



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE

Facoltà di Ingegneria

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Efficienza energetica nel settore della refrigerazione industriale

Tesi di:

Alessio Secchiaroli

Relatore:

Prof. Fabio Polonara

Anno Accademico 2018/2019

Ringraziamenti

Ringrazio innanzitutto i miei genitori per la possibilità di studiare; il prof. Fabio Polonara relatore del tirocinio; la prof.ssa Alessia Arteconi per la disponibilità, la pazienza e l'aiuto dato in questo progetto; la dottoranda di ricerca Anna Lauri quale ha sviluppato il progetto; e il Sig. Sparvieri insieme a la Sia per la disponibilità e i consigli dati.

Indice:

Cap.1 - Introduzione	3
Cap.2 - Cicli inversi	4
2.1 fondamenti di termodinamica	4
2.2 ciclo frigorifero ideale	5
2.3 ciclo frigorifero reale	6
Cap.3 – Efficienza energetica nel settore della refrigerazione industriale	7
3.1 contesto di riferimento	7
3.2 casi studiati	7
3.3 modellazione del sistema	10
3.4 risultati	11
3.5 considerazioni	18
Cap.4 – Caso di studio: Società Italiana Alimenti spa	19
4.1 illustrazione dell'azienda	19
4.2 caratteristica dell'impianto	20
4.2.1 evaporatori e surgelatori	20
4.2.2 condensatori e compressori	25
4.2.3 celle frigorifere	27
4.3 note sull'azienda	27
Cap.5 – Conclusione	28
Cap. 6 – Bibliografia	29

CAP.1 Introduzione:

I magazzini refrigerati per alimenti freschi e surgelati rappresentano gran parte della domanda energetica nel settore della refrigerazione. Questo documento analizza l'influenza delle diverse configurazioni e tecnologie nei sistemi di refrigerazione industriale. Inoltre, data l'assenza di una metodologia chiara per valutare le prestazioni energetiche dei sistemi di refrigerazione commerciale e industriale, e una base di riferimento per quantificare l'effetto delle azioni volte a migliorare tali prestazioni, questo studio vuole contribuire ad aumentare la consapevolezza verso il ruolo di alcune caratteristiche di progettazione sul comportamento complessivo del sistema.

Il progetto è stato sviluppato dalla dottoranda di ricerca Anna Lauri, il mio obiettivo è stato aiutarla al meglio, svolgendo la modellazione dei dati spiegata al cap. 3.3 dopo una sua verifica, i dati venivano tabellati per fare un confronto tra le varie aziende che hanno aderito ad arrivare alla conclusione, cioè tracciare un livello medio italiano di efficienza nella catena del freddo (COP reale medio).

L'azienda "Società italiana alimenti spa" si è addirittura resa disponibile ad una visita in loco per mostrarci le tecnologie adoperate e rendere il miglior preciso possibile il questionario, ed inoltre è stata di grande aiuto anche a livello personale poiché ha permesso a me e ad Anna di toccare con mano il settore, grazie a la guida del sig. Luigi Sparvieri.

CAP.2 Cicli inversi

2.1 FONDAMENTI DI TERMODINAMICA

Il 1° principio della termodinamica stabilisce che l'energia, almeno negli ambiti di interesse per la tecnologia, è una proprietà conservativa: non si crea e non si distrugge.

La stessa esperienza quotidiana dimostra però che il solo rispetto della legge di conservazione dell'energia non è sufficiente a giustificare il perché alcuni fenomeni avvengano spontaneamente in natura e altri no.

Facciamo due esempi:

se mettiamo una tazza di tè su un tavolo, la bevanda inizia a raffreddarsi fino a portarsi a temperatura ambiente. Se, al contrario estraiamo dal frigo una bevanda fredda, inizia a riscaldarsi e anch'essa si ritroverà alla stessa temperatura dell'ambiente stesso.



Figura 1: tazza di the Figura 2: birra fredda

In entrambi i casi l'energia interna persa o acquisita dal liquido è uguale al calore scambiato con l'ambiente e all'energia interna acquisita dall'aria atmosferica, nel rispetto del 1° principio.

Il 1° principio, però, sarebbe rispettato anche se la bevanda calda, assorbendo calore dall'ambiente, si riscaldasse ulteriormente o se la bevanda fredda, nelle stesse condizioni, si raffreddasse ancora cedendo calore all'ambiente.

Pur se rispettose del 1° principio, queste due situazioni non avvengono mai spontaneamente in natura.

Perché ci sia un'informazione su un "verso" preferenziale è necessario introdurre una grandezza non conservativa; il 2° principio della termodinamica fornisce questa informazione introducendo l'**entropia**, grandezza non conservativa capace di indicare quale è il verso spontaneo della trasformazione.

Si postula dunque l'esistenza di una proprietà estensiva della materia, l'entropia, (S), che si misura in [J/K] e che, contrariamente all'energia, non è conservativa ma caratterizzata da generazione.

Il 2° principio della termodinamica è rappresentato da: $\frac{dS}{dt} \geq 0$; per invertire il verso del flusso di calore quindi bisogna spendere energia.

Nella pratica il trasporto di calore dalla temperatura più bassa a quella più alta si realizza interponendo tra i due SET (l'ambiente) un opportuno dispositivo il quale, prelevando energia dall'esterno, solitamente nella forma lavoro, permette di chiudere il bilancio di entropia in maniera congruente col 2° principio.

2.2 CICLO FRIGORIFERO IDEALE

Tale dispositivo prende il nome di **MACCHINA FRIGORIFERA** se l'obiettivo è quello di mantenere un sistema a temperatura più bassa di quella dell'ambiente. E prende il nome di **POMPA DI CALORE** quando l'obiettivo è quello di riscaldare un sistema a una temperatura più alta di quella dell'ambiente.

Per la termodinamica il dispositivo è assolutamente identico, il nome diverso serve solo ad evidenziare il differente obiettivo per cui è realizzato.

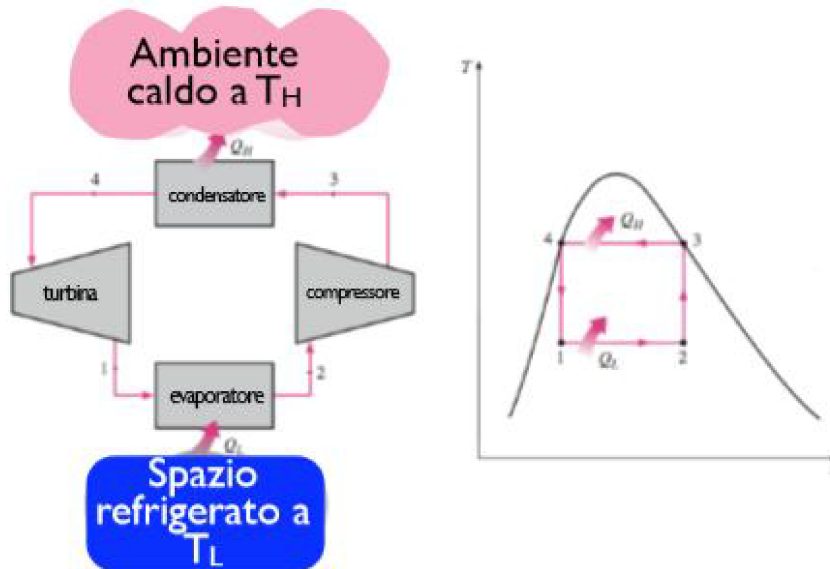


Figura 3: ciclo di Carnot

L'analisi dei cicli reali verrà condotta partendo dal ciclo di riferimento che permette di ottenere il coefficiente di prestazione (COP) massimo, il ciclo di Carnot, per vedere se è possibile realizzare anche nella realtà un ciclo che è stato introdotto immaginando un contesto ideale.

Tuttavia, soprattutto a causa della difficoltà di operare compressioni ed espansioni di miscele bifasiche (trasformazioni 2-3 e 4-1), il ciclo di Carnot non può essere preso come riferimento per i processi di refrigerazione.

Il ciclo di Carnot viene fatto lavorare nella zona bifasica in modo che l'assorbimento e la cessione di calore possono avvenire in maniera isoterma.

2.3 CICLO FRIGORIFERO REALE

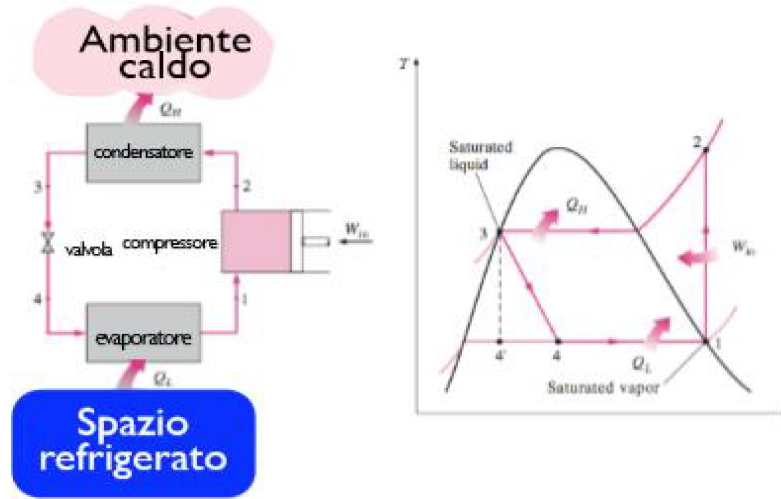


Figura 4: ciclo inverso reale

Un ciclo frigorifero avviene invece realizzando la compressione nella zona del vapore (passo 1-2), la cessione di calore facendo condensare il vapore (passo 2-3), l'espansione con una valvola di laminazione (passo 3-4) e l'assorbimento di calore facendo evaporare il liquido (passo 4-1). La valvola di laminazione lavora in maniera isoentalpica, invece che isoentropica come farebbe una turbina (passo 3-4').

L'efficienza di una macchina inversa si misura con il COP (coefficient of performance) definito in maniera diversa a seconda che il fine della macchina inversa sia la macchina frigorifera (COP_c) o la pompa di calore (COP_h).

Tabella 1: confronto tra i COP

Ciclo di Carnot inverso	$COP_h = \frac{T_h}{T_h - T_c}$	$COP_c = \frac{T_c}{T_h - T_c}$
Ciclo reale	$COP_h = \frac{Q_{out}}{W_{cycle}}$	$COP_c = \frac{Q_{in}}{W_{cycle}}$

Nel ciclo a compressione reale si indica il rendimento isoentropico, cui moltiplicato per il COP del ciclo a compressione, si trova il COP reale.

Si nota l'importanza di questo dato, da come l'efficienza energetica nel settore della refrigerazione sia basata su esso. (Fisica Tecnica, 2017)

CAP.3 Efficienza energetica nei sistemi di refrigerazione dei magazzini frigoriferi

3.1 CONTESTO DI RIFERIMENTO

I magazzini refrigerati generalmente immagazzinano il cibo “fresco” (tipicamente tra 0 e -10 gradi), surgelano (tipicamente a -42C) e conservano il congelato (tipicamente fino a -35 gradi centigradi). Mentre nei primi due casi ci si aspetta una trasformazione del cibo dall' ingresso all' uscita della cella, nel terzo caso la cella fornisce solo il freddo atto a mantenere il cibo.

Nel 2012, in Europa c'erano circa 1,6 milioni di magazzini frigoriferi, di cui il 67% piccoli magazzini con un volume inferiore a 400 m³ (Mudgal et al., 2011). Si ritiene che la catena del freddo sia responsabile di circa il 2,5% delle emissioni globali di gas a effetto serra attraverso effetti diretti e indiretti sul consumo di energia (Guilpart et al., 2008). Negli impianti di stoccaggio freddo, il 60-70% dell'energia elettrica viene utilizzata per la refrigerazione, quindi c'è un alto interesse a ridurre tale consumo energetico (Evans e altri., 2014). Con il loro progetto ICE-E, Evans e altri (2014) ha identificato diverse azioni per aumentare l'efficienza energetica in questo settore attraverso un'indagine tra i depositi frigoriferi in Europa. Queste azioni consistono di ottimizzare l'utilizzo dei magazzini, riparare le attrezzature attuali e modernizzare con apparecchiature ad alta efficienza energetica. La maggior parte delle opzioni di risparmio energetico sono state selezionate e installate solo dopo che un caso era stato fatto per un periodo di rimborso relativamente breve. Questo spesso richiedeva un livello di conoscenza non posseduto dalla maggior parte degli operatori dei magazzini frigoriferi. È stato quindi difficile per gli operatori delle celle frigorifere ottenere una visione chiara e imparziale se le opzioni di risparmio energetico sarebbero valse la pena in termini di carbonio e di risparmio finanziario.

Nel 2002, l'Istituto Internazionale di Refrigerazione (IIR) ha stimato che i magazzini frigoriferi utilizzano tra 30 e 50 kWh/m³/anno (Duiven et al., 2002). Il valore minimo di questo studio era simile ai valori di uno studio condotto nei Paesi Bassi da Bosma (1995), quale ha rilevato che il consumo medio di energia delle celle frigorifere è di 35 kWh/m³. Precedenti revisioni energetiche condotte da altri ricercatori (Evans e Gigiel, 2007; Evans e Gigiel, 2010) su un piccolo numero di celle frigorifere hanno dimostrato che il consumo di energia può superare notevolmente i valori sopra riportati, raggiungendo valori del 30-40%.

Questo documento presenta una raccolta di dati provenienti da 4 magazzini refrigerati. Le prestazioni di 8 celle frigorifere sono state esaminate per determinare le iniziative che potrebbero essere attuate per risparmiare energia. (A.Lauri, A. Arteconi, L. Casalena, F. Polonara, 2019)

3.2 CASI STUDIATI

Lo scopo di questa indagine è quello di identificare le aree con i problemi più comuni e dove la maggior parte dell'energia elettrica può essere salvata. Queste azioni hanno lo scopo di incoraggiare i proprietari di celle frigorifere a intraprendere iniziative di efficienza energetica, come l'installazione di nuove tecnologie e attrezzature. A tal fine, un questionario simile a quello utilizzato nel progetto ICE-E (Foster et al., 2016) sull'efficienza energetica è stato proposto alle aziende italiane che operano nella catena del freddo. Poiché l'interesse principale dei lavori attuali è stato quello di stabilire una linea di base delle configurazioni degli impianti in Italia e dei corrispondenti gradi di miglioramento, alcune domande del questionario originale sono

state modificate di conseguenza. Il sondaggio è iniziato nel luglio 2018 ed è stato sviluppato utilizzando l'applicazione web "google moduli". I dati sono stati salvati in un database di Google. L'indagine ha permesso ai partecipanti, proprietari di magazzini refrigerati, di registrare inizialmente i loro dati aziendali e poi di inserire i dati su tutti i sistemi di refrigerazione che avevano. Questa ricerca è stata istituita per raccogliere informazioni sul singolo sistema di refrigerazione di ogni diversa cella di refrigerazione. L'indagine è stata progettata per essere "user-friendly", così che bastino pochi minuti al suo riempimento. Il link al sondaggio è stato invitato tramite e-mail. Dopo questo primo contatto con le aziende, ulteriori fogli di lavoro approfonditi sono stati inviati. Le domande sono state selezionate per coprire diverse posizioni, dimensioni, tipi ed usi di celle frigorifere. I dati di questi moduli sono stati utilizzati come input per modelli di simulazione specifici, al fine di evidenziare dove potrebbero essere raggiunti miglioramenti. Ad oggi, solo 8 aziende hanno aderito al progetto rispondendo al sondaggio. Al fine di mantenere l'anonimato dei dati sensibili, le aziende sono state identificate con codici (A, B, C, D, E, F, G, ed H per il presente studio). La tabella 1 fornisce le principali informazioni delle società studiate.

Tabella 2: dati principali delle compagnie sotto studio

parametro	A	B	C	D	E	F	G	H
Potenza elettrica nominale fornita dalla compagnia elettrica (kWe)	900	900		310	1400	5000	800	1300
Potenza elettrica installata per l'intero impianto frigorifero (kWe)	1800	200	850	240	1200	2745	30	1600
Potenza elettrica installata (kWe)	1480	500	600	220	1000	2010	200	1200
Elettricità totale utilizzata nell'impianto di refrigerazione (kWh·anno ⁻¹)	2780601	1500000	2800000	500000	4500000	5490000	35000	5500000
Movimentazione in ingresso materie prime alimentari e finiti (t·anno ⁻¹ a temperatura ambiente)	4300	700			8000	0	43000	0
Movimentazione in ingresso materie prime alimentari e finiti (t·anno ⁻¹ di fresco: (0/+4 °C)	1250	100	800		0	0	0	0
Movimentazione in ingresso materie prime alimentari e finiti (t·	6300	100	5000	9000	0	0	126	40000

Efficienza energetica nei sistemi di refrigerazione dei magazzini frigoriferi

anno ⁻¹ di congelato: -18 °C)								
Temperatura ambiente dello stabilimento dedicato alla produzione (°C)	15	25	15	25	18	23	20	-18
Temperatura ambiente dello stabilimento dedicato allo stoccaggio (°C)	-18	-18	-25	-25	-25	21	18	-18
Volume stabilimento dedicato alla produzione(m ³)	25872	21000		0	40000	88158	29400	170000
Volume stabilimento dedicato allo stoccaggio(m ³)	20076	9000		13000	24000	50544	58000	170000
Tipologia di ciclo frigorifero	Single stage economized	Single stage economized	Single stage economized	Single stage	Single stage	Single stage	Double stage booster	Single stage
Tipologia di compressori utilizzati	Open screw cooled with liquid injection	Open screw cooled with liquid injection	Open screw cooled with liquid injection	Screw semi-hermetic	Open screw cooled with liquid injection	Screw semi-hermetic	Screw semi-hermetic	Open screw cooled with liquid injection
Fluidi refrigeranti utilizzati (primari)	Ammonia	HFC (R404A)	Ammonia	HFC (R404A)	Ammonia	HFC	Ammonia	Performax R 407 F

Per 7 aziende su 8, il fatturato annuo è inferiore a 50 milioni di euro. L'età dell'impianto è più di 20 anni per le aziende A, C, E, F, G e H; e tra 10 e 20 anni per le aziende B e D. Le società A, B, C ed E sono caratterizzate dallo stesso tipo di stoccaggio di cibo. In particolare, hanno:

- cellule di stoccaggio in cui la gestione dei carichi in entrata è la stessa dei carichi in uscita;
- trasformazione del prodotto fresco;
- trasformazione del prodotto congelato.

Tuttavia, a causa dell'imprecisione dei dati forniti, non è stato possibile stimare l'esatta quantità di carichi divisi tra congelati, refrigerati e conservazione degli alimenti, e quindi l'efficienza nei tre casi. Le aziende D ed H invece offrono solo stoccaggio di cibi per conto terzi.

Le aziende F e G non sono esattamente consone alla ricerca, hanno un piccolo impianto frigorifero, lavorando minimamente con il freddo.

3.3 MODELLAZIONE DEL SISTEMA

I sistemi di refrigerazione installati nelle aziende considerate sono stati modellati con il software bitzer (BITZER, 2018) e l'EES (Engineering Equation Solver) (EES, 2019). La figura 1 illustra il flusso di dati della modellazione del sistema. Basandosi sui dati raccolti dalla ricerca, la Potenza del Sistema di refrigerazione e la temperatura di evaporazione/condensazione erano usati come inputs per il software BITZER. Per quanto riguarda la temperatura di evaporazione, per la simulazione in esame è stato preso in considerazione un valore di -35 gradi centigradi per tutti i casi tranne il D. Questo valore, infatti, ha permesso di determinare il COP del sistema di refrigerazione necessario per il congelamento, che rappresenta la condizione peggiore. Nel caso D, invece, è stata selezionata una temperatura evaporante di -40 gradi centigradi per prendere in considerazione un avvicinamento di 5 gradi centigradi negli evaporatori. Per tutti i casi, la temperatura di condensazione è stata considerata 35°C in estate e 25°C in inverno; basate sull'essere adeguate per le condizioni esterne del sito studiato.

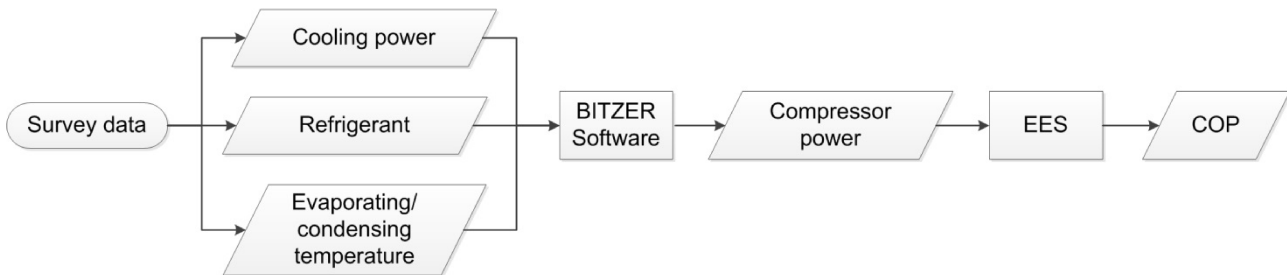


Figura 5: Flusso dei dati nel sistema di simulazione

Utilizzando la potenza di raffreddamento del sistema di refrigerazione e le temperature di evaporazione/condensazione definite come sopra, il software bitzer ha permesso di controllare le dimensioni del compressore e determinare la potenza del compressore corretta. Per i casi A e C, è stato verificato che il compressore adatto al sistema economizzato e l'ammoniaca è il modello OSNA8591-K, continuando con l'ammoniaca è stato verificato che per il caso E il modello è l'OSNA8571-K, mentre per il caso G il modello è l'OSNA5361-K. Per i casi B, D ed F invece, i risultati dell'indagine non hanno specificato il refrigerante effettivo utilizzato, ma solo il suo tipo (HFC); per questo motivo, in entrambi i casi è stato assunto R404A come refrigerante. In particolare, i compressore selezionati dal software bitzer sono: per il caso B il modello è l'OSNA8571-K, per il caso D il modello è l'HSN7451-60-40P, per il caso F il modello è l'HSN5353-25-40P. A se stante è il caso H quale ha indicato come refrigerante il "PERFORMAX R 407 F, non presente nel software, per cui dopo varie ricerche si è scelto due refrigeranti dalle caratteristiche simili, l'R22 e l'R404a ed entrambi hanno per modello l'OSN5361-K.

La potenza del compressore stimata da bitzer è stata quindi utilizzata come input in un modello EES che simula i sistemi di refrigerazione in studio. Sono stati considerati due cicli di refrigerazione: un ciclo di compressione del vapore monostadio rappresentativo degli schemi delle piante considerati e un ciclo di compressione del vapore a due stadi che è stato considerato come un miglioramento del primo sistema. Alcuni sistemi di raffreddamento realizzano un sottoraffreddamento del refrigerante di 1°C (prioritariamente) altri di 5°C nel caso 1°C desse problemi, tramite un economizzatore; è stato anche preso in considerazione un surriscaldamento sempre di 1°C o 5°C (in base al caso) per evitare l'aspirazione di refrigerante liquido nella fase di compressione.

La figura 2 mostra gli schemi dei cicli di refrigerazione simulati con EES.

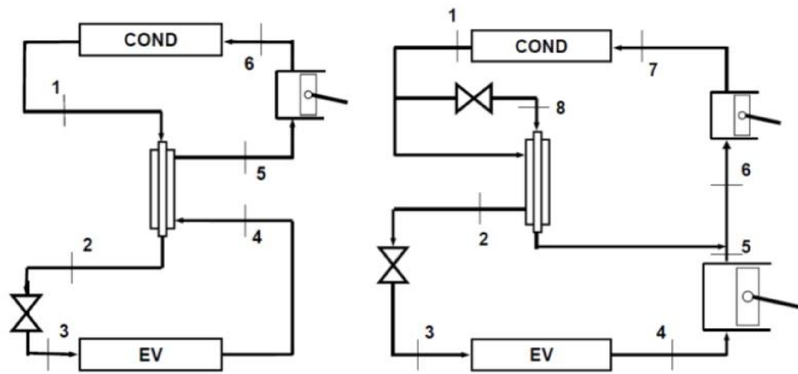


Figura 6: Schemi dei cicli di refrigerazione: monofase (a sinistra) e a due stadi (a destra)

3.4 RISULTATI

Sulla base degli input forniti dall'indagine e dal software BIT-ER, il COP determinato da EES per il caso A era pari a 1,63 e 2,30 rispettivamente per le condizioni estive e invernali. Ad esempio, la figura 3 mostra il ciclo termodinamico associato al sistema monofase durante il periodo estivo.

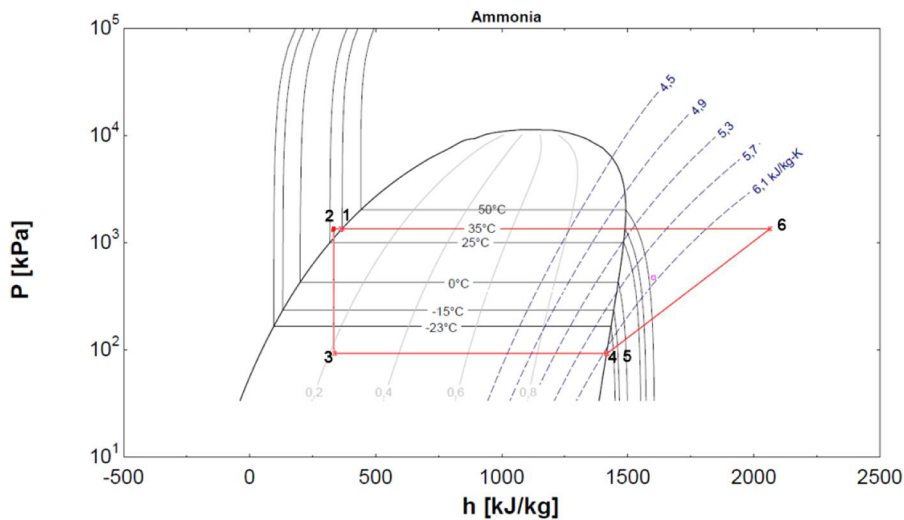


Figura 7: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso A-C in estate

Il COP medio annuale, determinato dai valori estivi/invernali sopra considerati, è pari a 1,97. Questo COP, tuttavia, non tiene conto delle perdite associate all'iniezione di liquido e delle irreversibilità interne ed esterne. Per tener conto di tali perdite, è stata presa in considerazione una penalizzazione del -30% (Cavallini e Mattarolo, 1992). In questo modo, la media reale annua COP per il caso A è 1,38. Questo COP è valido anche per il caso C in quanto il sistema di refrigerazione associato a questo caso ha gli stessi valori di input del caso A.

Per quanto riguarda il caso B, il COP calcolato dal software EES per la condizione estiva è pari a 1,57, mentre il COP ottenuto per la condizione invernale è 2,05. La figura 4 indica il ciclo termodinamico corrispondente alla condizione estiva. Nello stesso modo della A, il COP medio annuale è stato determinato 1,81. Inoltre, considerando ancora una volta una penalizzazione del -30% che tiene conto delle irreversibilità del vero ciclo termodinamico, il vero COP per il caso B è 1,27.

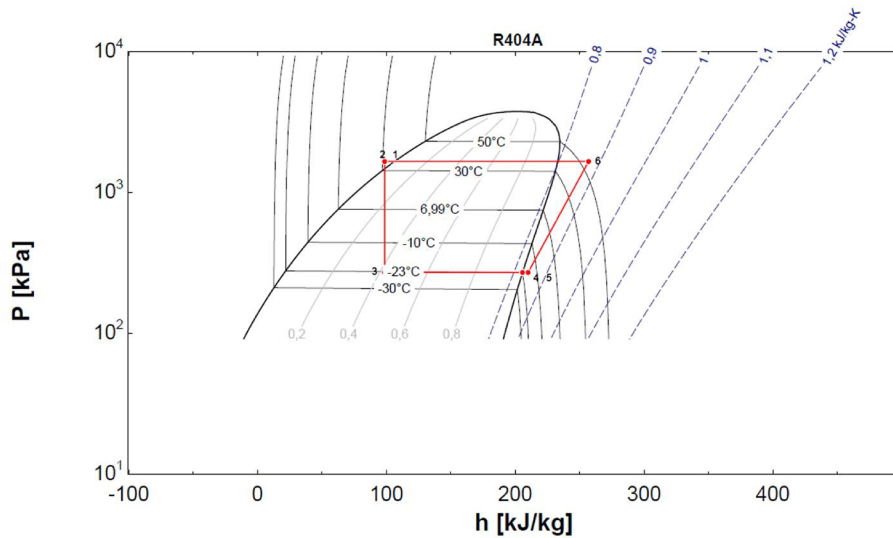


Figura 8: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso B in estate

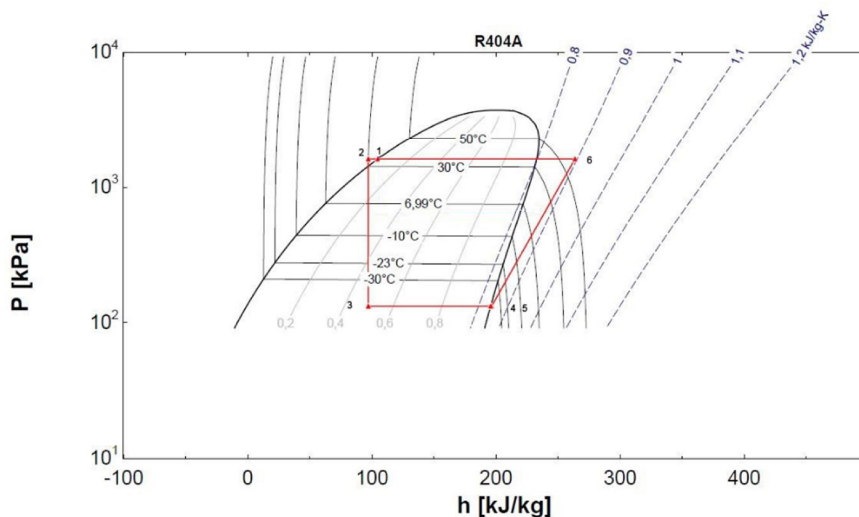


Figura 9: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso D in estate

Il COP determinato da EES per il caso D è pari a 1,43 in estate e pari a 1,85 in inverno. Il ciclo termodinamico associato alla condizione estiva è raffigurato in Fig.5. Il COP medio annuale per il caso D è quindi 1,64 e, tenendo conto di un'inefficienza del -30%, il corrispondente COP reale è 1,15. A seguire il COP determinato da EES in estate vale 1,636 per il caso E, 1,353 per il caso F, il caso G è stato riscontrato usare un ciclo bistadio che analizzeremo dopo, e per il caso H sono stati trovati due COP 1,63 per l'R22 e 1,404 per l'R404A; in inverno invece i valori sono 1,994 per il caso E, 1,766 per il caso F, e per il caso H 2,011 per l'R22 e 1,819 per l'R404A.

Quindi i vari COP medi annuali reali sono 1,27 per il caso E, 1,092 per il caso F, per il caso H è stata fatta una media generale sia tra i cicli estivi e invernali sia tra i due refrigeranti utilizzati e il COP medio annuale reale vale 1,201.

A seguire le figure indicano i vari cicli termodinamici.

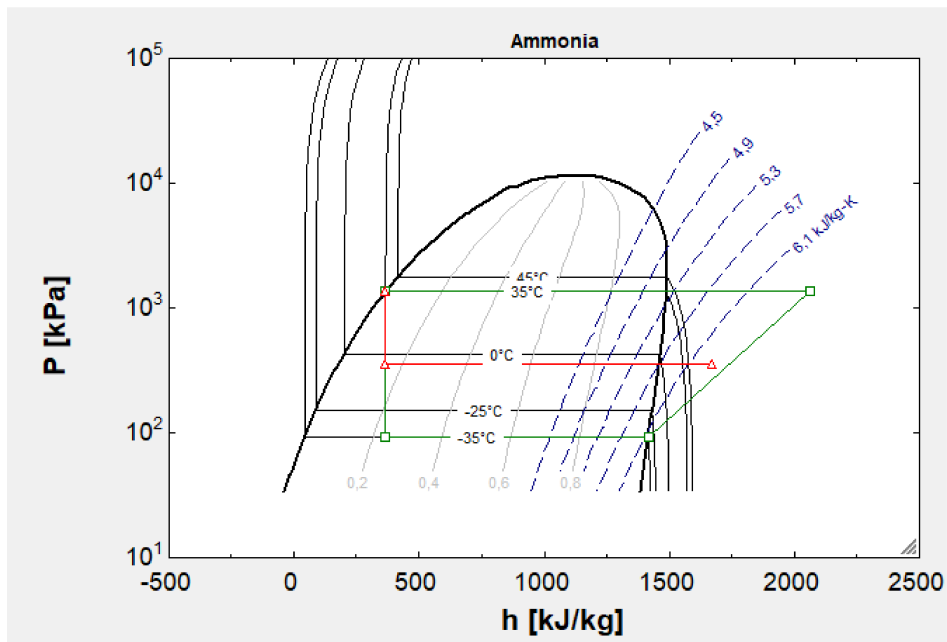


Figura 10: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso E in estate

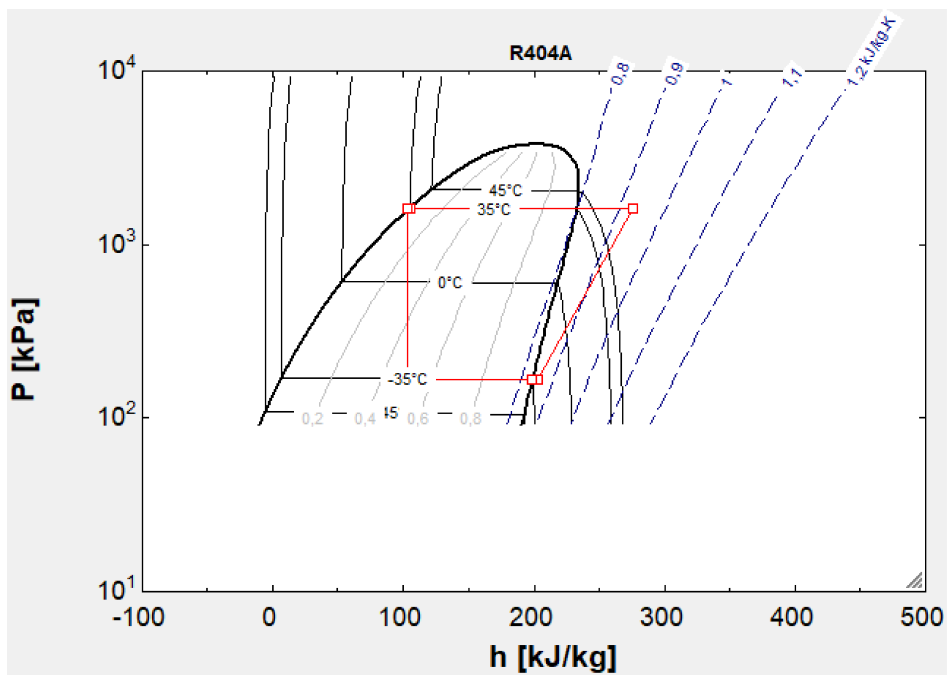


Figura 11: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso F in estate

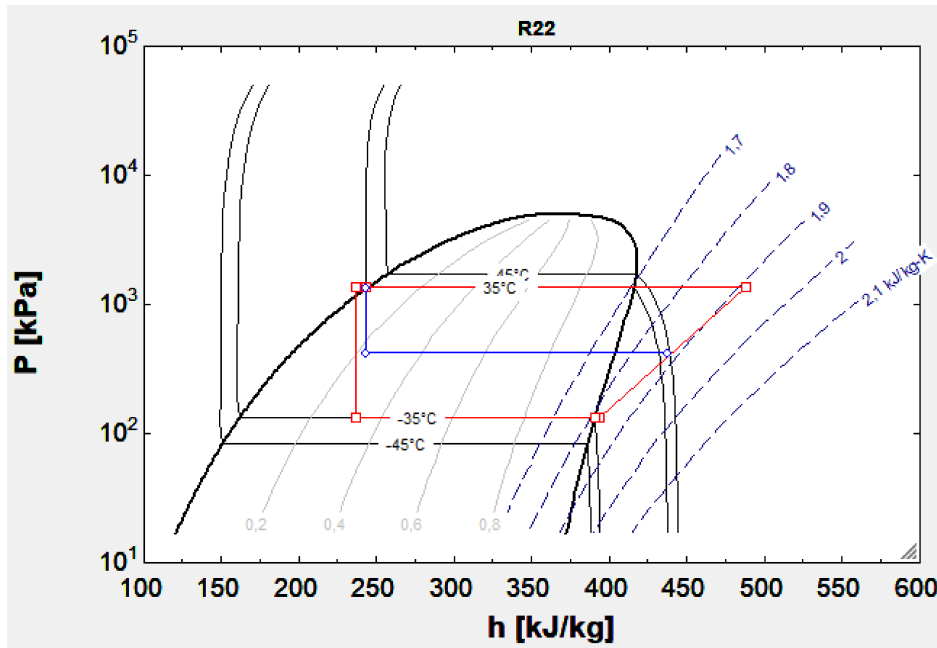


Figura 12: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso H (R22) in estate

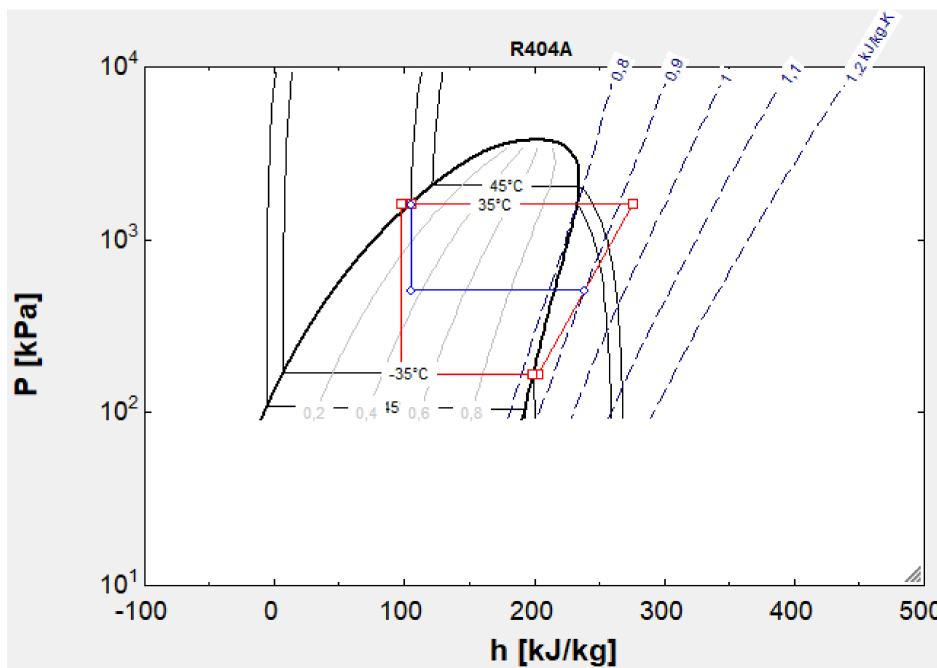


Figura 13: Ciclo termodinamico del sistema monostadio per il caso H (R404A) in estate

Una possibile soluzione per migliorare l'efficienza del caso in considerazione consiste nel modificare il sistema di refrigerazione di riferimento da monostadio a bistadio. Considerando il caso A (che è uguale al caso C, come si è visto sopra), il COP del ciclo di compressione del vapore in due stadi durante il periodo estivo è stato determinato attraverso EES 1,60, mentre il COP per la condizione invernale è stata determinata come pari a 1,97, la fig.10 rappresenta il ciclo termodinamico a due stadi per la condizione estiva. Il COP medio annuo è quindi pari a 1,79. La penalizzazione associata al ciclo a due stadi non tiene conto della perdita associata all'iniezione di liquido, pertanto in questo caso è possibile considerare un'inefficienza del -15%.

Pertanto, il COP annuale reale per i casi A/C basato su un ciclo a due stadi è pari a 1,52. Rispetto al sistema monostadio, il COP è di circa il 10% superiore.

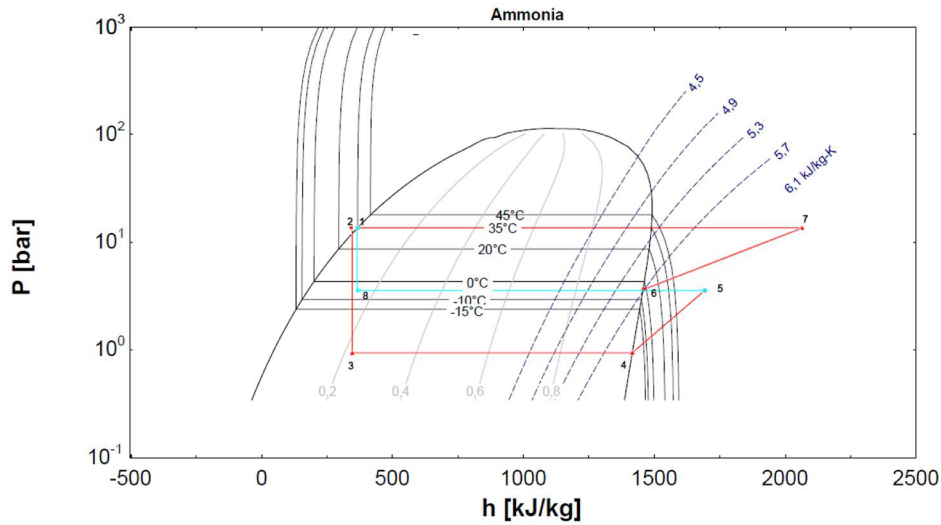


Figura 14: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso A-C in estate

Per quanto riguarda il caso B, il COP associato al ciclo di compressione del vapore in due fasi è pari a 1,56 durante il periodo estivo e a 2,05 nel periodo invernale. La fig.11 (in questo stato mostra il ciclo termodinamico riferendosi alla condizione estiva). Considerando questi due valori, il COP medio annuale del ciclo è 1,80. Anche in questo caso, tenendo conto di un'inefficienza del -15%, la COP annuale reale è pari a 1,53, valore superiore di circa il 20% rispetto al corrispondente sistema a fase singola.

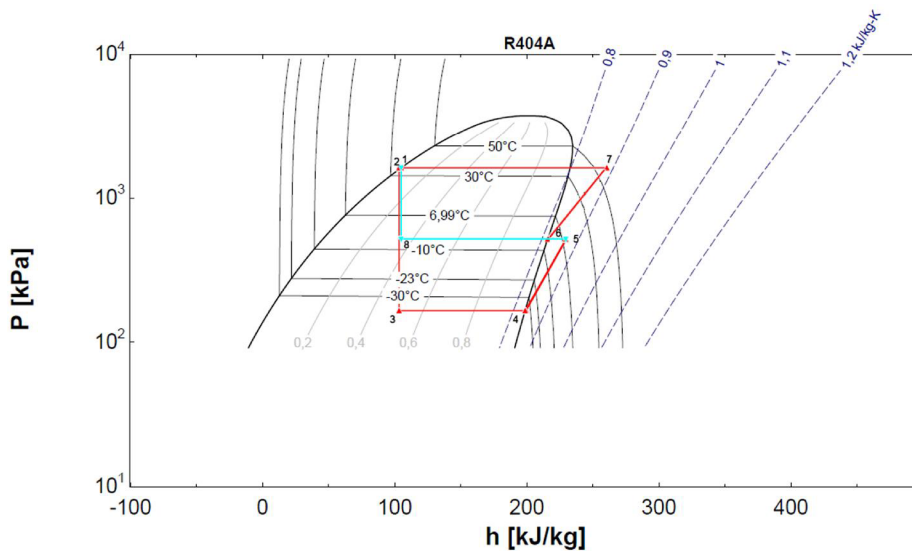


Figura 15: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso B in estate

Elencando di seguito i vari COP dei cicli bistadio; per il caso D è pari a 1,43 per il periodo estivo e a 1,85 per il periodo invernale, per il caso E è pari a 1,6 in estate e 1,967 in inverno, per il caso F 2,608 in estate e 3,461 in inverno, per il caso G che è già basato su un ciclo bistadio vale 1,6 in estate e 1,967 in inverno esattamente come il caso E, mentre in ultimo per il caso H in estate vale 1,693 per l'R22 e 2,807 per l'R404A invece in

inverno 2,104 per l'R22 e 3,67 per l'R404A. I cicli termodinamici corrispondenti ai vari periodi estivi sono mostrati nelle figure a seguire. I COP medi annuali reali (trovati come già spiegato sopra) valgono: per il caso D 1,39 quindi circa il 21% in più rispetto al monofase; per i casi E e G vale 1,516 quindi (solo per il caso E) circa il 19% in più; per il caso F vale 2,12 quindi un eccezionale miglioramento di circa il 94% anche se, dato che questa azienda non lavora nella catena del freddo ma ha un piccolo impianto frigorifero attinente all'azienda (che opera nel settore farmaceutico) questo risultato potrebbe non essere veritiero, per l'ultimo caso, l' F, il COP vale 2,183 registrando un miglioramento del 81%.

A seguire le figure dei cicli termodinamici a doppio stadio in estate:

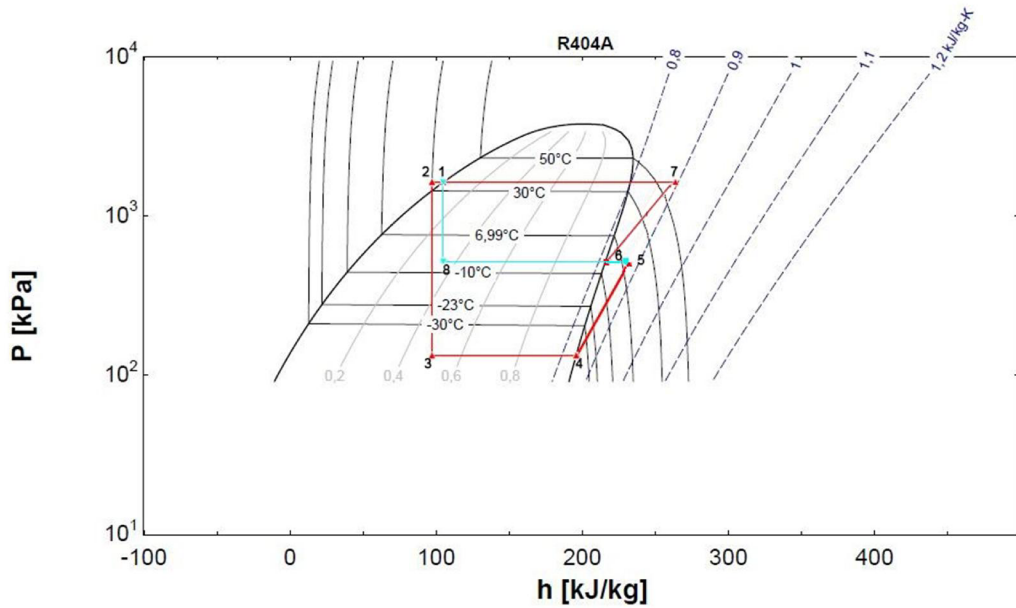


Figura 16: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso D in estate

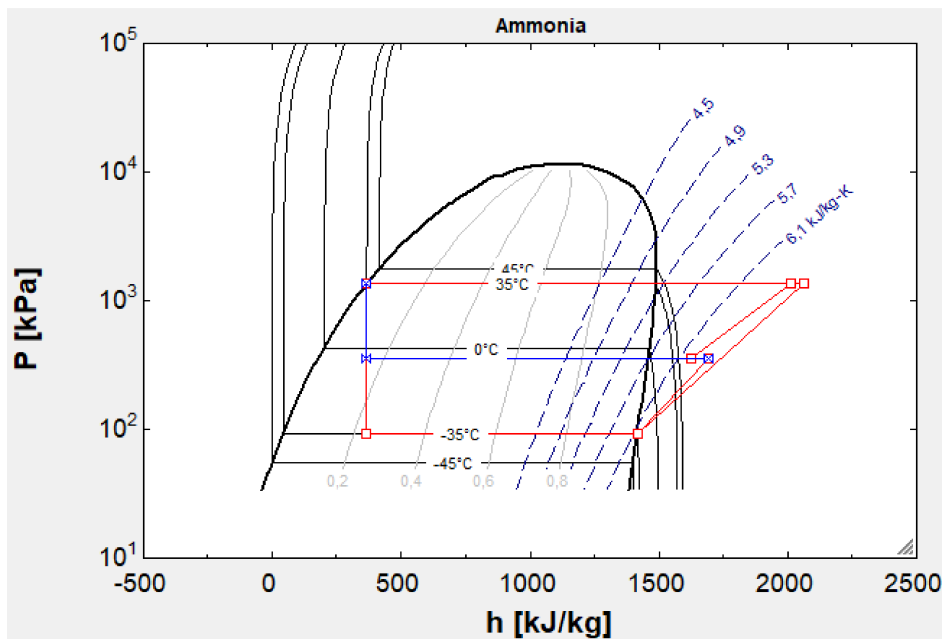


Figura 17: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per i casi E-G in estate

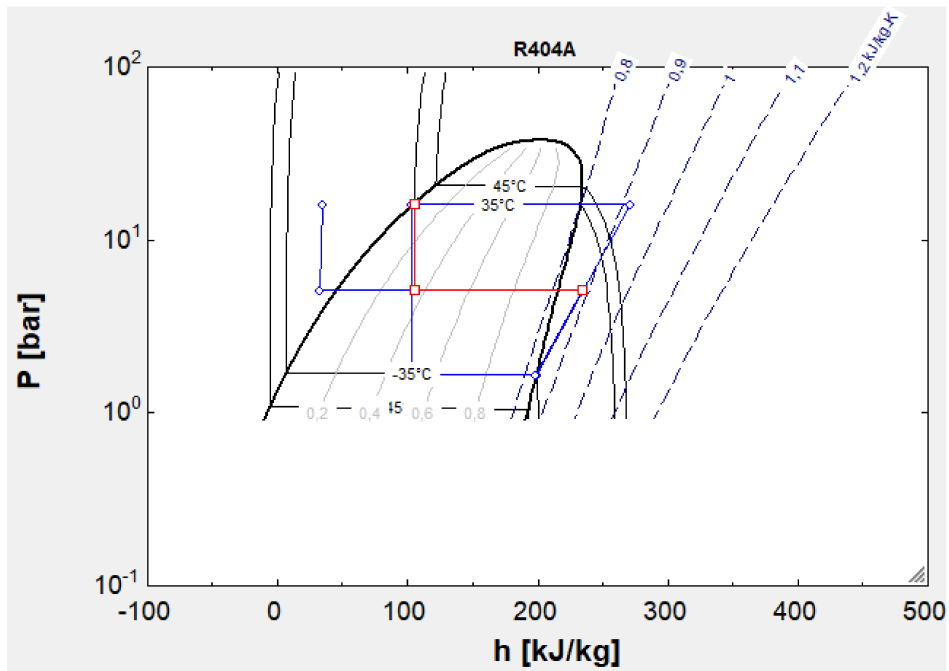


Figura 18: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso F in estate

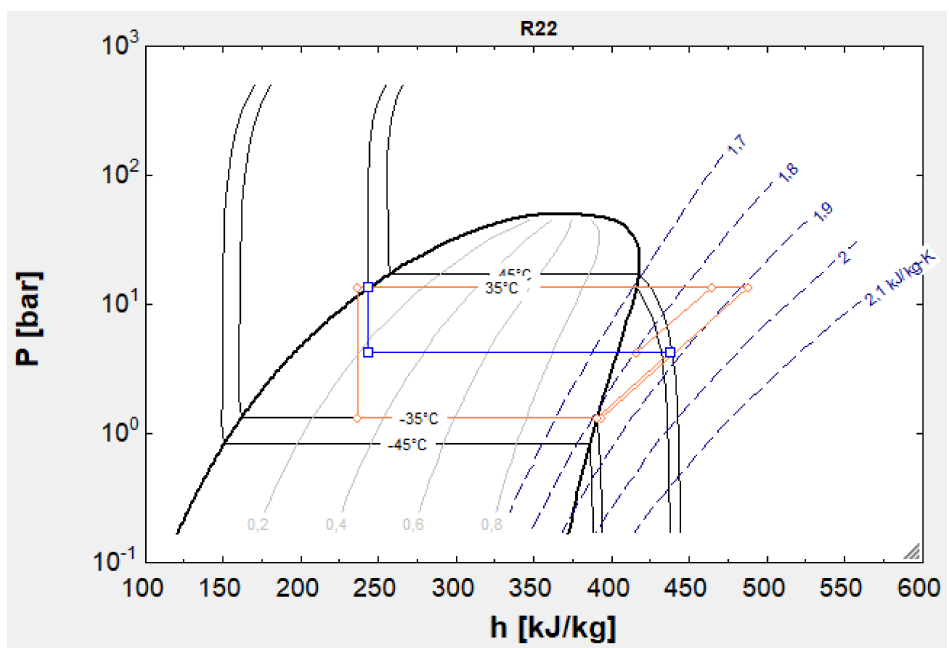


Figura 19: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso H (R22) in estate

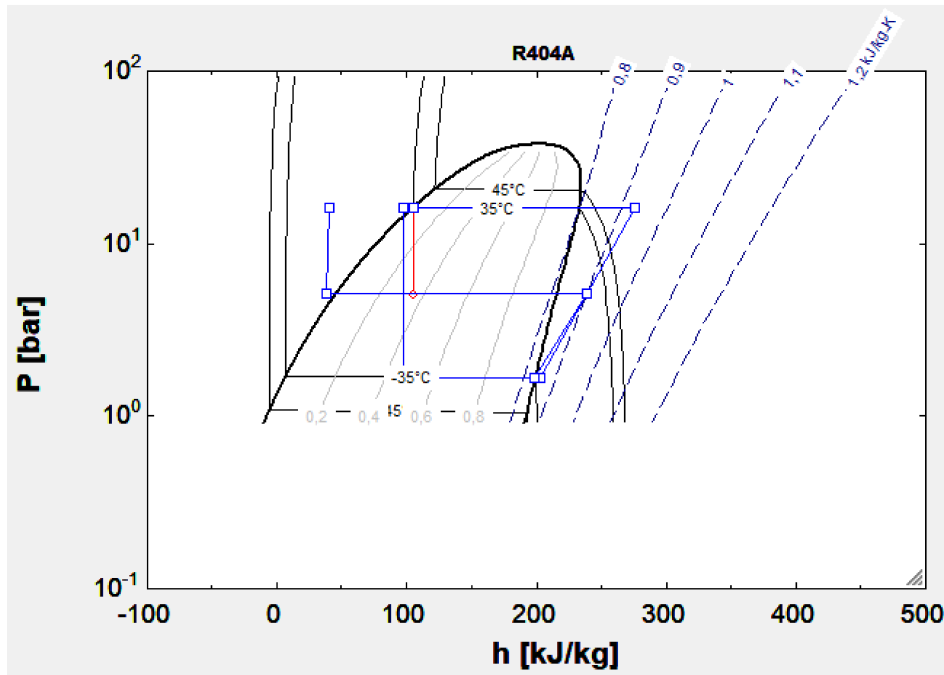


Figura 20: Ciclo termodinamico del sistema a due stadi per il caso H (R404A) in estate

La tabella 3 riassume il COP ottenuto per i vari casi:

Tabella 3: COP dei casi considerati (compressione monostadio e bistadio)

-	COPr (single-stage)	COPr (two-stage)
A	1.38	1.52
B	1.27	1.53
C	1.38	1.52
D	1.15	1.39
E	1.27	1,516
F	1,092	2,12
G		1,516
H	1,201	2,183

3.5 CONSIDERAZIONI

Nonostante i pochi dati disponibili, questo studio ha cercato di far luce sul panorama italiano dei magazzini frigoriferi. In particolare, stima che il COP può essere previsto nei vari sistemi refrigeranti installati dalle ditte operanti in tale settore. I dati di 8 aziende (A, B, C, D, E, F, G, H), ottenuti da un'indagine tecnica, sono stati utilizzati come input di modelli matematici sviluppati con i software Bitzer ed EES. Per i sistemi di refrigerazione delle 8 aziende sono stati trovati i seguenti sistemi di refrigerazione: 1.38, 1.27, 1.38, 1.15, 1.27, 1.092 e 1.201 (mancante il caso G). Tutti questi COP si riferiscono ad un ciclo di compressione del vapore che opera secondo un sistema monostadio. Lo studio dimostra inoltre che è possibile ottenere efficienze più elevate in termini di COP adottando un sistema a due stadi. In questo caso, gli 8 sistemi di refrigerazione mostrano COP di 1.52, 1.53, 1.52, 1.39, 1.516, 2.12, 1.516 e 2.183, valori superiori di oltre il 10% rispetto a quelli corrispondenti al ciclo monofase.

CAP.4 Caso di studio: Società Italiana Alimenti Spa

4.1 ILLUSTRAZIONE DELL'AZIENDA

L'azienda situata nella zona della Val Tesino, un'area industriale nel Piceno non industriale, è un'azienda leader nel settore della produzione e distribuzione di piatti pronti surgelati, quindi ha sia surgelatori che celle frigo per lo stoccaggio dei prodotti.

Nonostante quel che è stato detto fino ad ora, per migliorare l'efficienza energetica di un impianto di refrigerazione non è solamente importante il tipo di compressore, ma anche il resto dell'apparecchiatura nell'impianto frigorifero, come si vede dai dati raccolti in questo caso, che nonostante sia una ditta all'avanguardia ha i compressori a singolo stadio seppur economizzati.

Nella surgelazione è importante una macchina idonea e adatta alla surgelazione con più kW di quelli richiesti per l'impianto.

Il signor Luigi Sparvieri che ci ha guidato all'interno della ditta ci ha spiegato che bisogna investire inizialmente sull'impianto per una gestione dei costi futura.

Un surgelatore più grande in termini di mq del 30% ha un prezzo maggiore ma si risparmia a livello energetico; ad esempio aumenta la temperatura dell'ammoniaca da circa -44 °C a -40°C, nel caso Sia le batterie dei vari evaporatori sono di 120 mq.

Dal questionario inviato tramite Google Moduli, i dati ricavati sull'azienda sono indicati nella Tab.4, dove si vedono le caratteristiche principali dell'azienda.

Tabella 4: Dati tecnici S.I.A.

Superficie totale stabilimento:	7440 [mq]
Volume totale stabilimento:	52080 [mc]
Area dello stabilimento dedicata alla produzione:	3696 [mq]
Volume dello stabilimento dedicato alla produzione:	25872 [mc]
Temperatura ambiente dello stabilimento dedicato alla produzione:	15[°C]
Area dello stabilimento dedicata allo stoccaggio:	2868 [mq]
Volume dello stabilimento dedicato allo stoccaggio:	20076 [mc]
Numero e tipologia dei surgelatori installati:	
	4 a spirale
	1 a piastre
Età dello stabilimento:	>20 anni
Movimentazione ingresso materie prime alimentari e finiti:	4300 [t/anno a T°amb]
Movimentazione ingresso materie prime alimentari e finiti:	1250 [t/anno di fresco (0/4°C)]
Movimentazione ingresso materie prime alimentari e finiti:	6300 [t/anno di congelato (-18°C)]
Stoccaggio medio annuo:	100 [t/anno di fresco (0/4°C)]
Stoccaggio medio annuo:	9500 [t/anno di congelato (-18°C)]
Movimentazione uscita prodotti alimentari:	0 [t/anno a T°amb]
Movimentazione uscita prodotti alimentari:	0 [t/anno di fresco (0/4°C)]
Movimentazione uscita prodotti alimentari:	6850 [t/anno di congelato (-18°C)]

Potenza elettrica nominale fornita dalla compagnia elettrica:	1800 [kWe]
Potenza elettrica installata per l'intero impianto frigorifero:	900 [kWe]
Potenza elettrica installata per i compressori:	1480 [kWe]
Elettricità totale utilizzata nell'impianto di refrigerazione:	2780601 [kWh/anno]
Numero sale macchine:	2
Fluidi refrigeranti utilizzati:	Ammoniaca
Quantità indicativa del refrigerante primario:	4000 [kg]
Fluidi refrigeranti secondari:	Acqua con glicole (PG)
Tipo di condensazione:	torre evaporativa
Tipologia di ciclo frigorifero:	singolo stadio economizzato
Presenza di pompe di calore integrate con il ciclo frigorifero:	no
Presenza di sistemi frigoriferi ad assorbimento integrati con il sistema frigorifero principale:	si
Tipologia di compressori utilizzati:	a vite aperti raffreddati con iniezione di liquido

4.2. CARATTERISTICA DELL'IMPIANTO

Come è già stato spiegato, l'azienda si divide su più zone, area produzione composta dei vari surgelatori (anch'essi di due tipi) dove si produce appunto il prodotto surgelato, la zona dedicata ai compressori e ai condensatori che è alla base del freddo necessario a mantenere l'attività, e l'area stoccaggio, cioè il magazzino refrigerato nonché la cella frigorifera posta a -18°C.

Vediamo nel dettaglio:

4.2.1. EVAPORATORI E SURGELATORI

2 tipi di impianto:

1. Evaporatore/surgelazione, con evaporatore a serpentina e ventilatori che raffreddano la rete dell'evaporatore

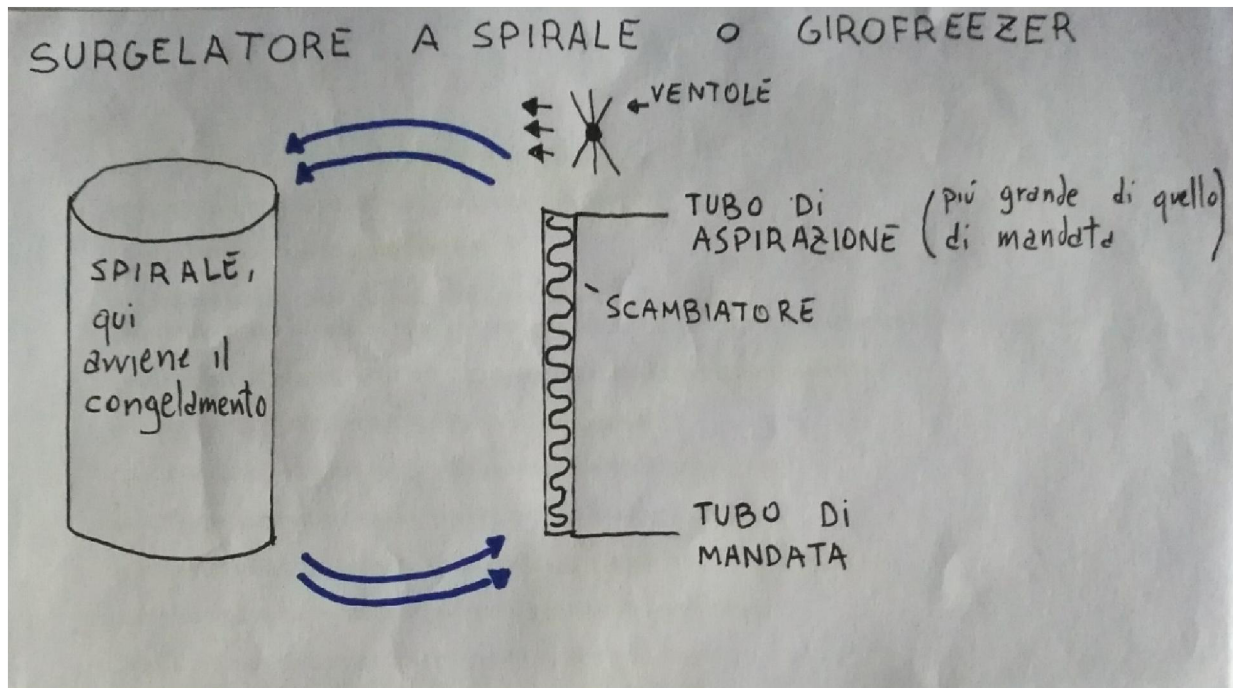


Figura 21: Schema surgelatore a spirale



Figura 22: dettaglio surgelatore a spirale

2. Evaporatore a contatto, nel tunnel di surgelazione viene raffreddato a $-35/-40^{\circ}\text{C}$ un film/pellicola su cui scorre l'alimento e la surgelazione avviene per contatto

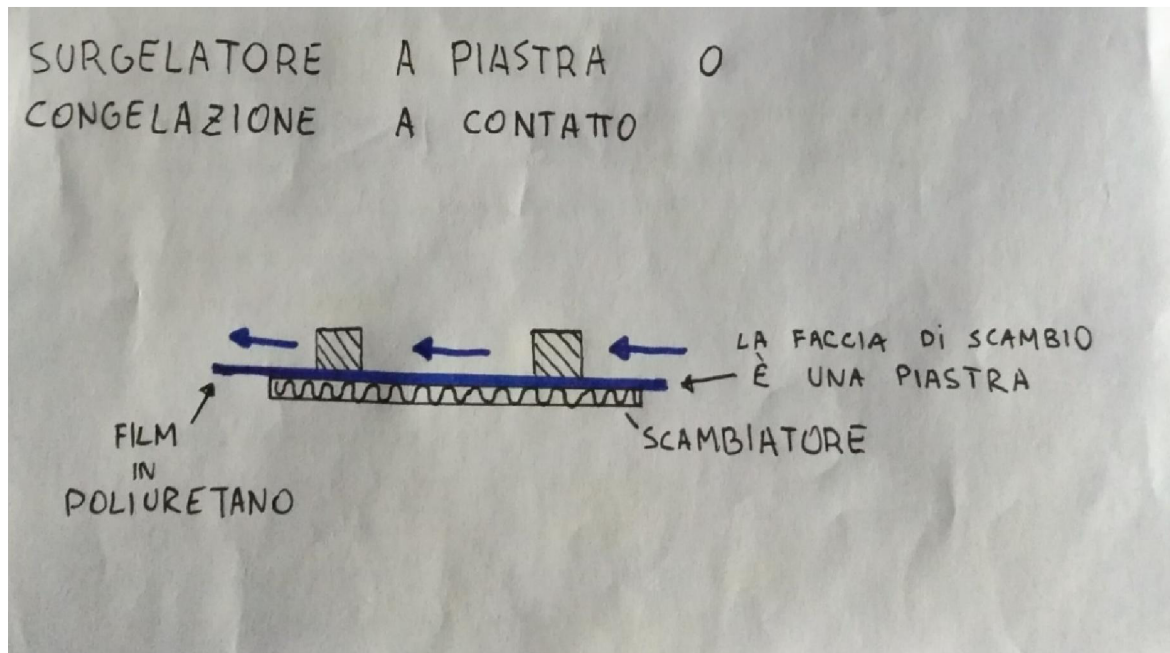


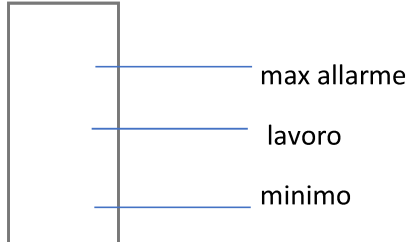
Figura 23: Schema surgelatore a piastra



Figura 24: dettaglio surgelatore a piastra

Parlando per l'appunto di surgelatori, dei 3 a spirale presenti, uno è dotato di un sistema avanguardistico che permette di risparmiare moltissimo in termini energetici; dotato della tecnologia LVS brevettata dalla Jbt e distribuita in Italia da Frigoscandia.

La tecnologia LVS divide il tunnel di surgelazione in 3 livelli che invece di mandare il fluido con le pompe, lo centellina dal basso tramite un "barilotto" posto vicino allo scambiatore riducendo quindi la pressione.



si ha un guadagno di 5/6 °C quindi un risparmio energetico. La temperatura dell'ammoniaca rimane costante dalla sala macchine all'evaporatore, senza perdere quei 5°C che solitamente si considerano.

4.2.2 CONDENSATORI E COMPRESSORI

Il condensatore come scritto sopra è a torre evaporativa, i compressori e il condensatore è collegato ad un raccogliitore di ammoniaca liquida con indicatore di livello del fluido.



Figura 25: Torre evaporativa



Figura 26: serbatoio ammoniaca Figura 27: indicatore di livello ammoniaca

Compressori: 6 compressori Kobelco FTK 210 con economizzatore

2 compressori meno recenti della Houden di cui uno principale e uno più debole:

WRV 204 MK6 e il meno potente per l'acqua glicolata MK1E/WRV163/14550/685



Figura 28: compressori

FRIGO TECNICA INTERNAZIONALE S.p.A.		CE	
FRIGO TECNICA INTERNAZIONALE S.p.A. VIA VAL TESINO KM 4,5 63038 RIPATRANSONE - ITALIA TEL.07359151 FAX. 0735915300 http://www.frigotecnica.com			
MODELLO MODEL	FTK 310	ANNO COSTRUZIONE YEAR BUILT	
COMPRESSORE COMPRESSOR		REFRIGERANTE REFRIGERANT	
NUMERO DI FABBRICA MFG. NUMBER	5029/02	RPM	2950
RAPPORTO VOLUMETRICO VOLUME RATIO	Vi 5.0	MOTORE MOTOR	KW 160
PRESS. MAX ASPIRAZIONE MAX SUCTION PRESSURE	BAR r 6.9	CORRENTE NOMINALE NOMINAL CURRENT	A 263
PRESS. MAX DIFFERENZIALE MAX DIFF. PRESSURE	BAR 26.1	CORRENTE DI SPUNTO STARTING CURRENT	A 2038
PRESS. MAX PREMENTE MAX DISCHARGE PRESSURE	BAR r	TEMP. MIN ASPIRAZIONE MIN SUCTION TEMP.	°C -60
PRESS. DI PROVA TEST PRESSURE	BAR r	TEMP. MAX ASPIRAZIONE MAX SUCTION TEMP.	°C 50
		TEMP. MAX PREMENTE MAX DISCHARGE TEMP.	°C 100

Figura 29: scheda tecnica compressore kobelco

Tabella 4: dettaglio scheda tecnica

	Anno costruzione 2000
Modello FTK 210	Refrigerante R717
Compressore KS 19 HNB	Rpm 2950
Numero di fabbrica 5029/02	Motore 160 KW
Rapporto volumetrico 5.0 Vi	Corrente nominale 269 A
Press. Max. aspirazione 6.9 BAR r	Corrente di spunto 2018 A
Press. Max. differenziale 24.1 BAR	Temp. Min. aspirazione -160°C
Press. Max. premente 20.7 BAR r	Temp. Max. aspirazione 50°C
Press. Di prova 20 BAR r	Temp. Max. premente 100°C



Figura 30: Dettagli compressori



Figura 31: Dettagli compressori

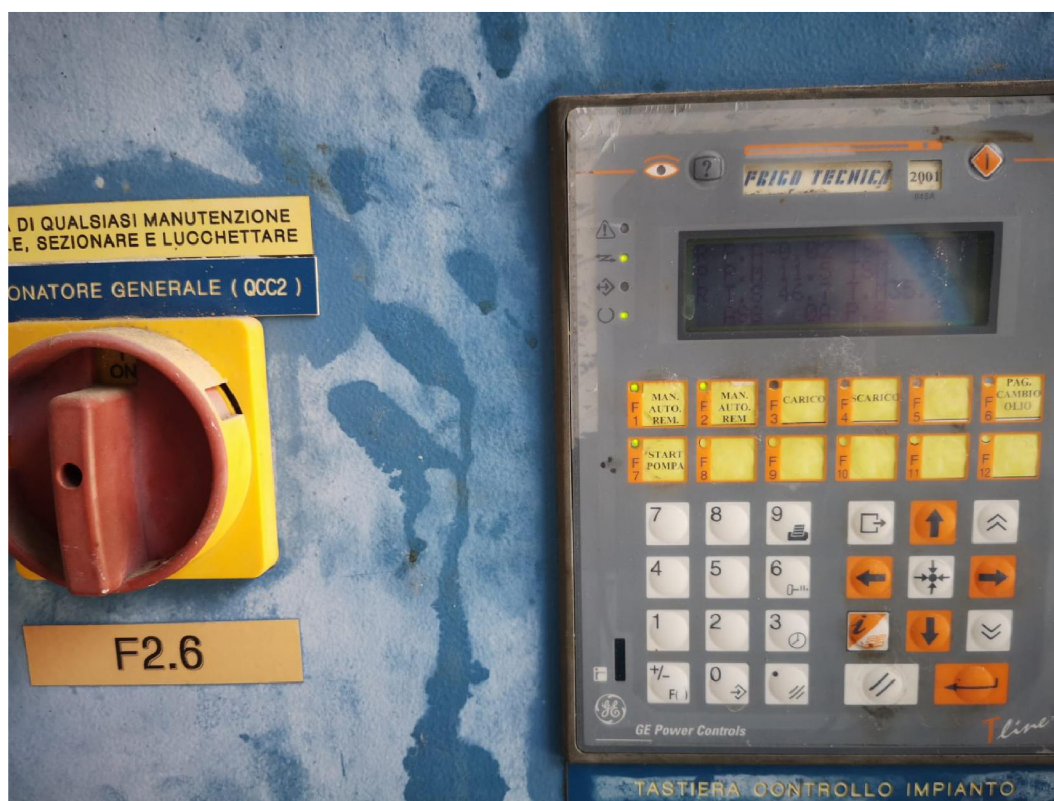


Figura 32: Dettagli compressori

4.2.3 CELLE FRIGORIFERE

All' interno della ditta sono presenti un totale di 4 celle frigorifere, di cui due per il “fresco” che mantengono la temperatura a 0°C e due per il congelato che mantengono la temperatura interna a -20°C; anche qui si vede l' avanguardia della ditta nel porre davanti ogni cella, un “anticella” dotata di deumidificatore che ha il fine di ridurre le dispersioni termiche, e lo fa in due modi, il primo, riducendo lo scambio di calore ad ogni apertura della cella, il secondo, rimuovendo l' acqua nell' atmosfera riduce la brina che si andrebbe a formare sugli evaporatori delle celle.

4.3 NOTE SULL'AZIENDA

Considerando l'avanguardia dei surgelatori, l'efficienza energetica per questo caso è molto buona per cui, l'unica miglioria effettiva che si può andare a fare sta nei compressori, quindi implica un investimento non indifferente, il Sig. Sparvieri ci ha spiegato di come non sia una scelta scartata a prescindere, ad esempio, ci ha consigliato di vedere un compressore su cui sta riflettendo, il compressore a vite con 6 variabili della SRM, una ditta tedesca leader nel campo, ma comunque da una valutazione costi benefici si arriva alla conclusione che per ora l' investimento non è conveniente.

Il Sig. Sparvieri ci ha anche spiegato come sia importante andare a fiere organizzate per rimanere al passo con i tempi conoscendo le realtà esterne alle proprie.

CAP.5 Conclusioni

L'obbiettivo, che è stato quello di delineare un livello medio italiano dell'efficienza energetica nelle ditte impegnate nella catena del freddo, non si può dire raggiunto completamente data la scarsa partecipazione avuta, su oltre 150 aziende contattate hanno aderito al progetto solo 8, e suppongo che questo sia un altro problema, cioè l'idea che perdere pochi minuti dietro ad un sondaggio, che potrebbe comunque portare soluzioni in futuro, sia una cosa inutile.

Si nota come appunto l'azienda più disponibile è appunto al passo con i tempi, dato che un'apertura al mondo del futuro sia sinonimo di capacità di adattarsi al cambiamento, e implica una grande apertura mentale da parte del proprietario dell'azienda.

I risultati odierni sono stati soddisfacenti con un COP medio teorico, trovato facendo la media aritmetica tra i COP reali a singolo stadio delle varie ditte, con eccezione naturalmente per il caso G che è fornita di compressore a doppio stadio economizzato, quale alla fine risultato essere 1.28, ma che comunque non si può prendere come punto di riferimento, visto appunto la scarsa partecipazione.

Si augura che in futuri progetti le aziende italiane siano più disponibili, visto anche che le leggi si stanno facendo sempre più restrittive per adattare il panorama MONDIALE al problema del riscaldamento mondiale, (basti pensare al protocollo di Kyoto molto famoso e molto discusso) detto ciò e riprendendo lo studio, il primo passo verso il futuro è aggiornare i compressori dove non è rimasta alcuna miglioria, e applicare miglie all'impianto generico dove possibile, atte almeno ad arginare le perdite di carico termico.

CAP.6 Bibliografia

G. Cesini, G. Latini, F. Polonara, Fisica Tecnica, 2017

L., 1992. Termodinamica applicata. Cleup.

BITZER, 2018. BITZER Software 6.9.1.2074. URL: <https://www.bitzer.de/websoftware>

Bosma, J., 1995. Inventory study of the energy conservation potential in cold storage insulations in the Netherlands. 19th International Congress of Refrigeration, Vol. II, 382-391.

Cavallini, A. and Mattarolo, L., 1992. Termodinamica applicata. Cleup.

Duiven, J. E. and Binard, P., 2002. Refrigerated Storage: New Developments. Bulletin of the IIR, Vol. 2002-2.

EES, 2019. Engineering Equation Solver. URL: www.fchart.com/ees

Evans, J. A. and Gigiel, A. J., 2007. Reducing the energy consumption in cold stores. 22nd IIR International Congress of Refrigeration, Beijing, China.

Evans, J. A. and Gigiel, A. J., 2010. Reducing energy consumption in cold storage rooms. IIR ICCO, Cambridge.

Evans, J. A., Hammonda, E. C., Gigiel, A. J., Foster, A. M., Reinholdt, L., Fikiin, K., Zilio, C., 2014. Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores. Appl. Therm. Eng. 62, 697-705.

Foster, A. M., Reinholdt, L. O., Brown, T., Hammond, E. C., Evans, J. A., 2016. Reducing energy consumption in cold stores using a freely available mathematical model. Sust. Cities and Soc. 21, 26-34.

Guilpart, J., 2008. Froid et alimentation: Sécurité, sûreté ou proceed. Conférence Centenaire du froid, Paris, France.

Mudgal, S., Tinetti, B., Bain, J., Cervantes, R., de Prado Trigo, A., 2011. Preparatory study for Eco-design requirements for EuPs Lot 1. Task 2: Economic and market analysis, Paris, France.

Anna LAURI, Alessia Arteconi, Lino CASALENA, Fabio POLONARA, Energy efficiency in cold store refrigeration systems, International congress of refrigeration, ICR2019, 24-30 August 2019, Montreal, Canada. ID:1091, DOI: 10.18462/iir.icr.2019.1091