensazione senza sottoraffreddamento; queste tabelle possono però essere applicate con piccoli sottoraffreddamenti, fino a 5 K, senza introdurre errori rilevanti. Le figure soprastanti riportano due esempi di tabelle tratte da ASHRAE Handbook (2006) per tubi in rame, ma tabelle simili sono disponibili anche per tubi in acciaio. Per differenti temperature di condensazione, i valori della capacità frigorifera riportati a tabella devono essere moltiplicati per dei fattori di correzione dipendenti dal fluido considerato. I valori riportati nella seguente tabella, Tab.6.10, fanno riferimento alle tabelle precedenti.

Tabella 6.10: Valori di correzione per diverse temperature di condensazione, *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*

	R134a		R410A	
Temperatura di condensazione	Linea di aspirazione	Linea di mandata	Linea di aspirazione	Linea di mandata
20	1.239	0.682	1.238	0.657
30	1.120	0.856	1.122	0.866
40	1.000	1.000	1.000	1.000
50	0.888	1.110	0.867	1.117

Qui di seguito si illustra la procedura di dimensionamento: dalle precedenti tabelle si ottiene il diametro nominale raccomandato in funzione della potenza frigorifera e del tipo refrigerante (sempre con 40°C di temperatura di condensazione). Si calcola poi la lunghezza totale equivalente, somma della lunghezza dei condotti e delle lunghezze equivalenti dei raccordi; queste si possono ottenere utilizzando tabelle simili a quella sottostante di figura, Fig.6.15.

	Smooth Bend Elbows						Smooth Bend Tees			
	90° Std[a]	90° Long-Radius[b]	90° Street[a]	45° Std[a]	45° Street[a]	180° Std[a]	Flow Through Branch	Straight-Through Flow		
Nominal Pipe or Tube Size, mm								No Reduction	Reduced 1/4	Reduced 1/2
10	0.4	0.3	0.7	0.2	0.3	0.7	0.8	0.3	0.4	0.4
15	0.5	0.3	0.8	0.2	0.4	0.8	0.9	0.3	0.4	0.5
20	0.6	0.4	1.0	0.3	0.5	1.0	1.2	0.4	0.6	0.6
25	0.8	0.5	1.2	0.4	0.6	1.2	1.5	0.5	0.7	0.8
32	1.0	0.7	1.7	0.5	0.9	1.7	2.1	0.7	0.9	1.0
40	1.2	0.8	1.9	0.6	1.0	1.9	2.4	0.8	1.1	1.2
50	1.5	1.0	2.5	0.8	1.4	2.5	3.0	1.0	1.4	1.5
65	1.8	1.2	3.0	1.0	1.6	3.0	3.7	1.2	1.7	1.8
80	2.3	1.5	3.7	1.2	2.0	3.7	4.6	1.5	2.1	2.3
90	2.7	1.8	4.6	1.4	2.2	4.6	5.5	1.8	2.4	2.7
100	3.0	2.0	5.2	1.6	2.6	5.2	6.4	2.0	2.7	3.0
125	4.0	2.5	6.4	2.0	3.4	6.4	7.6	2.5	3.7	4.0

Figura 6.15: Tabella per il calcolo delle lunghezze equivalenti associate a curve, raccordi e restrizioni-allargamenti, *tratto da: ASHRAE Refrigeration Handbook*.

Determinata la lunghezza equivalente L_e, la variazione di temperatura ΔT è calcolata utilizzando la seguente relazione:

$$\Delta T = L_e \cdot \left(\frac{\Delta T}{L}\right)_{Table} \cdot \left(\frac{P_o}{P_{o,Table}}\right)^{1.8}$$

dove $(\Delta T/L)_{Table}$ è la variazione di temperatura per unità di lunghezza di progetto, P_0 è la capacità frigorifera, e $P_{0,Table}$ è la capacità frigorifera riportata in tabella. Qualora tale valore risultasse inferiore a 1 K, la linea risulterebbe dimensionata correttamente, altrimenti bisognerebbe utilizzare un condotto di diametro maggiore. Viceversa, nota la caduta di temperatura accettabile per la linea, si può trovare la lunghezza equivalente che la realizza.

La linea di aspirazione è il tratto della tubazione che unisce l'evaporatore all'attacco di aspirazione del compressore. Al pari delle altre linee frigorifere essa deve soddisfare determinati requisiti quali:

- favorire il ritorno dell'olio ai compressori muniti di sistema di parzializzazione, specie quando l'impianto lavora a regime di potenza ridotta.
- Ostacolare il ritorno di olio e refrigerante al compressore quando questo è in fase di riposo.

La progettazione della linea di aspirazione richiede soluzioni specifiche che tengono in considerazione la bassa densità del gas aspirato, la sua relativamente bassa pressione e temperatura. Una linea di aspirazione non isolata assorbe una considerevole quantità di calore lungo il suo percorso dall'evaporatore al compressore. Ciò si traduce in una perdita di efficienza dell'impianto e in una maggiore sollecitazione termica del compressore a causa della più alta temperatura del refrigerante aspirato. Un altro problema che si può verificare qualora una linea di aspirazione, con fluido refrigerante a bassa temperatura, passasse in un ambiente caldo ed umido, come per esempio il vano motocondensante, sarebbe la possibilità della formazione di condensa sulla superficie della tubazione. Allo scopo di minimizzare questi fenomeni negativi, è indispensabile provvedere all'isolamento termico della linea di aspirazione, rivestendola con materiale isolante di adeguato spessore. Un utile programma che permette di fare una valutazione delle perdite di carico, del trasferimento di calore e di verificare la possibilità di condensa sulla superficie, è Coolpack.
Le Utilities in questione sono: "Gas pipes- pressure drop and heat transfer" e "Liquid pipes- pressure drop and heat transfer". Un esempio di calcolo con il fluido propano è presentato nella figura seguente in cui si riporta una schermata del programma, Fig.6.16

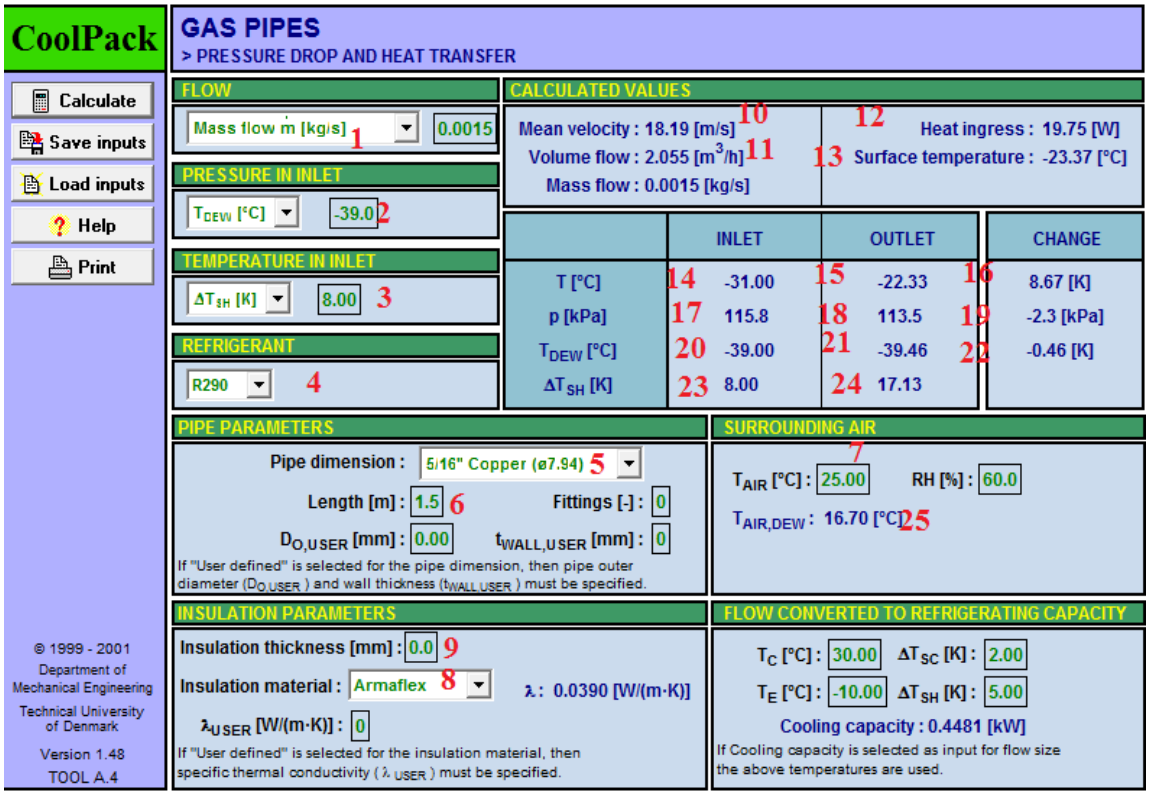

Figura 6.16: Schermata per la valutazione delle perdite di carico associate ad un gas, *tratto da:CoolPack.*

Come dati in ingresso possiamo inserire:

la portata di refrigerante (1), la pressione in ingresso (2) (in questo caso sotto forma di temperatura di saturazione), la temperatura in ingresso o relativo surriscaldamento (3), il tipo di refrigerante (4), il diametro della tubazione (5) (secondo gli standard delle tubazioni in rame), la lunghezza (6), le condizioni dell'aria esterna (7) ed i parametri relativi all'isolamento, materiale (8) e spessore (9). I risultati che possiamo ottenere sono: la velocità media (10), la portata volumetrica (11), il calore in ingresso (12), la temperatura della superficie esterna (13), la temperatura del fluido in ingresso (14), la temperatura del fluido in uscita (15), la relativa differenza (16), la pressione del fluido in ingresso (17), la pressione del fluido in uscita (18) e la relativa variazione (19). Sono anche rappresentate la temperatura di saturazione in ingresso (20), la temperatura di saturazione in uscita (21) e la caduta di temperatura di saturazione (22). Inoltre vengono riportati il grado di surriscaldamento in ingresso (23), quello in uscita (24) ed un parametro molto importante che è la temperatura di rugiada (25).

Analizzando i risultati si può determinare se la caduta di temperatura di saturazione rispetta il grado centigrado ammissibile da standard e se sulla superficie si formi della condensa. Nel

caso illustrato dalla figura di esempio la temperatura della superficie è minore di quella di rugiada e dunque si verifica la condensa. Si gioca allora con il materiale isolante e il suo spessore. Esempio in Fig.6.17; con 13 mm di Armaflex non si ha più la problematica della condensa superficiale e si è ridotto l'apporto di calore.

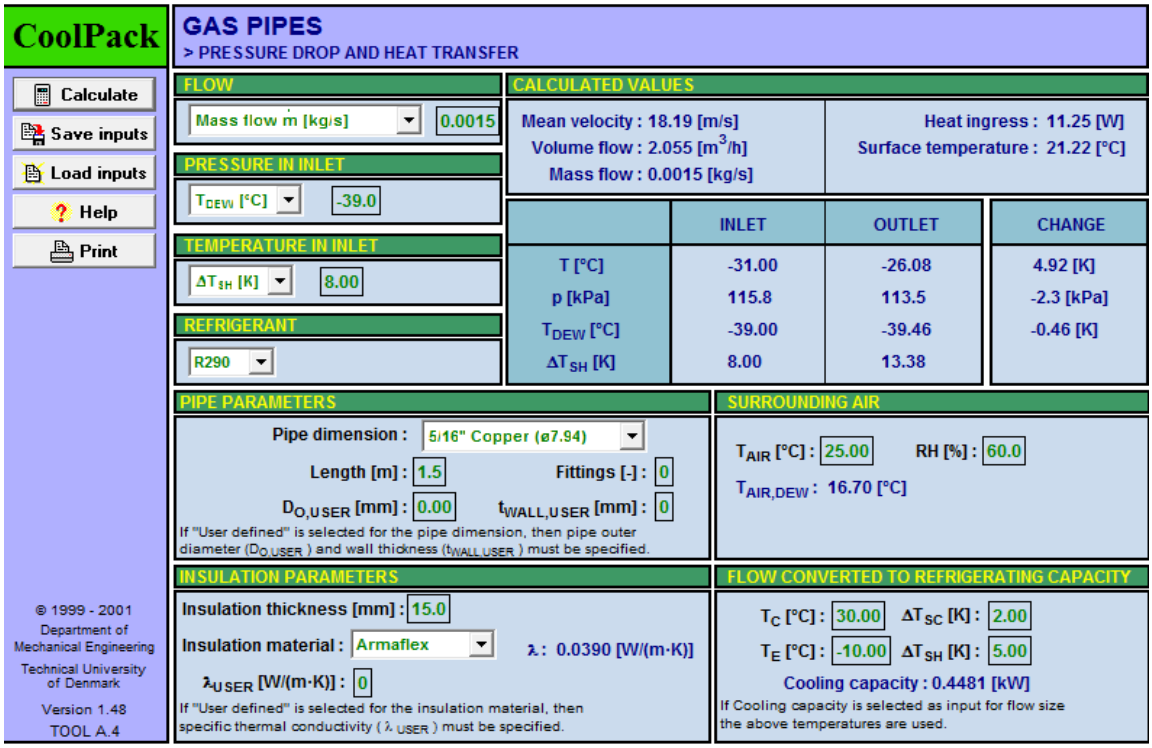

Figura 6.17: Schermata per la valutazione delle perdite di carico associate ad un gas, *tratto da:CoolPack.*

La linea di scarico è il tratto di tubazione che collega il compressore al condensatore. Una linea frigorifera con sezione insufficiente comporta una elevata velocità del refrigerante e rumorosità durante il funzionamento del compressore; dimensionando la linea di scarico sulla base di una velocità pari a 15 m/s si ottiene un buon compromesso tra perdite di carico, trascinamento del lubrificante e rumorosità. Per evitare il riflusso di lubrificante e refrigerante liquido al compressore al momento del suo arresto è necessario prevedere adatti sifoni alla base di ogni tratto verticale con direzione ascendente del flusso.

Un altro compito del sifone è quello di accumulare il lubrificante; questo, rimanendo intrappolato al suo interno riduce la sezione di passaggio del refrigerante incrementandone la velocità. Quando si raggiunge una velocità elevata, l'accumulo di lubrificante viene violentemente trascinato dal refrigerante superando così il tratto verticale.

Realizzare la linea di scarico con delle curve consente al tubo di rame di dilatarsi o contrarsi al variare della sua temperatura senza così trasmettere vibrazioni alle strutture circostanti o al circuito frigorifero.

6.2.2 La linea del liquido

La linea del liquido si identifica con il tratto di tubazione che collega l'uscita del condensatore con l'ingresso dell'organo di laminazione. In questo caso la perdita di carico non influenza l'efficienza energetica dell'impianto dato che lo scopo dell'organo di laminazione è quello di ridurre la pressione da quella di condensazione a quella di evaporazione. Il trascinamento del lubrificante è garantito dalle condizioni di alta temperatura e viscosità tipiche del refrigerante in forma liquida presente in questa parte del circuito. Il liquido ha una viscosità molto più elevata rispetto al vapore; per questo motivo l'olio lubrificante è trascinato con molta più facilità e dunque non sono necessarie velocità di attraversamento eccessivamente alte.

È necessario dedicare particolare attenzione al dimensionamento per evitare che eccessive perdite di carico causino la vaporizzazione del fluido refrigerante liquido (flashing) all'ingresso del capillare, compromettendone il corretto funzionamento. Come infatti ho accennato, il capillare è molto sensibile alle minime variazioni termodinamiche del fluido refrigerante al suo ingresso. Una soluzione frequentemente adottata per evitare il flashing è quella di spingere maggiormente il sottoraffreddamento al condensatore; in questo modo risulta difficile che le perdite di carico nella successiva linea del liquido portino il fluido a vaporizzarsi. Se per esempio si è usciti dal condensatore con un sottoraffreddamento di 3°C ed il capillare è stato dimensionato per lavorare con liquido in ingresso, è opportuno che le perdite di carico nella linea del liquido non determinino una caduta di temperatura di saturazione maggiore di 3°C. Una velocità del refrigerante pari a 1,5 m/s risulta un buon compromesso tra perdite di carico e trascinamento del lubrificante. Va anche considerato che in una linea del liquido ad andamento verticale si manifesta una caduta di pressione dovuta all'azione della forza di gravità sulla massa della colonna liquida. Gli impianti frigoriferi sono normalmente dimensionati in modo che la perdita di carico nella linea del liquido non sia superiore a quella che corrisponde a 0.5 K – 1 K in variazione di temperatura di saturazione.

L'ASHRAE Handbook riporta delle tabelle per dimensionare le linee del liquido in funzione della capacità del sistema, del refrigerante e del materiale dei tubi, per una determinata variazione di temperatura per unità di lunghezza, pari a 0.02 [K/m]. In caso fosse presente, deve anche essere considerata la perdita dovuta ad una linea ascendente che può essere

quantificata in circa 11.3 kPa per metro. La totale perdita sarà data dalla somma delle perdite per attrito e quelle dovute ai tratti ascendenti. Il procedimento è lo stesso di quello adoperato per le linee di mandata e aspirazione precedentemente riportato. Noto il diametro, suggerito dalla tabella affinché per una certa capacità dell'impianto si realizzi una determinata perdita di carico per unità di lunghezza (anche espressa come caduta di temperatura per unità di lunghezza) e calcolata la lunghezza equivalente, si valuta la perdita di carico e la relativa caduta di temperatura di saturazione. A questo punto si conosce il minimo sottoraffreddamento che bisogna garantire all'uscita del condensatore affinché il fluido, scorrendo nella linea del liquido, non rievapori.

6.3 Il Capillare

Per la scelta ed il dimensionamento del capillare sono stati adottati sia il modello grafico relativo agli idrocarburi sia la procedura analitica illustrata nel capitolo dedicato a questo componente. Per quanto riguarda il modello analitico si è impostato un calcolo del tipo isoentalpico; le proprietà termodinamiche dei fluidi refrigeranti etano e propano sono state calcolate per mezzo del software elaborato dal NIST di nome REFPROP. Sono stati scritti due differenti script su Matlab, uno per l'etano e l'altro il propano, che, note le condizioni d'ingresso del fluido refrigerante, in termini di sottoraffreddamento, pressione di condensazione, portata e diametro del capillare, hanno consentito di valutare la lunghezza e le condizioni di uscita del fluido. La maggiore semplificazione adottata negli script è stata quella di impostare uno step non di caduta di pressione ma di caduta di temperatura di saturazione pari ad un grado centigrado. A seconda della curva di saturazione tipica del fluido refrigerante sotto esame ad una pari caduta di temperatura di saturazione corrisponde una diversa caduta di pressione. Come accennato durante l'esposizione del modello analitico, la semplificazione dell'equazione 5.23 poggia le sue basi sul fatto che si consideri uno step sufficientemente piccolo di caduta di pressione tale per cui l'approssimazione dell'integrale con i valori medi non conduca ad errori grossolani.
Si sono confrontati i valori ottenuti con il metodo grafico e quello analitico, i risultati sono illustrati nella tabella sottostante, Tab.6.11.

Tabella 6.11: Confronto capillari metodo grafico con metodo analitico.

Modello	Diametro	Lunghezza	Pcr
ETANO	**[mm]**	**[m]**	**[kPa]**
Grafico	0.6	2.5	232
Analitico	0.6	0.7	199.6
PROPANO	**[mm]**	**[m]**	**[kPa]**
Grafico	0.8	0.85	308.7
Analitico	0.8	0.65	393.4
Grafico	1	3	245
Analitico	1	2.2	253.41
Grafico	1.2	7.5	171.5
Analitico	1.2	5.6	181.36

Analizzando i risultati si possono notare scostamenti considerevoli tra i due metodi; l'adozione dei grafici è stata quindi scartata. Il problema legato all'utilizzo di questi grafici è che risulta difficile essere precisi nell'individuazione dei punti elencati nella procedura; è dunque bene utilizzare il metodo analitico per effettuare stime precise e dettagliate. Inoltre con questo metodo è possibile far variare il diametro interno del capillare, in accordo con quelle che sono le dimensioni standard di produzione, al fine di ottenere il giusto compromesso tra la pressione critica di uscita, che non deve essere eccessivamente maggiore di quella di evaporazione, e la lunghezza del capillare. Le scelte geometriche, in termini di diametro e lunghezza, sono illustrate nella tabella seguente, Tab.6.12.

Tabella 6.12: Soluzioni capillari.

Soluzione Propano		
di	1.2	[mm]
Lliq	0.48	[m]
Lbif	5.08	[m]
Ltot	5.56	[m]
Pcr	181.36	[kPa]

Soluzione Etano		
di	0.8	[mm]
Lliq	2.76	[m]
Lbif	0.66	[m]
Ltot	3.42	[m]
Pcr	116.18	[kPa]

6.4 Il condensatore dell'HTC

Il condensatore che si è deciso di utilizzare nel circuito di alta temperatura è un classico condensatore a batteria alettata accoppiato con un ventilatore di tipo assiale. Questa tipologia di soluzione è quella maggiormente utilizzata dai produttori di ULT freezer. Le motivazioni sono molteplici: la prima è legata al fatto che rappresentano una soluzione consolidata per cui gli assorbimenti di potenza dei motori elettrici che azionano i ventilatori sono ridotti, la seconda è la compattezza e dunque la possibilità di ridurre il volume interno. A quest'ultimo parametro si deve prestare attenzione quando si adoperano gli idrocarburi, soggetti a limiti di carica massima, come fluidi refrigeranti. Inoltre, come già accennato, i compressori scelti fanno affidamento su di un raffreddamento del tipo "fan"; viene dunque sfruttato lo stesso ventilatore del condensatore per movimentare, sulla shell del compressore, la portata consigliata da catalogo. Il ventilatore, nella stragrande maggioranza dei casi di tipo aspirante, aspira l'aria dall'esterno; questa, attraversato il filtro, arriva sulla batteria di scambio per poi essere convogliata verso la shell. Un parametro di scelta della batteria è dunque la portata richiesta per il raffreddamento dei compressori.

In questo caso il compito del condensatore del ciclo di alta temperatura è quello di smaltire il carico frigorifero di progetto, parte della potenza elettrica assorbita per la compressione di ambedue i fluidi (etano e propano), più il calore assorbito dalle rispettive linee di aspirazione. La pratica comune durante la fase di progettazione è quella di dimensionare il condensatore affinché smaltisca una quota della potenza elettrica di compressione. Il compressore è per l'appunto raffreddato ma, non potendone stimare il reale effetto sulla temperatura di scarico, si assume un'ipotetica compressione isoentropica. Dalle condizioni di aspirazione si ricava l'entropia e successivamente si interseca l' isoentropica passante per essa con la pressione di scarico. Si determinano in questo modo le condizioni ipotetiche allo scarico, la temperatura e l'entalpia. Sovradimensionare il condensatore permette di prevenire eccessivi incrementi della pressione di condensazione dovuti agli effetti che deteriorano la capacità di scambio della batteria, come l'innalzamento della temperatura ambiente e la deposizione di polvere sul filtro.

Per il calcolo delle prestazioni del condensatore è stato sfruttato il software open free fornito dal NIST (National Institute of Technology) chiamato "EVAP-COND 4.0".

Questo software permette di simulare le prestazioni di una batteria di scambio che funga sia da evaporatore e sia da condensatore. È stato scritto da *Domanski* e si basa sulla simulazione tube-by-tube di cui si era parlato nella parte dedicata ai modelli. È inoltre possibile

discretizzare più finemente la tubazione decidendo di adoperare più elementi per uno stesso tubo. Le correlazioni su cui fa affidamento il software sono quelle che sono state descritte per la condensazione e l'evaporazione per quanto riguarda il lato refrigerante; è inoltre possibile selezionare quella che si vuole adoperare. Essendo del NIST questo software per il calcolo delle proprietà termodinamiche dei fluidi refrigeranti utilizza lo stesso REFPROP di cui si parlava precedentemente. Le potenzialità sono moltissime; è possibile infatti riprodurre la configurazione geometrica dello scambiatore trovato su catalogo e misurarne le prestazioni in condizioni operative differenti e addirittura con diversi fluidi refrigeranti. Inoltre è possibile utilizzarlo per l'ottimizzazione della circuitazione in termini di caduta di pressione accettabile.

Per quanto riguarda la funzione condensatore, si possono effettuare due simulazioni, per entrambe comunque noti i parametri dell'aria (portata, Temperatura, umidità relativa): la prima, note la portata di refrigerante e le sue condizioni d'ingresso (temperatura di saturazione e temperatura d'ingresso), permette di calcolare le condizioni di uscita (pressione, titolo o grado di sottoraffreddamento). La seconda, date sempre le condizioni di ingresso ma fissate questa volta le condizioni di uscita desiderate (titolo o sottoraffreddamento), permette di stimare la portata. Le condizioni di ingresso possono essere immesse o specificando la temperatura di condensazione e il grado di surriscaldamento, o inserendo la pressione di condensazione e la temperatura del vapore surriscaldato in ingresso. Nelle figure seguenti, Fig.6.18 e Fig.6.19, si mostrano due schermate; la prima dedicata all'inserimento dei parametri geometrici, la seconda dedicata alla schematizzazione del circuito frigorifero.

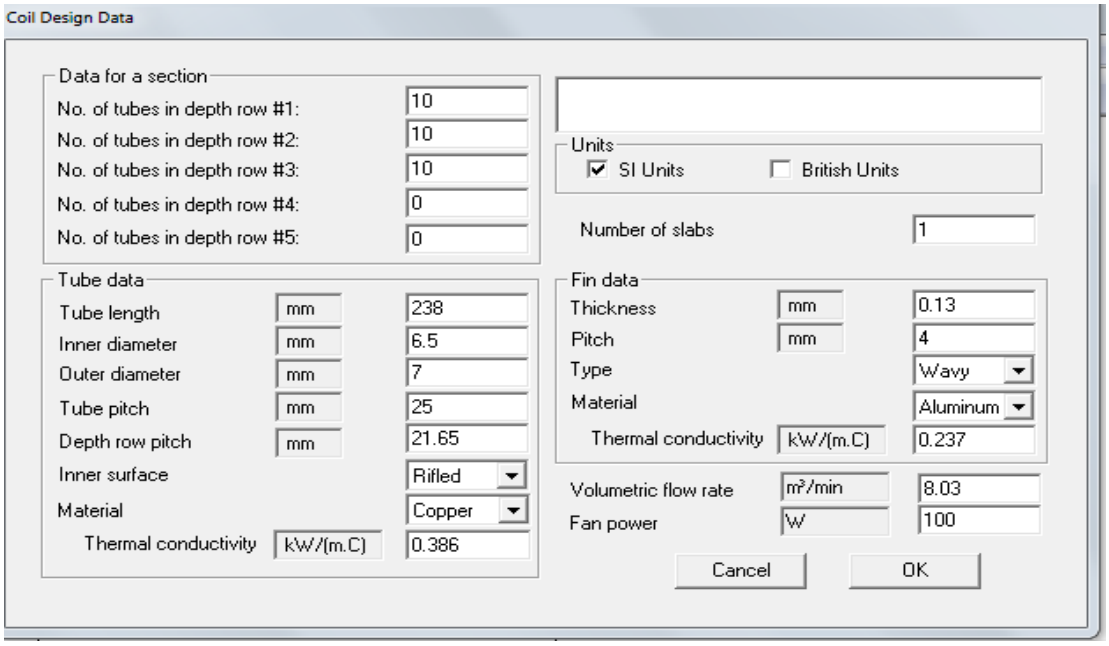

Figura 6.18: Schermata dati geometrici batteria di scambio*, tratto da: EVAP-COND 4.0*.

Come si può vedere dalla schermata è possibile inserire dati configurazionali come il numero di ranghi e il numero di tubi per rango, dati relativi alle tubazioni come il diametro, lo spessore, i passi longitudinali e trasversali, il materiale e dati relativi all'aletta come il passo, lo spessore, il materiale, la tipologia (le alette rettangolari possono essere ondulate, piane o corrugate) oltre alla portata volumetrica d'aria.

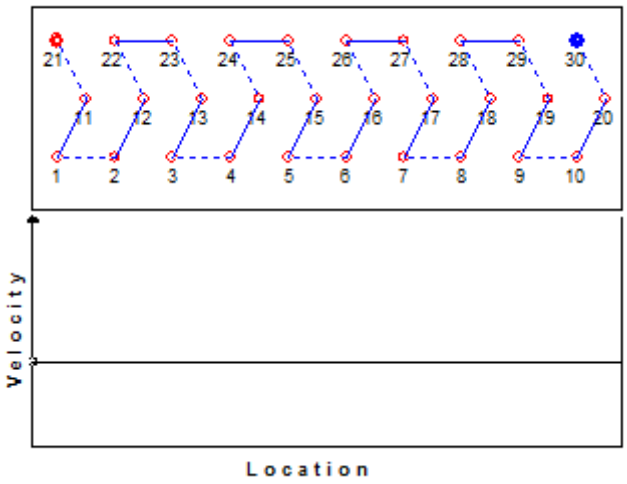

Figura 6.19: Schermata design circuito di una batteria di scambio, *tratto da: EVAP-COND 4.0*.

La figura precedente rappresenta la vista laterale di una batteria ed è la schermata nella quale è possibile definire la configurazione del circuito. Il punto blu rappresenta l'ingresso del fluido refrigerante, il punto rosso l'uscita, la linea continua rappresenta una curva di ritorno sul lato messo in mostra mentre la linea tratteggiata rappresenta una curva di ritorno sul lato opposto a quello raffigurato.

In questo caso, come si vede, è presente un solo circuito, ma spesso se ne possono disporre più in parallelo al fine di ridurre le perdite di carico.

Nella figura sottostante, Fig.6.20, invece, è rappresentata una schermata che riporta i risultati della simulazione.

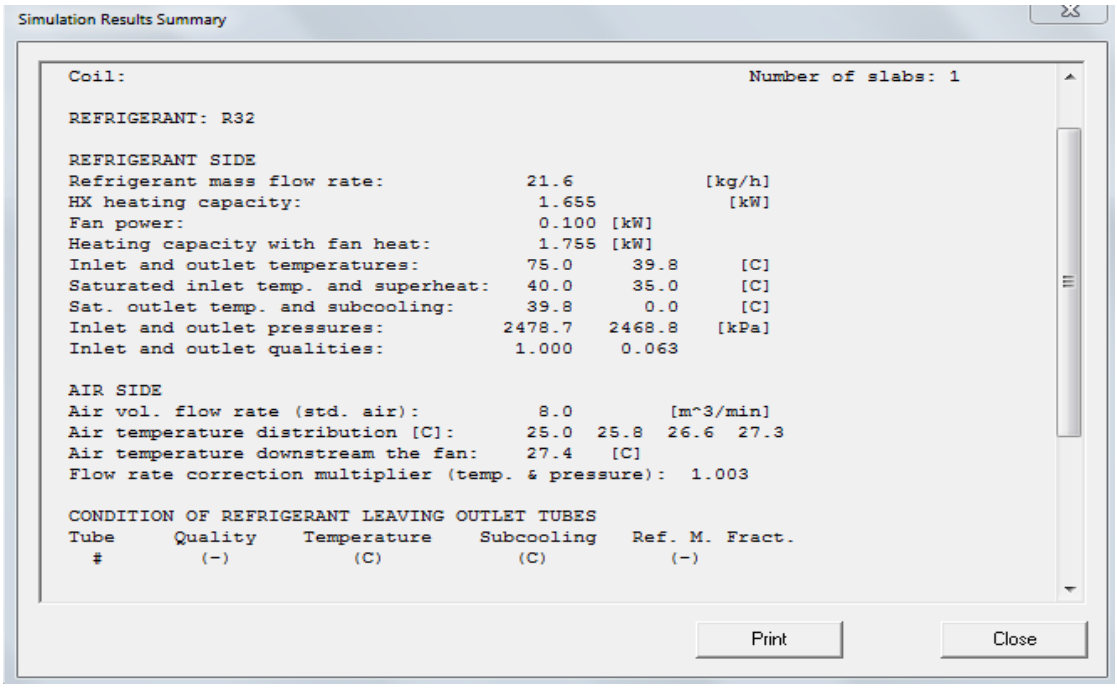

Figura 6.20: Schermata risultati della simulazione, *tratto da: EVAP-COND 4.0.*

Vengono riportati i risultati della simulazione in termini di caduta di pressione e relativa caduta di temperatura di saturazione, grado di sottoraffreddamento e titolo in uscita.

Dal catalogo della ditta costruttrice delle batterie alettate, se ne è indentificata una che potesse essere presa come riferimento per una successiva verifica delle sue prestazioni con le nostre condizioni di funzionamento. La batteria in questione è la 1030240FE50RV della ditta Rivacold, che con una portata d'aria di 538 m^3/h ed un ΔT di 10 gradi fornisce una capacità di 668 Watt. Il ΔT in questione rappresenta la differenza di temperatura tra la condensazione e l'aria ambiente. Questi due parametri, la portata volumetrica d'aria e la potenza scambiata con un ΔT simile a quello di progetto, sono quelli che si sono presi in considerazione per la scelta da catalogo della batteria. Dai calcoli effettuati negli step precedenti della procedura di dimensionamento, si erano ricavate la portata del compressore dell'HTC, pari a 5,33 kg/h, e la potenza da smaltire al condensatore, pari a 558.17 Watt.

Nella figura sottostante, Fig.6.21, si riporta il data sheet della batteria; come si può notare oltre le dimensioni esterne, vengono fornite informazioni riguardanti il passo fra i tubi, il passo tra i ranghi, il diametro della tubazione, il numero di ranghi, il numero di tubi per rango, l'altezza delle alette, la loro spaziatura e la potenza del ventilatore.

Filo pacco con motoventilatore convogliatore in plastica

Filo pacco avec motoventilateur convoyeur d'air en plastique

Fully enclosed with fan motor plastic air conveyor

Filo pacco mit motorlüfter ablenkblende aus plastik

MODEL	Geometry mm	n° of tubes height	ROWS	n° of total Tube	fin tot lenght mm	fin spacing mm	Ø tube inches mm	m²	m³/h	PERFORMANCE Δt 10 Watt	PERFORMANCE Δt 15 Watt	CONNECT. IN mm	CONNECT. OUT mm	FAN MOTORS N°	FAN MOTORS IN Watt	FAN MOTORS Ø mm /°
Poli motoventilatore - *fan motor poles;* 4 - 230/1/50Hz																
1020240FE50RV	25x12,5	10	2	20	240	3	7,2	0,96	580	493	748	7,2	7,2	1	38	230/28°
1020240FE71RV	25x21,65	10	2	20	240	4	5/16"	1,30	595	507	761	7,9	7,9	1	38	230/28°
1030240FE50RV	25x12,5	10	3	30	240	3	7,2	1,44	538	668	1010	7,2	7,2	1	38	230/28°
1030240FE70RV	25x21,65	10	3	30	240	4	5/16"	1,94	554	693	1040	7,9	7,9	1	38	230/28°
1040240FE50RV	25x12,5	10	4	40	240	3	7,2	1,92	496	793	1200	7,2	7,2	1	38	230/28°

Figura 6.21: Data sheet batteria di scambio, *tratto da: Rivacold.*

Partendo da queste caratteristiche geometriche e da questi dati prestazionali si è provato a simulare la prestazione della batteria con il programma Evap-Cond. In questo caso, non essendo in possesso di informazioni sulla configurazione del circuito, si sono fatte diverse ipotesi. I parametri che sono stati variati sono la tipologia di aletta, che può essere piana, ondulata o louver, il numero di circuiti e la loro disposizione.

Si è potuto notare come la variazione della tipologia di aletta adoperata abbia effetti sulla potenza scambiata. Il numero di circuiti influenza sia le perdite di carico che la potenza complessivamente scambiata. I risultati ottenuti sono riportati nella tabella sottostante, Tab.6.13, mentre due configurazioni di esempio sono mostrate nella figura successiva, Fig.6.22.

Tabella 6.13: Valori simulazione batteria condensante.

Configuration	N° CIRCUIT	Fin type	Power	ΔP	ΔTsat	x_exit	SB
			[W]	[kPa]	[°C]		[°C]
A	1	flat	575	2.4	0.1	0	5.1
A	1	wavy	553	2.7	0.1	0.002	0
A	1	louver	588	2	0.1	0	8.4
B	1	flat	501	3.1	0.1	0.111	0
C	2	flat	546	0.1	0	0.015	0
D	1	louver	588	2	0.1	0	8.4
E	1	louver	584	1.9	0.1	0	7.3

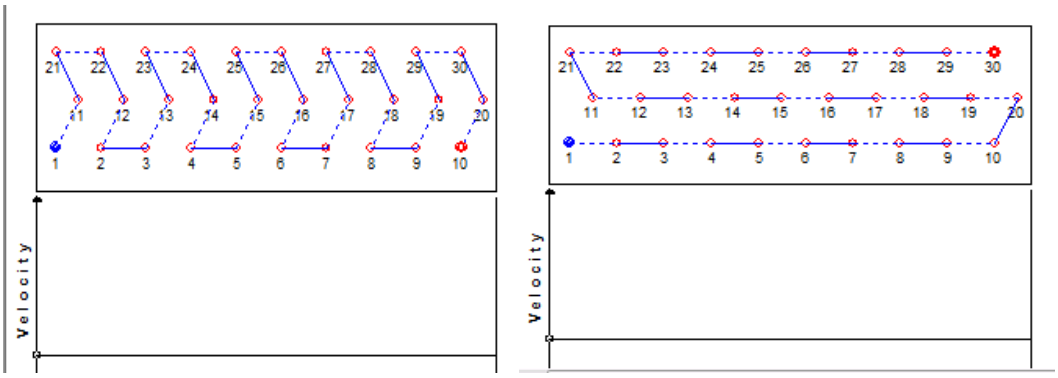

Figura 6.22: Configurazione D, a sinistra, configurazione E, a destra.

Dalla tabella possiamo dedurre che questa batteria di scambio sia idonea alle nostre esigenze.

6.5 Scambiatore a cascata

La tipologia di scambiatore, che si è presa in esame per la realizzazione dello scambio termico intermedio tra etano e propano, è il Coaxial Heat Exchanger, o più semplicemente uno scambiatore del tipo tubo dentro tubo con disposizione controcorrente.

Per i calcoli, il cui fine ultimo è quello di determinare la superficie di scambio, è stato utilizzato il metodo della differenza di temperatura media logaritmica e lo scambiatore è stato considerato adiabatico verso l'esterno. Questa è un'ipotesi realistica qualora lo scambiatore venga compreso nella schiuma poliuretanica, soluzione impiantistica che è stata osservata nella macchina smontata. Le dimensioni del tubo interno e di quello esterno sono state fissate, lo scambiatore è stato suddiviso in tre diverse regioni: la prima è quella che permette di surriscaldare il propano dalla temperatura di saturazione di -39°C fino a -31°C e contemporaneamente di desurriscaldare in parte l'etano in uscita dal compressore. La seconda è quella che serve a completare il desurriscaldamento dell'etano fino alla condizione di vapore saturo facendo in parte evaporare il propano, mentre la terza è quella necessaria a completare la condensazione dell'etano e l'evaporazione del propano. Secondo il metodo della differenza di temperatura media logaritmica, la potenza scambiata si può definire nel seguente modo:

$$\dot{Q} = U_{ext} * A_{ext} * \Delta TML = U_{int} * A_{int} * \Delta TML \qquad (6.20)$$

Dove con A_{ext} e A_{int} si indicano rispettivamente la superficie di scambio termica esterna ed interna, mentre con U_{ext} e U_{int} le rispettive conduttanze termiche. Decidendo di far riferimento

alla superficie interna, la conduttanza termica a lei associata si scrive nel seguente modo (trascurando le resistenze di Fouling):

$$U_{int} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) * r_{int}}{k} + \frac{r_{int}}{h_{ext} * r_{ext}}} \qquad (6.21)$$

Nella figura seguente, Fig.6.23, è illustrato l'andamento della temperatura dei due fluidi in funzione della lunghezza che si è ricavata dai calcoli. La configurazione illustrata prevede di far condensare l'etano all'esterno ed evaporare il propano all'interno. Il diametro esterno della shell è di 22.6 mm, mentre il tubo interno ha le seguenti misure: diametro esterno di 16 mm ed interno di 14 mm.

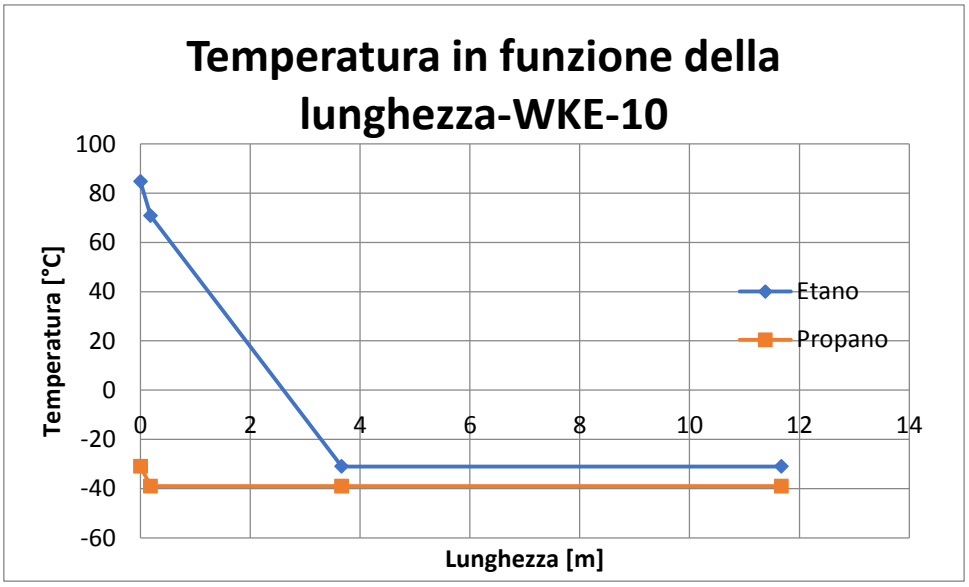

Figura 6.23: Andamento della temperatura dei fluidi nel condensatore a cascata in funzione della lunghezza.

La stessa procedura di calcolo basata sulla differenza di temperatura media logaritmica si è utilizzata per stimare la lunghezza del SLHEX anche se in questo caso si ha un unico fluido, l'etano, in parte sotto forma di liquido e in parte sotto forma di vapore surriscaldato.
Sfruttando la stessa geometria, facendo passare il liquido all'esterno ed il vapore all'interno, la lunghezza necessaria per scambiare la potenza desiderata è di 4.77m.
Utilizzando questo scambiatore, che si può in un certo senso vedere come un prolungamento del condensatore a cascata, si può sottoraffreddare maggiormente l'etano in uscita dal condensatore, surriscaldando contemporaneamente il vapore in uscita dall'evaporatore. In questo modo si incrementa notevolmente l'effetto frigorifero utile.

Inoltre la stessa tipologia di scambiatore coassiale può essere realizzata con delle configurazioni differenti che possono essere assimilate ad uno shell and tube. In questo caso all'interno della tubazione maggiore, sempre in controcorrente, vengono fatti passare più tubi, da due fino a quattro. Questi passano una sola volta dentro la shell che non è provvista di baffle, ovvero dei deviatori che servono ad incrementare la turbolenza del fluido che scorre nella parte anulare scomponendone la direzione e realizzando deflussi misti.

I calcoli di dimensionamento sono stati effettuati non solo per uno scambiatore tubo in tubo ma anche per due differenti configurazioni di shell and tube. Queste configurazioni differiscono fra di loro per il numero di tubazioni interne, le loro dimensioni geometriche e quelle della shell esterna. I calcoli, per tutte e tre le configurazioni, sono stati effettuati alternando il fluido passante nella shell. Nei calcoli sono state trascurate le perdite di carico; il fenomeno della condensazione diventa molto complesso da descrivere qualora questo avvenisse all'esterno di un fascio di tubi. In questo caso anche la disposizione del fascio e il numero di tubi per colonna influenzerebbe il coefficiente di scambio. Le diverse configurazioni geometriche ed i relativi risultati, in termini di lunghezza e volumetria interna ed esterna, sono illustrati nella tabella sottostante, Tab.6.14.

Tabella 6.14: Caratteristiche geometriche e risultati (in termini di Volumetria) degli scambiatori a cascata

Caratteristiche Geometriche			
Modello	WKE-10	WKE-24	WKC-45
de [mm]	16	16	9.52
di [mm]	14	14	8
De [mm]	25	/	/
Di [mm]	22.6	40	50
sez_int [m2]	0.00015	0.00015	0.00005
Sez_est [m2]	0.00020	0.00065	0.00168
Dhe_Nu [mm]	15.92	2.90	9.43
Dhe_Re [mm]	6.6	2.90	9.43
tubi interni	1	3	4
Volume shell [l]	2.34	1.78	5.13
Volume Tubi [l]	1.80	1.26	0.61
Volume shell [l]	1.91	4.44	14.85
Volume Tubi [l]	1.47	3.13	1.78

In questo caso in azzurro sono evidenziati i risultati ottenuti facendo condensare l'etano nella shell mentre in viola facendo condensare l'etano dentro i tubi.

La migliore scelta, trascurando l'effetto delle perdite di carico, è quella che consente di ridurre il più possibile la volumetria sia interna che esterna; oltre il minor costo dovuto alla minore quantità di materiale utilizzato, risulterà inferiore la carica di refrigerante, la quale è limitata dagli standard normativi. Seguendo questo ragionamento i risultati migliori sembrano essere quelli che si ottengono con il WKE-24 con condensazione nella shell e con il WKE-10 con condensazione nel tubo interno.

7. Sensibilità dei risultati

Un breve studio di sensibilità è stato condotto per la stima del contributo dei carichi termici discontinui, ovvero quelli dovuti all'apertura della porta ed al raffreddamento del prodotto introdotto. Il primo grafico che si riporta, Fig.A.1, mostra l'andamento del carico al variare del tempo di abbattimento. Per la nostra soluzione finale è stato preso in considerazione un tempo di abbattimento di 24h; il carico discontinuo, che si manifesta solo in determinati periodi di funzionamento, è stato distribuito in modo costante nella giornata (potenza costante nel tempo). La scelta di prendere come riferimento per il tempo di abbattimento 24h deriva dal fatto che il nostro prodotto è un conservatore e non un abbattitore. Per questo motivo, la sua condizione di funzionamento più frequente è quella stazionaria.

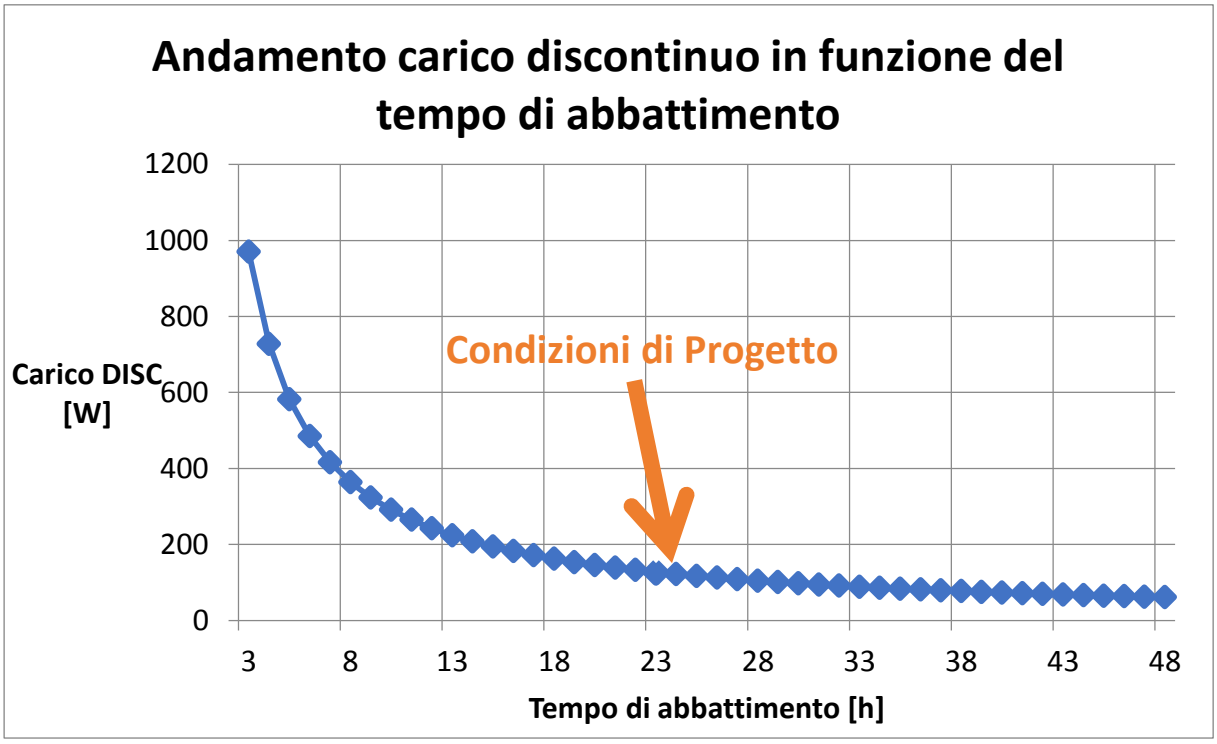

Figura A.1: Andamento del carico discontinuo al variare del tempo di abbattimento.

Il secondo studio, illustrato in Fig.A.2, è invece mirato a stimare l'effetto che il tempo di apertura dello scompartimento ha sul carico discontinuo. Normalmente, da quanto appreso da studi condotti in laboratori a cui il freezer è destinato, il tempo medio necessario a sostituire ed introdurre un campione varia da 30 a 60 secondi. La formula (6.3) che è stata adoperata permette di stimare la portata d'aria di infiltrazione assumendo un flusso completamente stabilizzato; essa tiene conto sia dell'apporto sensibile che di quello latente. Come già

accennato nel capitolo dedicato al dimensionamento, la validità di questa formula è stata qui estesa al nostro campo di applicazione, un freezer di piccole dimensioni. Si è assunto infatti che questa formula, valida per magazzini refrigerati di gradi dimensioni, in cui l'accesso è regolato da porte scorrevoli di grande superficie, potesse essere applicata anche nel nostro caso. La stessa formula è stata utilizzata sia per brevi che per lunghi tempi di apertura ipotizzando che la portata d'infiltrazione rimanga costante nel tempo. Nel caso qui rappresentato, si è preso come riferimento un tempo di abbattimento di 24 ore ed un numero di aperture giornaliere dello scompartimento pari a sei, le stesse utilizzate per stimare il carico nella procedura di dimensionamento.

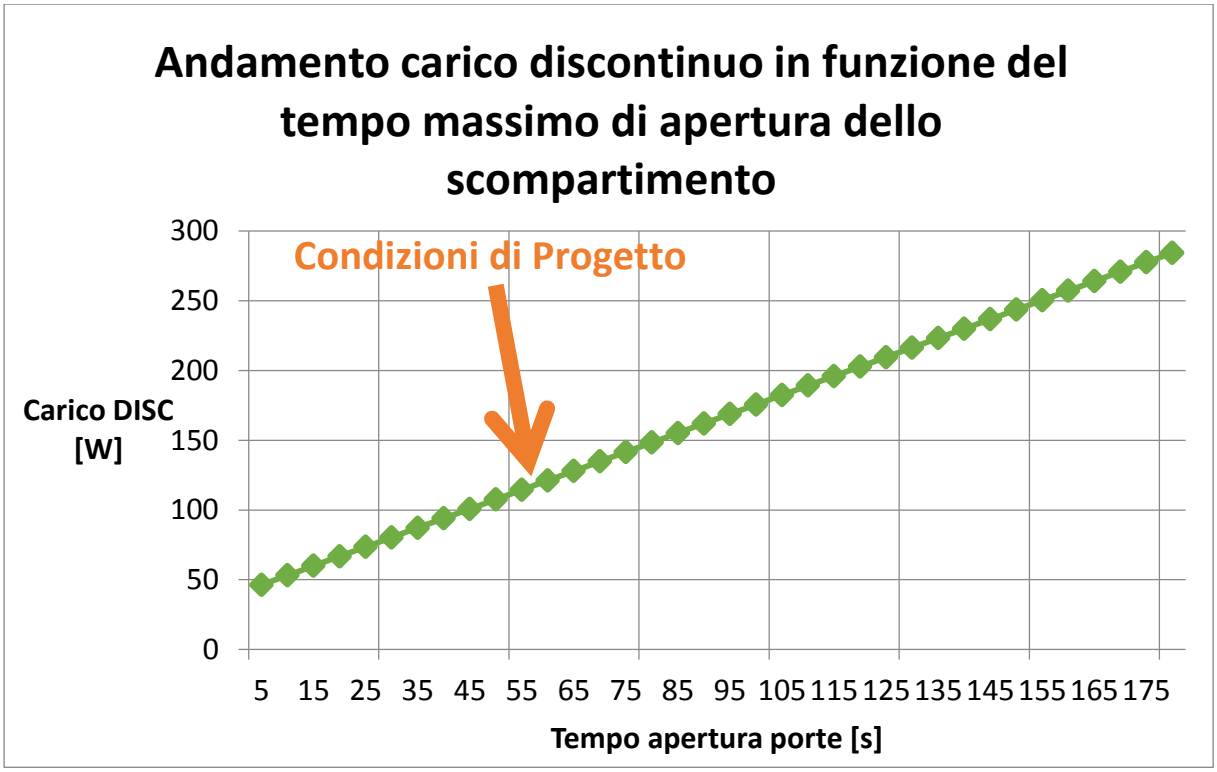

Figura A.2: Andamento del carico discontinuo in funzione del tempo di apertura dello scompartimento.

Il tempo di abbattimento e quello per l'apertura delle porte, in mancanza di standard e normative, sono stati ipotizzati cercando da un lato di mettersi in condizioni cautelative e dall'altro di rappresentare nel modo più realistico possibile il probabile utilizzo del freezer. Uno dei risultati che scaturisce da questa analisi è che il tempo di abbattimento, oltre un certo valore, influisce sempre meno sul carico. Diversamente, il tempo di apertura della porta influisce linearmente sul carico discontinuo. Ciò che si evince tuttavia da questa analisi di sensibilità è che il carico frigorifero di progetto, in mancanza di normative precise e dedicate,

sia una scelta in carico al progettista, che deve calarsi nel contesto di utilizzo del prodotto e interfacciarsi con gli utenti finali per effettuare un corretto dimensionamento.

8. Conclusioni

All'inizio di questo lavoro le mie conoscenze nel settore erano esclusivamente teoriche e da questo primo approccio al mondo della refrigerazione ho avuto modo di constatare come la pratica e soprattutto l'esperienza siano fondamentali nell'affrontare un problema di progettazione. Se da un lato i modelli teorici e i software basati su di essi sono di aiuto per fare una scelta progettuale in questo ambito, è vero che molte decisioni vengono prese nel momento stesso della costruzione, quando ci si trova d'innanzi al problema. Un esempio potrebbe essere quello della circuitazione delle linee frigorifere; si può stimare in precedenza quanto queste debbano essere lunghe per rispettare le perdite di carico desiderate, ma la loro configurazione finale può dipendere da problematiche di spazio e disposizione. Un altro caso simile riguarda il capillare; nonostante la sua lunghezza possa essere stimata teoricamente a priori, il procedimento cut and try (taglia e prova) viene utilizzato per ottenere le condizioni di lavoro volute.

Per quanto riguarda i risultati, si è constatato come i software "CoolPack e Evap-Cond" rappresentino un valido aiuto, rispettivamente, per calcolare le perdite di carico e il riscaldamento-raffreddamento del fluido nello scorrere all'interno delle tubazioni, e per valutare le prestazioni di una batteria di scambio alettata. Il metodo analitico per la determinazione della lunghezza del capillare, fissato il diametro interno, è molto preciso, a differenza del metodo grafico proposto sull'ASHRAE Refrigeration Handbook. Un risultato importante, scaturito dall'analisi dei cataloghi dei compressori, è la necessità di conoscere le condizioni di test e soprattutto di utilizzare come parametro di scelta dei compressori non la capacità frigorifera (Cooling capacity), ma la portata massica di refrigerante. Il metodo utilizzato per la correzione della portata, a parità di pressioni di funzionamento ma a diversa temperatura di aspirazione, è approssimato ma può essere ritenuto soddisfacente. Dovendo invece effettuare una correzione per diverse pressioni di funzionamento, è necessario estrapolare dai dati di catalogo una linea di tendenza da utilizzare per il punto mancante.
Viceversa, tra le più grandi criticità che bisogna sottolineare, vi è l'assenza di standard normativi a cui potersi riferire. Questa mancanza ha influenzato, in particolar modo, la stima del carico termico associato al prodotto e alle infiltrazioni per l'apertura della porta. Per valutare queste ultime è stata adottata una formula normalmente utilizzata per celle frigorifere di grandi dimensioni.

Per un prodotto destinato ad essere messo in commercio è indispensabile eseguire le prove standard. In questo caso il warm up, il pull down e il tempo necessario al recupero della temperatura di progetto in seguito all'apertura delle porte sono tutte prove che devono essere effettuate in modo accurato. Da uno studio tecnico e di simulazione quale quello svolto nel presente lavoro di tesi- necessario per orientare la decisione e per la valutazione dei componenti - al prodotto finito, il passo è ancora lungo. E' necessario sottolineare che parte delle scelte prese in esame in questo studio sono effettivamente state guidate dall'esperienza e dalle conoscenze dei professionisti con i quali ci si è interfacciati. Ciò ha portato anche a non approfondire in modo dettagliato alcune soluzioni che dal punto di vista energetico possono rappresentare un'innovazione, ma che risultano ancora un'applicazione di nicchia. Un esempio concreto è la decisione di utilizzare come materiale isolante la schiuma poliuretanica, nonostante sul mercato siano attualmente disponibili prodotti che presentano pannelli sotto vuoto. In questo caso uno studio teorico mirato a misurare i benefici relativi all'utilizzo del vacuum panel deve essere accompagnato da un'intensa fase di sperimentazione focalizzata all'affinamento della tecnica d'installazione e produzione.

Più facile invece risulterebbe l'adozione di compressori a velocità variabile, anch'essi già proposti da Embraco per applicazioni ULT, i cui vantaggi – elencati in seguito - vanno stimati e misurati con campagne di test. Nell'introduzione dedicata allo stato dell'arte si era anticipato il fatto che siano attualmente già presenti alcuni ULT freezer che adoperano i "fullmotion compressor". Questi compressori introducono alcuni vantaggi come:

- La riduzione delle vibrazioni e del conseguente rumore.
- La riduzione dei consumi energetici.
- Un recupero più veloce della temperatura di stoccaggio desiderata in seguito all'apertura degli scaffali.
- Una riduzione del tempo medio richiesto per il pull down.
- Una maggiore stabilità della temperatura interna di stoccaggio.

Nella figura seguente, Fig.A.3, viene messo a confronto il funzionamento classico on-off, con quello più moderno del "fullmotion".

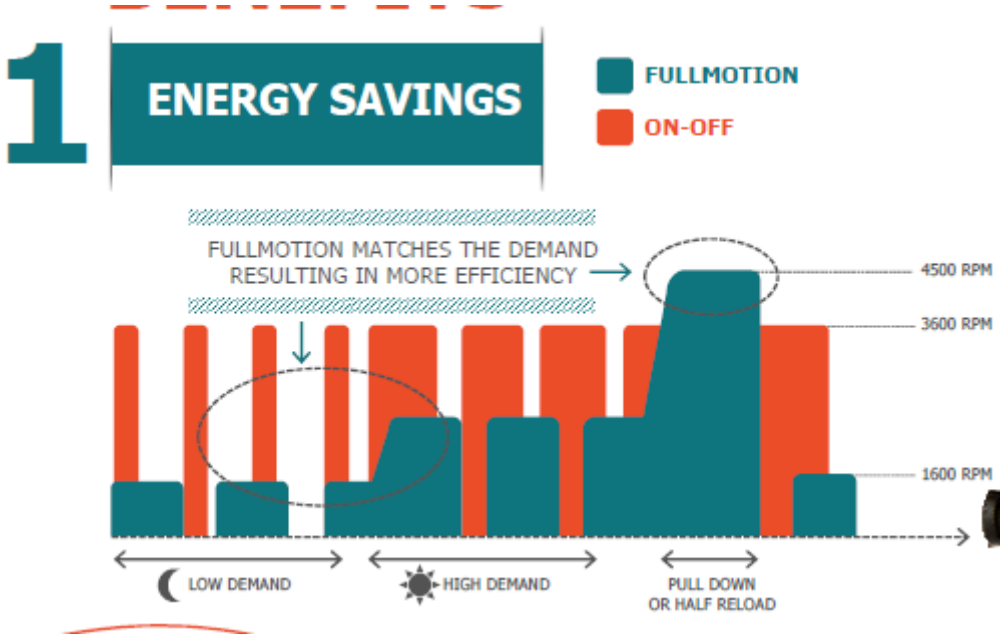

Figura A.3: .Confronto funzionamento compressore on-off con compressore fullmotion, tratto da: Embraco

Quest'ultimo è in grado di seguire la domanda in termini di carico frigorifero garantendo un funzionamento più efficiente. La regolazione dei compressori a giri variabili necessita però di un'ottimizzazione che va effettuata eseguendo dei test di funzionamento con il prototipo a disposizione. Per questo motivo, la scelta si è orientata verso i compressori a regolazione ON/OFF, di cui si conosce approfonditamente la logica di controllo.

Tramite la ricerca bibliografica si è avuto modo di trovare diverse pubblicazioni relative alla simulazione di un ciclo a compressione di vapore. Questi procedimenti, che fanno affidamento su modelli teorici per delineare il comportamento dei componenti, permettono di trovare il punto di funzionamento dovuto all'interazione fra gli stessi. In questi casi, come quello proposto da [13], il punto di funzionamento del sistema è valutato mantenendo fisse le temperature interna ed esterna. Per la nostra applicazione si dovrebbe scrivere un modello che simuli un ciclo a cascata e dunque l'interazione tra il LTC e l'HTC, come quello elaborato in [14]; il componente mancante da descrivere con un modello teorico sarebbe il condensatore a cascata [15], [22]. Tali modelli andrebbero integrati, in lavori futuri, con la simulazione del funzionamento stazionario, ovvero a termostato staccato, quando il carico frigorifero è solamente più rappresentato dalle dispersioni attraverso la struttura.

Bibliografia

[1] Delphine Faugeroux, *Ultra-Low Temperature Freezer Performance and Energy Use Tests*.

[2] Kai Du*, Shaoqian Zhang, Weirong Xu, Xiaofeng Niu. *A study on the cycle characteristics of an auto-cascade refrigeration system*

[3] L.Gumpas & G.Simons, *Factors affecting the performance, energy consumption and carbon footprint for ultra-low temperature freezers: Case study at the National Institutes of Health*.

[4]. B. Xu, P.K. Bansal, *Non-adiabatic capillary tube flow: a homogeneous model and process description.*

[5]. Shuangquan SHAO, Wenxing SHI, Xianting LI, Qisen YAN*: A Universal Simulation model of Air-Cooled Condenser Consisting of Plate-Fin-Tube.*

[6]. P.K Bansal & T.C Chin: *Modelling and optimization of wire-and-tube condenser*.

[7]. P.K Bansal & T.C Chin: *Design and Modeling and of hot-wall condensers in domestic refrigerators.*

[8]. J.K. Gupta & M.Ram Gopal: *Modeling of hot wall condenser for domestic refrigerators*.

[9]. B. E. Boughton, A. M. Clausing, and T. A. Newell: *An Investigation of Household Refrigerator Cabinet Loads.*

[10] Luka Lorbek ∗, PrimožPoredoš, Andrej Kitanovski, Alojz Poredoš: *Analytical modeling and numerical simulation of heat transfer in a skin evaporator.*

[11]. P.Domanski & D.Didion: *Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device.*

[12]. E. Navarro*, E. Granryd, J.F. Urchueguı´, J.M. Corberàn: *A phenomenological model for analyzing reciprocating compressors.*

[13]. Robin Singh, Suhail Ahmad and Sanjeev Jain*: *Performance Study of Cascade Refrigeration System using Natural Refrigerants (R290-R744)*.

[14]. Gourav Garg, Himanshu Chaurasiya, Kartik Lohani: *Simulation and Experimental Studies on a two stage Cascade Refrigeration System using natural refrigerants.*

[15]. Lalit Mohan, Madhur Bhaiya, Sanjeev Jain: *Simulation of a two stage cascade refrigeration system using natural refrigerants.*

[16]. BS EN 12900:2013, Refrigerant compressors - Rating conditions, tolerances and presentation of manufacturer's performance data.

[17] Jahar Sarkar, Souvik Bhattacharyya and Arjun Lal: *Selection of suitable natural refrigerants pairs for cascade refrigeration system.*

[18] ASHRAE *Refrigeration Handbook.*

[19] Stoecker, *Industrial Refrigeration Handbook.*

[20] Kakac, *Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design*.

[21] Cavallini A; Doretti L; Longo G. A; Rossetto L; Bella B and Zannerio A: "*Thermal Analysis of a Hermetic Reciprocating Compressor*".

[22] Robin Singh, Suhail Ahmad and Sanjeev Jain*: *Performance Study of Cascade Refrigeration System using Natural Refrigerants (R290-R744)*

[23] T. Usha Rani, P. Balachander: *Numerical simulation of fin and tube condenser in a R22 system charged with R407C.*

Ringraziamenti

Voglio ringraziare tutti coloro che mi hanno sostenuto in questo periodo, che mi hanno dato una mano, mi hanno ascoltato e sopportato. In primis i miei amici Riccardo e Lorenzo, l'ing. Alessandro e sua moglie Cristina. Un sentito ringraziamento lo devo a Maurizio e a tutte le ragazze dello studio, al mio relatore, il professore Masoero e ai miei compagni di percorso Federico e Luigi.

Non posso dimenticare i molti anni di studio trascorsi da quando per la priva volta, nel 2012, ho varcato la soglia del Politecnico. Ho conosciuto tanti nuovi amici con cui ho condiviso molte belle esperienze e purtroppo anche alcune bocciature agli esami complessi. Ringrazio tutti voi, compagni di avventura ed amici di una vita.

Ovviamente in tutti questi anni l'affetto della mia famiglia è stato essenziale e vi ringrazio per avermi spronato ogni qual volta perdevo la fiducia. In particolare la mia gemella, che ammiro molto e che mi è da esempio.

Dedico questo lavoro e questo traguardo alla mia amica Serena e a mio nonno Gino.