



Zugo



CH

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA INDUSTRIALE

RIDUZIONE DEI CONSUMI ENERGETICI IN UNA MODERNA CENTRALE FRIGORIFERA B.T.

RELATORE

Prof. Stefano Masullo

CANDIDATO

Fidenzio Benedetti

Anno Accademico 2021/2022

INDICE

INTRODUZIONE.....	5
I. REFRIGERAZIONE INDUSTRIALE DEI PRODOTTI DEPERIBILI	7
1.1 Stato dell'arte della refrigerazione industriale	7
1.2 Caratteristiche tecniche e progettuali dei moderni impianti.....	9
1.3 Obiettivo della ricerca e riduzione dell'impatto ambientale ..	11
II. PIATTAFORMA FRIGORIFERA GIÀ REALIZZATA	15
2.1 Configurazione generale dell'impianto realizzato	15
2.2 Calcolo del fabbisogno frigorifero della piattaforma.....	17
2.3 Scelta del gas frigorifero e conseguenti macchine.....	23
III. OTTIMIZZAZIONE E RIDUZIONE DEI CONSUMI DI ENERGIA PRIMARIA.....	35
3.1 Analisi dei criteri di ammortamento reali non solo finanziari D.C.F.A. (<i>Discounted Cash Flow Analysis</i>).....	35
3.2 La coibentazione delle strutture delle celle.....	49
3.3 Pavimento radiante antigelo	52
3.4 Recupero acqua di sbrinamento aereoevaporatori, metodi di sbrinamento e bilancio energetico	63
3.5 Recupero acqua piovana.....	68
3.6 Motori con inverter 15/60 Hz.....	71

3.7 Sovradimensionamento aereoevaporatori	72
3.8 Recupero acqua calda compressori	75
3.9 Verifica efficienza con ottimizzatore intermedio.....	76
3.10 Espansione secca e termosifone o separatore con pompa di circolazione	84
3.11 Doppio stadio compressori in cascata	87
3.12 Impianto fotovoltaico FTV da 600 kW	93
CONCLUSIONI.....	95
BIBLIOGRAFIA.....	99

INTRODUZIONE

Scopo della presente ricerca e studio è di analizzare lo stato dell'arte e le migliori adottabili per una piattaforma frigorifera del tipo industriale, studiata per conservare derrate alimentari, funzionante alla temperatura di mantenimento di $T = -25/-30^{\circ}\text{C}$ B.T. (bassa temperatura). Questo tipo di impianto è già stato realizzato recentemente con compressori frigoriferi a vite (compressione monostadio), utilizzando come gas frigorifero ammoniaca anidra R/717. Ha una buona efficienza energetica secondo i moderni canoni di progettazione, ma si possono studiare altre soluzioni tecniche per migliorare ulteriormente la sua efficienza energetica, valutandone i costi di realizzazione e i relativi ammortamenti.

L'industria del freddo alimentare B.T. è in costante incremento, dato che le derrate alimentari vengono sempre più spesso congelate e conservate a $T = -25/-30^{\circ}\text{C}$. I prodotti da conservare nelle celle infatti, normalmente arrivano alla piattaforma frigorifera a $T_{\text{max}} = -20/-16^{\circ}\text{C}$ e vengono poi stoccati in grandi celle coibentate e mantenuti alla

temperatura di $T = -25/-30^{\circ}\text{C}$ per essere poi prelevati e smistati per la grande distribuzione. In altri casi il prodotto arriva nella piattaforma di mantenimento non preraffreddato, ma alla temperatura di $T = 0/+25^{\circ}\text{C}$, di conseguenza tramite un tunnel di congelamento il prodotto viene raffreddato in continuo alla $T = -34^{\circ}\text{C}$, quindi stoccato definitivamente nelle celle.

I. REFRIGERAZIONE INDUSTRIALE DEI PRODOTTI DEPERIBILI

1.1 Stato dell'arte della refrigerazione industriale

L'industria del freddo deve avere degli impianti efficienti e affidabili, con durata di almeno 25/30 anni di lavoro (pari ad un funzionamento di 80.000/90.000 ore), prima di dover manutentare e cambiare l'impianto ed i compressori.

L'impianto commerciale usato nella grande distribuzione invece, pensato con impianti meno efficienti e più economici nella costruzione, è progettato per lavorare 10/12 anni (pari ad un funzionamento di 30.000/26.000 ore), dopodiché viene cambiato con nuovi impianti analoghi, ma più moderni e leggermente più efficienti, anche se con prestazioni inferiori non simili agli impianti industriali.

L'industria del freddo produce il suo utile economico, nel risparmio di energia primaria nel produrre il freddo industriale e nella ottimizzazione dello stoccaggio, riducendo gli spazi di transito non utilizzabili, con scaffali mobili su ruote denominati "compattabili".

Per questo vengono realizzate celle ben coibentate con pannelli termici isolanti dello spessore di 200/250 mm, realizzando impianti ad alta efficienza, superiore agli impianti commerciali.

Una tecnica per ridurre il costo di mantenimento della piattaforma frigorifera (non l'energia consumata), consiste nel far funzionare i compressori frigoriferi, che producono il freddo industriale, durante la fascia notturna, che è più economica (data la maggior disponibilità di energia elettrica) e di conseguenza ha un minor costo rispetto al funzionamento diurno.

Durante la notte, le celle e le derrate contenute, vengono sotto raffreddate di almeno altri 5°C; durante il normale lavoro quotidiano, i compressori non vengono avviati (salvo particolari bisogni energetici) e l'energia frigorifera accumulata per effetto del sottoraffreddamento notturno delle derrate e delle celle, le mantiene in temperatura salendo dai -30°C ottenuti durante la notte, ai -25°C durante il giorno con i compressori spenti, valori ancora conformi alla norma. Sono quindi le derrate stesse che forniscono le frigorificazioni alle altre derrate, che arrivano

durante il giorno alla temperatura di $T = -20/-16^{\circ}\text{C}$ e contrastano le dispersioni della cella garantendo la temperatura di $T = -25^{\circ}\text{C}$ voluta.

1.2 Caratteristiche tecniche e progettuali dei moderni impianti

I moderni impianti frigoriferi di costruzione industriale hanno raggiunto degli elevati standard di efficienza e qualità costruttiva, che soddisfano le normali richieste di una piattaforma frigorifera B.T. (bassa temperatura) oppure T.N. (temperatura normale).

La gestione del freddo di derrate alimentari è rigidamente normata, dato che la catena del freddo non deve mai essere interrotta, in quanto i prodotti si danneggiano rapidamente e non sono più utilizzabili per il consumo umano ed animale. Responsabile di tale mantenimento è l'azienda, che gestisce la piattaforma frigorifera tramite il suo amministratore che è coinvolto personalmente e penalmente allo scopo di garantire il rispetto delle norme di refrigerazione.

Per garantire questa continuità di servizio, i moderni impianti sono progettati e costruiti con tutte le macchine (in movimento) dotate di riserva; per questo viene sempre installato un compressore frigorifero

di riserva, come per le pompe, per i condensatori evaporativi, per le torri di raffreddamento e per gli aerorefrigeratori.

Gli evaporatori delle celle sono progettati per ottenere la potenza necessaria utilizzando però più macchine, in modo da fornire un necessario mantenimento frigorifero della cella, in caso di guasto di un aereo evaporatore (si utilizzano più macchine per garantire il backup).

L'impianto deve quindi essere progettato con le seguenti caratteristiche:

- 1) essere affidabile con macchine in backup;
- 2) avere bassi consumi di energia primaria (elettrica);
- 3) avere bassi consumi di acqua;
- 4) utilizzare gas frigoriferi con basso impatto ambientale G.W.P. (*Global Warming Potential*, ovvero il potenziale di riscaldamento globale);
- 5) essere gestito da remoto con sistemi hardware e software evoluti;
- 6) poter aumentare la propria potenza nominale di almeno 20% per superare i picchi di carico straordinari, prodotti da derrate non

perfettamente raffreddate o fornite in maggiori quantità, rispetto ai valori calcolati;

- 7) evitare il rischio di gelo del pavimento della cella;
- 8) essere particolarmente sicuro per gli operatori che lavorano in celle B.T. e T.N.;
- 9) essere supervisionato per programmare le manutenzioni periodiche e poter preventivare in anticipo eventuali guasti ed anomalie.

1.3 Obiettivo della ricerca e riduzione dell'impatto ambientale

L'impianto analizzato è stato recentemente realizzato per una piattaforma frigorifera da 11.000 m², è in funzione da due anni, ed è dedicato alla conservazione in B.T. di derrate alimentari alla temperatura di $T = -25/-30$ °C.

La centrale frigorifera e l'intera piattaforma frigorifera è stata costruita seguendo i moderni canoni di progettazione e costruzione degli impianti frigoriferi industriali; ed è stata inoltre progettata

considerando i normali costi di costruzione richiesti per tali moderni impianti, pur garantendo una buona efficienza.

L'impianto è quindi stato realizzato con buone soluzioni e validi prodotti, ma è privo di particolari applicazioni che possano ridurre i consumi, dato che non poteva "costare" più dello "standard commerciale" per queste realizzazioni.

Lo scopo della presente ricerca è quindi, quello di migliorare l'efficienza energetica dell'impianto, ridurre l'impatto ambientale, analizzare i maggiori costi di costruzione per ottenere queste migliorie e calcolare il risparmio di energia primaria e i relativi costi, analizzando il tempo di ammortamento.

Come si vedrà, è molto impegnativo ottenere delle importanti migliorie energetiche, su degli impianti frigoriferi industriali già molto performanti ed efficienti, ma una serie di inconsuete attività ingegneristiche, aggiuntive alle normali costruzioni standardizzate, ci permetteranno di ottenere globalmente un buon risparmio energetico ed economico. Tutto questo ha però una condizione temporale: la piattaforma deve essere utilizzata per almeno 20/15 anni.

Le migliorie tecnologiche analizzate possono essere realizzate solamente in un impianto industriale, dato che i tempi di funzionamento di questi impianti sono di 25/30 anni di lavoro, durante i quali la nuova macchina ottimizzata, permette di compensare economicamente i maggiori costi di costruzione e produrre poi negli anni seguenti le economie volute.

Verrà poi valutato il minor impatto ambientale, analizzando la minore quantità di CO₂, prodotta dal funzionamento della centrale frigorifera ottimizzata e migliorata nell'efficienza, rispetto a quella realizzata.

Per quanto riguarda l'effetto serra e i danni ambientali prodotti dai gas frigoriferi, l'impianto industriale ben progettato deve avere un G.W.P. tendente allo 0, dato che dura molti anni, quindi non è proponibile l'uso di gas alogenati o equivalenti con G.W.P. ≥ 450 .

II. PIATTAFORMA FRIGORIFERA GIÀ REALIZZATA

2.1 Configurazione generale dell'impianto realizzato

La piattaforma frigorifera è stata realizzata per un utente industriale che già gestisce altre analoghe strutture, che conosce quindi in dettaglio i pregi e difetti degli impianti frigoriferi; di conseguenza, con il reciproco apporto progettuale e gestionale fra progettista e committente, è stato possibile progettare e realizzare una piattaforma che ha migliorato e risolto molti problemi riscontrati con il funzionamento delle altre analoghe strutture, ottenendo per la nuova piattaforma un impianto moderno ed efficiente, realizzato con un costo standard per queste piattaforme industriali.

L'impianto che è stato progettato utilizza l'ammoniaca anidra come gas frigorifero, che viene espanso direttamente nelle celle frigorifere e nell'avanticella per produrre una $T = -25/-30^{\circ}\text{C}$ di conservazione nella cella e una $T = 0^{\circ}\text{C}$ nell'avanticella. Il gas viene condensato su appositi condensatori evaporativi posti all'esterno, del tipo multi circuito, uno

per compressore, con alimentazione dell'acqua dall'acquedotto pubblico.

L'impianto è composto dai seguenti componenti:

- vasche scrubber/valvole/sicurezze 40 m³;
- trattamento acqua con due addolcitori e clorazione a shock, antialga;
- tre compressori a vite tutti con inverter tipo Mycom/Kobelco maschio/femmina, con recuperatore intermedio rigenerativo;
- inverter per ogni compressore garantendo così l'equa usura sulle tre macchine;
- inverter anche nei ventilatori dei condensatori evaporativi;
- sbrinamento a gas - caldo;
- aereoevaporatori celle con flap aria N.C., che vengono chiusi durante lo sbrinamento a gas caldo, per non riscaldare la cella con immissione di energia termica e canalizzazioni inox AISI/304 per 20 m circa per migliorare la diffusione aria;
- tubazioni e valvolame posti nel tetto a cielo libero con controllo NH₃, quindi sicure per gli operatori;

- due o quattro evaporatori per le celle, costruiti in acciaio inox ed alette in AISI/304 ispezionabili tramite plenum coibentato, con accesso da apposito corridoio caldo, per lavorare in sicurezza;
- tre evaporatori nell'avanticella contenuti in plenum coibentato;
- un deumidificatore Munters da 68 kW per l'avanticella con rigenerazione a sali, alimentazione canalizzata delle valvole di compenso aria cella con dispositivi antigelo (il raffreddamento produce una riduzione del volume di aria nella cella, creando un vuoto che viene compensato con l'aria dell'avanticella);
- supervisione elettronica dell'intero impianto, controllo condensazione dinamico proporzionale integrale, telecontrollo;
- scrubber di abbattimento per la sala macchine, rilevatore fughe ad ammoniaca per le celle, che contengono le valvole nei vani plenum e tubazioni esterne.

2.2 Calcolo del fabbisogno frigorifero della piattaforma

L'intera piattaforma frigorifera è costruita con una struttura portante e esterna in prefabbricato di cls armato precompresso, all'interno è poi

stata realizzata una seconda parete, con pannelli coibenti sandwich distanziata dalla prima per almeno 60/80 cm, per permettere una circolazione naturale di aria ed evitare pericolose condense, dello spessore di 200 mm. Questa seconda parete è nello standard delle celle B.T., costruita con pannelli sandwich in lamiera verniciata zincata lavabile + poliuretano espanso da 200 mm espanso + lamiera sandwich zincata e verniciata.

Le giunzioni, fra le varie lastre, sono ottenute con giunzioni ad incastro oppure con il sistema ad espansione, che in questo caso è stato adottato per ottenere una buona tenuta all'aria. Sistema che richiede molta manualità da parte degli operatori, ma permette elevate tenute aerauliche, verificate poi a fine lavori con termo camera, per evitare ponti termici che possono creare condense molto gravi per la gestione delle celle.

Con queste soluzioni possiamo calcolare per ogni cella i fabbisogni nelle 24 ore ed istantanei. Tali risultati sono presentati nelle successive tabelle C1 e C2, in cui sono riassunti i dati salienti necessari per dimensionare una cella frigorifera, calcolo estendibile poi, per analogia,

a tutte le celle ottenendo il risultato riassunto nella terza tabella conclusiva.

Il calcolo considera la trasmittanza del pannello coibente da 200 mm di spessore sollecitato dal gradiente termico interno ed esterno di $\Delta T = 65^{\circ}\text{C}$, considera i carichi termici interni prodotti dalle luci, dalle persone, dai trans pallet elettrici, oltre al carico termico prodotto dai motori dei ventilatori degli aereoevaporatori.

Viene poi considerato il peso delle derrate alimentari che producono un carico esotermico da mantenere in temperatura, il ricambio d'aria ottenuto aprendo le porte e l'immissione giornaliera delle nuove derrate provenienti dall'esterno, solo preraffreddate.

Alla somma di tutti i carichi termici sopradescritti si aggiungono le perdite nelle tubazioni di trasporto dell'ammoniaca, del separatore di liquido e di piccole quantità di celle eutettiche che alcuni camion trasporti usano per accumulare "freddo" quando hanno i loro refrigeratori spenti.

Il Calcolo del Fabbisogno Frigorifero, viene eseguito secondo gli standard previsti dalle norme UNI, per ogni locale/cella sono riassumibili come indicato per due celle tipo, poi esteso a tutte in modo analogo

Ciente: C1 - CELLA B.T.1

Note:

Temperature Esterna:	35,0 °C	Umidita esterna:	90 %
Temperature Cella:	-30,0 °C	Tipologia:	Prefabbricato con Pavimento

Tipo Pavimento:

Tipo Soffitto: Correz. Temp.:

Pareti: Correz. Temp.:

Spessore pareti:

Dimensioni:	Inteme	Volume cella:	14.177,07 m ³
	Larghezza: 21,40 m	Lunghezza:	67,60 m
	Altezza: 9,80 m		

Vetrata:	* NESSUNO *	Superf. vetrata:	0,0 m ²
Isoiante:	PANNELLI POLIURETANO SCHIUMA	Spessore isolante:	200 mm

Traffico:	Normale	Persone: 4	Ore:	4 h/24
Illuminazione:	11573 watt	Neon	Durata:	24 h/24
Potenza motori:	10.000,0 watt		Durata utilizzo motori	24 h/24

Prodotto:	PESCE	imballaggio:	No
	MAGRO		
Processo:	Prodotto gie Congelato	Durata processo:	12 h
Temperature ingresso:	-18,0 °C	Quantity prodotto:	935687 kg
Temperature uscita:	-30,0 °C	Stipamento:	66 kg/m ³
Movimentazione al Giorno:	12 %	Ore compressors:	24 h/24

Risultati del Ceicolo:			
Dispersioni ambientali:	575.608 watt/24h	Infiltrazioni utilizzo:	335.206 watt/24 h
Carico iliuminazione:	347.190 watt/24h		
Carico motori:	239.837 watt/24h	Durata processo:	12 h
Carico prodotto:	1.410.059 watt/24h		
Canoe persone:	7.775 watt/24h	Ore utilizzo compressors:	24 h/24
Potenza Frigofferera Totale:	<u>2.915.675 watt/24h</u>	Numero Macchine Richieste:	2
Potenza Frigorifera Oraria:	121.486 watt	Tolleranza:	15 %
Potenza Frig. Oraria per IViacchina:	69.854 watt	[Macchina scene:	

Il Calcolo del Fabbisogno Frigorifero, viene eseguito secondo gli standard previsti dalle norme UNI, per ogni locale/cella sono riassumibili come indicato per due celle tipo, poi esteso a tutte in modo analogo

Cliente: C2 - CELLA B.T.2

Note:

Temperature Esterna:	35,0 °C	Umidita esterna:	90 %
Temperature Cella:	-30,0 °C	Tipologia:	Prefabbricato con Pavimento
Tipo Pavimento:		Correz. Temp.:	
Tipo Soffitto:		Correz. Temp.:	
Pared:		Correz. Temp.:	
<u>Spessore pareti:</u>			
Dimensioni:	Interne	Volume cella:	12.576,93 m ³
	Larghezza: 20,80 m	Lunghezza:	61,70 m
	Altezza: 9,80 m		
Vetrata:	* NESSUNO *	Superf. vetrata:	0,0 m ²
Isolante:	PANNELLI POLIURETANO SCHIUMA	Spessore isolante:	200 mm
Traffico:	Normale	Persone: 3	Ore: 4 h/24
Illuminazione:	10267 watt	Neon	Durata: 24 h/24
Potenza motori:	10.000,0 watt	Durata utilizzo motori:	24 h/24
Prodotto:	PESCE	Imballaggio	No
	MAGRO		
Processo:	Prodotto gia Congelato	Durata processo:	12 h
Temperature ingresso:	-18,0 °C	Quantita prodotto:	880385 kg
Temperature uscita:	-30,0 °C	Stipamento:	70 kg/m ³
Movimentazione al Giorno:	12 %	Ore compressore:	24 h/24
<u>Risultati dei Calcoli:</u>			
Dispersioni ambientali:	522.207 watt/24h	infiltrazioni utilizzo:	315.262 watt/24h
Carico illuminazione:	308.010 watt/24h		
Carico motori:	239.837 watt/24h	Durata processo:	12 h
Carico prodotto:	1.326.720 watt/24h	Ore utilizzo compressore:	24 h/24
Carico persone:	5.832 watt/24h	Nunero Macchine Richieste:	2
Potenza Frigorifera Thiele:	<u>2.717.867 watt/24h</u>	Tolleranza:	%
Potenza Frigorifera Oraria:	113.244 watt	Macchina scelta:	
Potenza Frig, Oraria per illiacchiria:	57.188 watt		

SVILUPPANDO L'ANALOGO CALCOLO PER TUTTE LE CELLE ED ANTICELLA OTTENIAMO LA POTENZA FRIGORIFERA TOTALE DA IMPEGNARE NELLA PIATTAFORMA

N°	LOCALE Descrizione	CARATTERISTICHE LOCALE				QUANTITA' PRODOTTO		Pot. frigo tot. kWf
		Superf. mq	Altezza m	Volume mc	Temp. °C	stoccato (quintali)	movimentato (quintali)	
C1	CELLA B.T.1	1'445	9.8	14'161	-30	9357	1123	122
C2	CELLA B.T.2	1'407	9.8	13'789	-30	8804	1056	114
C3	CELLA B.T.3	1'413	9.8	13'847	-30	9152	1098	120
C4	CELLA B.T.4	3'482	9.8	34'124	-30	29500	5600	548
C5	CELLA B.T.5	1'390	9.8	13'622	-30	9010	1081	118
C6	CELLA B.T.6	625	7.0	4'375	-30	2939	353	52
C7	BAIA CARICO SCARICO	849	7.0	5'943	-5	2899	2899	111
C8	ANTICELLA 2	389	9.8	3'812	-12	1000	1000	62
Totalli		11'000		103'673		72'661	14'210	1'247

DIMENSIONEREMO DUE COMPRESSORI IN GRADO DI PRODURRE ALMENO 600 KW ALLA TEMPERATURA DI ESPANSIONE DI -35°C PER OTTENERE CELLE A T=-30°C,
POTENZA INCREMENTABILE SE NECESSARIO A 700 KW FUNZIONANDO A 60Hz (MOTORI ELETTRICI DA 2850 R.P.M. ESTESI A 3400 R.P.M.)

2.3 Scelta del gas frigorifero e conseguenti macchine

Dopo aver descritto la costruzione dell'impianto non commerciale ma del tipo industriale, l'analisi ora si deve concentrare sulla scelta del tipo di gas frigorifero naturale fra anidride carbonica CO_2 ed ammoniaca NH_3 , escludendo i gas esplosivi come il propano $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ed i gas alocarburati. L'analisi tecnica fra l'uso di gas frigoriferi come gli idrofluorocarburi HFC, a basso inquinamento, ed i gas naturali è molto complessa. Il confronto fra le due diverse tecnologie è costante ed in continua evoluzione, dato che l'industria continua a proporre gas diversi. Attualmente i "gas naturali" usati nella refrigerazione industriale sono l'ammoniaca, l'aria, gli idrocarburi a catena corta (etano/butano ecc.) e l'anidride carbonica.

Attualmente l'ammoniaca copre il 20% del mercato mondiale dei refrigeranti, viene per la maggior parte impiegata nel settore industriale, nella percentuale del 70% degli impianti realizzati nelle grandi piattaforme frigorifere.

L'anidride carbonica viene utilizzata molto poco a causa delle difficoltà costruttive da affrontare nella costruzione del compressore,

sollecitato a pressioni molto elevate di 90÷45 bar, come per tutti i componenti dell'impianto, anche se lo sviluppo industriale propone ora dei compressori adatti ad alte pressioni, molto robusti e affidabili.

Nei prossimi anni i temi legati alla tecnologia ed agli impianti, su cui l'intero pianeta si dovrà confrontare, saranno l'ambiente, l'ecologia e l'uso di energia. In caso contrario si avrà un "collasso" strutturale dell'ecosistema, già in parte compromesso su certi settori, mentre su altri è in fase di recupero (vedi la qualità delle acque, la depurazione e l'effetto serra).

Per l'Italia la riduzione dell'effetto serra è definita nel valore DEST = 6,5 % che deve essere raggiunto dal 2012 al 2030. Tale valore impone all'Italia una riduzione del 70% nell'uso dei gas frigoriferi non naturali; è quindi già tracciato il percorso da seguire per il settore frigorifero, come lay-out di processo e come tipologia di gas frigorifero.

L'industria europea non sta però facendo grandi studi e sviluppi tecnologici per questa materia, anche perché dipendiamo molto nella costruzione dei compressori prodotti da aziende estere (America,

Giappone, Cina). Molto probabilmente tali tempi e valori di inquinamento sottoscritti ed imposti dovranno essere sensibilmente modificati nei prossimi anni.

Va però considerato che, come sempre succede in Italia, l'accanimento normativo viene spesso concentrato nelle "grosse" realizzazioni, già molto controllate e normate, trascurando un "sottobosco" di piccole realtà decisamente più inquinanti se considerate globalmente.

L'indice che qualifica ed individua la caratteristica di un gas frigorifero per la produzione di "effetto serra" nel pianeta è il G.W.P. che è uguale a zero per l'ammoniaca anidra e la CO₂, di conseguenza escludiamo come gas nelle grandi piattaforme frigorifere, tutti gli altri gas che normalmente hanno valori che vanno da 450 a 8000. Entrambi i gas CO₂ oppure NH₃ hanno un G.W.P. nullo, di conseguenza non temono alcuna norma in materia di inquinamento dettate dalle Agenzie per la salvaguardia del pianeta.

Un impianto funzionante interamente a CO₂ per tali potenze frigorifere 1200/1000 kWf (kWf = potenza frigorifera kW) è

decisamente complesso e costruttivamente molto oneroso per le elevatissime pressioni a cui sono sollecitate le macchine, le tubazioni e gli impianti.

L'impianto ad NH_3 è noto per essere un sistema molto performante lavorando a pressioni molto basse; il suo unico problema è la tossicità in caso di fughe nella cella frigo, dove sono presenti i lavoratori.

Una soluzione ai fini della sicurezza dei lavoratori, che compensa ognuna di queste esigenze, è di usare la CO_2 per l'espansione in bassa temperatura nella cella, dove sono presenti gli operatori e NH_3 per condensare all'esterno il calore assorbito dalla CO_2 (equivalente termico del lavoro dei compressori + effetto frigorifero).

Questa soluzione che utilizza due diversi gas con compressioni in cascata permette di ridurre di molto il gradiente di pressione totale, che viene ripartito in due stadi aumentando notevolmente l'efficienza dei compressori.

I cicli frigoriferi bistadio, oppure con macchine in cascata termica, nascono dall'esigenza, nella produzione di freddo a temperature basse ($-30^\circ\text{C} \div -45^\circ\text{C}$) e con temperature di condensazione elevate

(35°C÷45°C), di fornire una risposta ai problemi relativi alla efficienza ed al buon funzionamento degli impianti, riducendo il gradiente di 90°C totali generato da un'unica macchina in due stadi con gradienti termici dimezzati, ottenendo così modeste sollecitazioni meccaniche dei compressori ed alte efficienze.

Le difficoltà che si presentano all'aumentare della differenza fra temperatura di condensazione e temperatura di evaporazione, sono dovute alla necessità di portare il rapporto di compressione a valori molto alti con conseguente, diminuzione del rendimento volumetrico del compressore ed incremento della temperatura di fine compressione, e quindi dell'olio lubrificante, che può arrivare a raggiungere valori inaccettabili (decomposizione dell'olio con formazione di depositi carboniosi e gomme dannose alle valvole, alle viti e ai cuscinetti).

Una tecnica per superare queste problematiche è quella di ricorrere alla suddivisione della compressione in due o più stadi, oppure con macchine in cascata termica.

La Fig. 1 mostra lo schema di una macchina frigorifera in cascata termica, che utilizza diversi gas frigoriferi, dove la B.T. è sviluppata

con la CO₂, mentre la condensazione della CO₂ con ciclo subcritico è affidata a macchine ad ammoniaca raffreddata nel condensatore evaporativo.

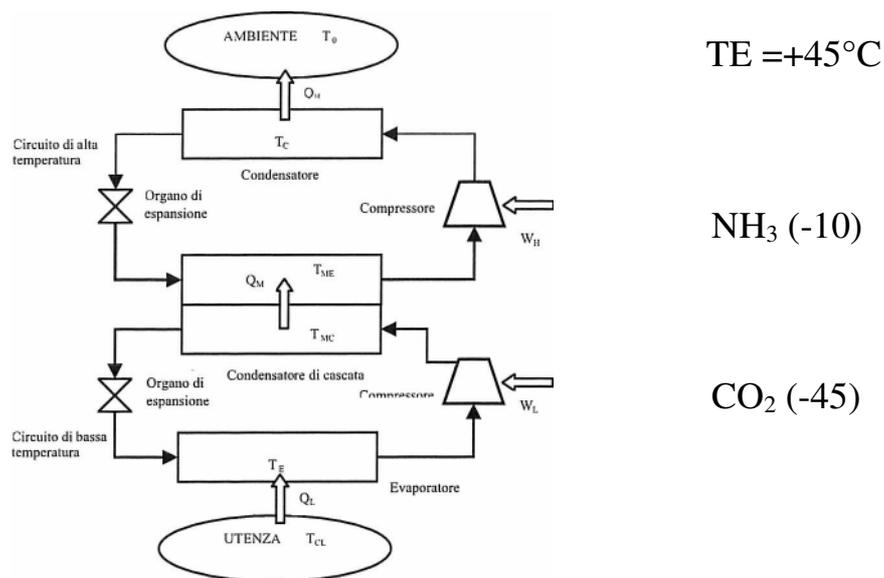


Fig. 1 – Schema di una macchina frigorifera in cascata.

L'analisi successiva confronta quindi una soluzione (A) con macchine ad ammoniaca, pompe di circolazione e condensatore evaporativo, e una soluzione (B) con macchine a CO₂ che tramite pompe di circolazione convogliano la CO₂ negli aerorefrigeratori, mentre i compressori di CO₂ condensano nelle macchine frigorifere ad

ammoniaca a una $T = -10^{\circ}\text{C}$ che controlla anche la zona anticella, condensando poi nel condensatore evaporativo.

Non analizziamo la soluzione con CO_2 ad espansione diretta e funzionamento transcritico, date le elevatissime pressioni, la necessità di un costante controllo frigorifero della sala macchine ed le elevate sollecitazioni meccaniche dei componenti, che non sono conformi alle necessità di un impianto industriale semplice, efficiente e robusto.

Questa applicazione è normalmente usata nei piccoli frigoriferi commerciali.

A) Soluzione con ammoniaca NH₃

Consideriamo un assorbimento di 1.200 kWf nominali nelle celle B.T. ed avanti celle T.N., gli assorbimenti elettrici reali misurati nei compressori e non quelli convenzionali UNI forniti dai costruttori che hanno una tolleranza anche del 10 % permessa dalla stessa norma.

	POTENZA	ORE/GG MAX
- consumo dei 3 compressori	678 kWh	8,5
- ore/gg lavoro	14 max	12,6
- ventilatori condensatori	44 kWh	12,6
- pompa condensatore	7,5 kWh	12,6
- 3 pompe ammoniaca	12,9 kWh	9,0
- ausiliari, resistenze, pompe	8 kWh	18
- ventilatori celle	165	7,0
- ventilatori avanticelle	18	14

- Consumo giornaliero max = 7.509,5 kWh;
- Giorni di lavoro equivalente = 295,50;
- Consumo annuale max = 2.219.058 kWe;
- Costo energia elettrica = 0,15 €/kWh;
- Costo annuale = 332.860,00 €/anno.

B) Soluzione con ammoniaca NH₃ e CO₂ subcritica

Consideriamo un assorbimento di 1.200 kWf nominali nelle celle B.T. ed avanti celle T.N., gli assorbimenti elettrici reali dei compressori per l'ammoniaca e quelli convenzionali UNI forniti dai costruttori delle macchine a CO₂ dato che non disponiamo di misure reali di analoghe potenze, di conseguenza si ha una tolleranza anche del 10 %.

	POTENZA	ORE/GG MAX
- consumo dei 3+3 compressori	733 kWh	8,5
- ore/gg lavoro	14 max	12,6
- ventilatori condensatori	44 kWh	12,6
- pompa condensatore	7,5 kWh	12,6
- 3 pompe ammoniaca	11,9 kWh	8,0
- ausiliari, resistenze, pompe	8 kWh	18
- ventilatori celle	165	6,0
- ventilatori avanticelle	18	14

- Consumo giornaliero max = 7.080,0 kWh;
- Giorni di lavoro equivalente = 295,50;
- Consumo annuale max = 2.092.140 kWh;
- Costo energia elettrica = 0,15 €/kWh;
- Costo annuale = 313.820,00 €/anno.

Considerando l'efficienza dei due sistemi di produzione del freddo HN_3 e cascata NH_3/CO_2 , la seconda soluzione sembra più efficiente ed economica nella gestione energetica, va però evidenziato che per il sistema a CO_2 dobbiamo far circolare acqua calda ottenuta gratuitamente dal recupero termico dei compressori, per sbrinare gli aero-raffreddatori, di conseguenza abbiamo un investimento elettrico di:

Pompa recupero termico = 1,5 kW/h

Pompa di circolazione = 6,5 kW/h

Totale = 8,0 kW/h

per un totale annuo = 40.880 kWh/anno, pari ad un costo di 6.000 €/anno. La differenza dei costi di gestione fra i due impianti così corretta è quindi di 13.000 €/anno nominali circa a vantaggio della CO_2 , utilizzando però nell'analisi i dati di targa per la CO_2 e non reali.

Rimangono da considerare i seguenti oneri:

- uso dell'acqua calda per lo sbrinamento del pacco di raffreddamento;

- maggior costo impiantistico del 15 % sul totale pari a 370.000,00 € circa;
- maggior complessività gestionale dell'impianto con doppie macchine, doppi circuiti frigoriferi, in alta pressione con ammortamenti in circa 20 anni;
- maggior costo di manutenzione dovuto all'alta pressione del sistema CO₂.

L'impianto che di conseguenza è stato progettato, è ad ammoniacca NH₃ anidra, con un unico stadio grazie alla sua efficienza e semplicità. Esso utilizzerà compressori a vite, due di lavoro e uno di backup, espansione diretta della NH₃ nell'ambiente cella B.T. e T.N., sbrinamento del ghiaccio con gas-caldo, pompato dai compressori e condensatore evaporativo da esterno con raffreddamento ad acqua trattata e ricircolata nella vasca del condensatore evaporativo (allegato 1).

III. OTTIMIZZAZIONE E RIDUZIONE DEI CONSUMI DI ENERGIA PRIMARIA

3.1 Analisi dei criteri di ammortamento reali non solo finanziari

D.C.F.A. (*Discounted Cash Flow Analysis*)

Per analizzare gli ammortamenti dei maggiori costi costruttivi dei sistemi di riduzione dei consumi, oltre alla normale analisi del costo denaro, analizziamo tutti i conseguenti effetti economici, di immagine, di mercato e di valore del bene.

La *Discounted Cash Flow Analysis*, in breve D.C.F.A, ovvero l'analisi dei flussi di cassa attualizzati, rappresenta, nell'ambito delle competenze del valutatore di un investimento su un impianto di tipo avanzato, costituisce un formidabile strumento per individuare la convenienza economica di un investimento mettendosi al riparo da spiacevoli conseguenze derivanti da scelte improvvisate.

Si tratta di un metodo consolidato, che concede al tecnico di adoperarsi anche in prima persona nell'assumersi l'incarico di operazioni volte alla creazione del valore reale dell'impianto, integrato

con tecniche costruttive performanti che ovviamente hanno un maggior costo.

Questa assimilazione ai beni economici ordinari e posto il loro valore unitario, fa sì che ad ogni crisi periodica del mercato, emerga una sempre più prepotente richiesta da parte delle imprese e degli investitori di una qualità nelle valutazioni. Qualità che si traduce in una posizione di valore che sia sempre più precisa, sempre più oggettiva e sempre più affidabile, al punto tale da far emergere la necessità di una scienza della valutazione.

La scienza della valutazione, dopo le varie fasi *boom and bust* dei mercati tecnologici succedutesi negli ultimi quarant'anni, ha mosso i suoi primi passi concreti per modificarsi da semplice metodo empirico a procedura deterministica. La certezza che solo un metodo utilizzasse i processi di osservazione della realtà, e che l'estrazione delle conseguenti leggi potesse dare un minimo di affidabilità alle scelte d'investimento, ha convinto tutti a studiare e formulare degli standard di stima internazionale che riflettessero le predette esigenze e che innescassero la strada verso la scienza della valutazione.

Le imprese ormai quotidianamente non possono più confidare nella “presunta” esperienza del valutatore. Nessuna perizia del resto, in nessun campo, può essere basata solo sulla presunta conoscenza della persona titolata. Le conoscenze debbono, al contrario, essere proprio utilizzate per sapere dimostrare che le osservazioni e le conclusioni a cui si perviene siano il risultato di un processo gnoseologico svelato e non dato per scontato.

Le risorse facenti parte del patrimonio netto di un’azienda (o, per estensione ideale, di una persona fisica) se non vi è una particolare esigenza di avere dei liquidi, vale a dire di avere risorse disponibili per eventuali esigenze di pagamenti imminenti o strategicamente in previsione futura, non possono rimanere statiche. Vanno investite, vale a dire occorre innescare un processo di loro accrescimento e per fare questo - se si opta di farlo nel mondo degli asset immobiliari di mercato aziendale - occorre valutare con la maggior precisione possibile il valore attuale dei beni coinvolti, il valore futuro degli stessi e il valore dei redditi ricavabili da questi beni per un certo periodo. Da qui ogni investimento sulle tecnologie e impianti deve essere poi in grado di

produrre utili all'impresa. Sono tutti dati che vanno definiti oggettivamente e con precisione, perché tutti questi parametri sono coinvolti nella D.C.F.A. quale formidabile strumento per tenere sotto controllo un processo di investimenti e per prevederne con precisione la sua redditività effettiva.

La *Discounted Cash Flow Analysis* è una formulazione per dimostrare la convenienza di un investimento. Essa rappresenta l'attualizzazione a un momento preciso di tutte le spese da sostenere per mettere in piedi un investimento sugli impianti e di tutti i ricavi che da questo si possono ottenere. Si tratta in buona sostanza di una differenza tra ricavi e spese dove ogni somma va considerata rispetto all'effettivo esborso o all'effettivo utile energetico alla data in cui questo avviene. Sappiamo che se spostiamo una somma riferita a una data in avanti o indietro nel tempo questa cambia in virtù di un tasso specifico. Per cui la D.C.F.A. considera le somme riferendole a una data precisa e rendendole omogenee rispetto a questo tasso.

Una formula estremamente semplice ma dove, per riempire i dati richiesti dalla stessa, occorre avere estrema attenzione e precisione nel fare le corrette valutazioni, è la seguente:

$$V_a = (F_1/q) + (F_2/q^2) + (F_3/q^3) + \dots + (F_n/q^n) + (V_f + q^m)$$

Andiamo ad analizzare gli elementi della formula e le difficoltà con la loro concreta definizione:

$V_a =$ è il valore che intendiamo calcolare, ci informa sul valore, espresso in denaro (capitale), ricavabile dal progetto d'investimento riferito a un momento qualsiasi del progetto medesimo, ma normalmente riferito al momento di progetto, ciò posto che D.C.F.A. serve a valutare la convenienza di un investimento in progetto che si vuole attivare mettendolo a confronto con progetti alternativi;

$F_{1,2,3,\dots,n} =$ rappresenta il bilancio tra i ricavi e le spese sostenute per cassa in un determinato periodo. Ogni flusso deve essere definito da una data di apertura e una data di chiusura e dalle poste attive incassate nel singolo periodo e dalle poste passive

pagate nello stesso periodo; il bilancio si esegue algebricamente;

$V_f =$ è il valore di smobilizzo finale dopo l'ammortamento e coincide con l'incasso definitivo delle somme legate al risparmio dell'ultimo bene coinvolto nel progetto di investimento dell'unico bene. La data di smobilizzo finale deve essere fissata nelle fasi di progettazione dell'investimento perché evidentemente interrompe definitivamente i flussi di cassa e chiude il progetto e affinché ci sia un'adeguata redditività deve essere prevista in un momento propizio di mercato;

q^n o $q^m =$ n ed m corrispondono rispettivamente al periodo previsto per l'ultimo flusso di cassa e al periodo di smobilizzo dell'ultimo (o unico) cespite che può non coincidere con quello dell'ultimo flusso di cassa. La lettera q notoriamente rappresenta il valore di 1 più il tasso di attualizzazione, il quale è il dato previsivo più complesso della D.C.F.A, poiché nella sua determinazione confluiscono tutti gli aspetti

correttivi rispetto ai rischi connessi con lo specifico investimento immobiliare e considera altresì i tempi previsti per il progetto.

La D.C.F.A. si basa sul concetto fondamentale di valore finanziario del tempo, espresso mediante la determinazione del tasso di attualizzazione rispetto alle cosiddette “posizioni” assunte con l’investimento. Questa nozione è molto importante per le decisioni di investimento e, quindi, per lo sviluppo del progetto poiché i rendimenti sono condizionati dalla variazione dei flussi di cassa, positivi e negativi negli intervalli di tempo, oltre che dall’orizzonte temporale. Le misurazioni tradizionali dei rendimenti tramite indice, tutte basate su un singolo periodo, non garantiscono sufficiente informazione al fine di una corretta decisione.

La procedura per redigere correttamente una D.C.F.A. può essere articolata, previa razionale e analitica definizione della veste dell’investimento, con l’assunzione di precise posizioni circa ambito, segmento di mercato, caratteristiche, durata meccanica dell’impianto, individuazione, analisi e stima degli impianti da acquistare e

valorizzare. Tenendo presente che la valorizzazione è l'allocazione supplementare di risorse, rispetto a quelle destinate all'acquisizione del cespite, volte ad aumentare il valore patrimoniale del bene. l'entità dei flussi di cassa, il loro tasso di crescita e il rendimento atteso dipendono dal rischio di mercato che, a sua volta è connesso non solo all'andamento della domanda e dell'offerta dei prodotti che l'azienda realizza in uno specifico segmento, quindi alla durata dei cicli di mercato, ma anche a fattori esterni, in particolare, all'andamento dei tassi d'interesse nel mercato finanziario dove un rialzo degli stessi può avere un effetto frenante sul trend dei prezzi e far aumentare il rischio d'investimento.

Un progetto d'investimento si fonda su un immobilizzo di capitale finalizzato a ottenere una serie di ricavi futuri, consegnati attraverso un incremento di valore dell'impianto e risparmio energetico ottenuto con un reddito netto o una combinazione di entrambi.

Nell'elaborare una previsione dei flussi di cassa ricavabili nel periodo dell'investimento e da inserire nella D.C.F.A., l'investitore

dovrà necessariamente tenere conto che il rendimento atteso sarà condizionato da una serie di fattori, quali:

- il reddito netto potenzialmente ricavabile che potrebbe non essere conseguito in relazione a un'imprevista flessione del mercato;
- al termine dell'investimento i costi energetici o manutentivi potrebbero essere inferiori a causa di una congiuntura negativa del mercato energetico;
- le spese operative associate alla gestione potrebbero rivelarsi più alte di quanto originariamente stimato, dovuto a tecnologie meno robuste del previsto e a manutenzioni straordinarie.

L'elemento al quale, pertanto, nell'ambito di un progetto d'investimento occorre prestare la maggiore attenzione è il rischio, avendo cura di esaminare quale sia la corrente fase del ciclo imprenditoriale e le prospettive future, nonché lo studio accurato dei fondamentali dell'economia al fine di controllare i possibili trend previsivi del settore.

La solidità della relazione tra rischio e rendimento esprime, dunque, anche il grado di efficienza del mercato. La determinazione del premio

di rischio, presenta quindi notevoli difficoltà. Tali difficoltà sono legate a fattori endogeni ed esogeni al mercato, difficili da quantificare anche se si utilizzano sempre prezzi reali di mercato già definiti e ancor di più riferendosi sempre ai prezzi marginali delle varie caratteristiche impiantistiche e durata.

Il rischio viene normalmente inglobato nel calcolo del costo capitale impiegato nel progetto d'investimento, attraverso delle quote percentuali che vanno sostanzialmente a coprire, mediante una riduzione dell'utile, attuata aumentando il tasso di attualizzazione complessivo che si trova al denominatore dei flussi di cassa, l'esborso potenziale dovuto al manifestarsi delle condizioni peggiori individuate dall'analisi del rischio.

Per determinare tale costo occorre in primo luogo stabilire il fabbisogno finanziario per sostenere il progetto di investimento. Il fabbisogno complessivo si fa mediante un'analisi dei flussi di cassa, espressa come semplice individuazione della differenza tra ricavi e costi partendo da un valore zero della disponibilità iniziale. Il valore negativo massimo, vale a dire il momento in cui in un preciso flusso di

manifesterà il massimo esborso di cassa possibile, coinciderà con il fabbisogno finanziario dell'operazione.

Tale valore potrà eventualmente essere di un 10% quale quota destinata a coprire possibili imprevisti e quindi, i costi di tale quota di capitale rientreranno sempre nei costi di rischio.

L'investitore dovrà quindi, decidere se destinare al progetto tutto il patrimonio netto dell'azienda oppure destinare solo una parte e diversificare così i propri investimenti.

Il capitale da richiedere in prestito sul mercato finanziario sarà dunque dato dalla differenza tra il fabbisogno finanziario dell'operazione e la quota del patrimonio netto destinata dall'investitore all'operazione. Eventualmente, se ritenuto opportuno, al capitale così ottenuto può aggiungersi la quota imprevisti prima descritta.

Il capitale proprio destinato all'operazione prenderà il nome di *equity capital*, mentre il capitale chiesto in prestito sul mercato finanziario sarà evidentemente definito come capitale di debito o *debt capital*.

La percentuale di partecipazione dei due diversi tipi di capitale alla copertura dell'intero fabbisogno finanziario determinerà la definizione del tasso di attualizzazione attraverso il costo medio ponderato del capitale, noto anche come W.A.C.C. (*Weighted Average Cost of Capital*). Con la determinazione del tasso di attualizzazione per mezzo del W.A.C.C. è possibile rettificare i flussi di cassa attesi (*expected cash flows*) in funzione dei due aspetti:

- il calcolo finanziario del costo del denaro attinto sul mercato e da restituire a fine progetto;
- il calcolo dei rischi connessi con l'investimento del capitale proprio.

Il costo del capitale di debito si determina facilmente considerando il tasso (medio-ordinario) a cui viene concesso il prestito bancario più una componente di spread dovuta al rischio specifico dell'impresa.

$$K_d = \text{IRS} + \text{SPR}$$

IRS = *Interest Rate Swap*. Normalmente si assume l'EURIBOR a sei mesi, oggi pari a -0,5%;

SPR = *Spread* applicato dalle banche alle imprese. Oggi lo spread medio è del 5%.

Il costo del capitale proprio dovuto al rischio che si corre immobilizzando sul mercato le proprie risorse invece è il risultato di tre componenti:

- tasso degli investimenti cosiddetti privi di rischio (*risk free*);
- liquidità dovuta all'impossibilità di trasformare immediatamente i beni oggetto dell'investimento in denaro liquido;
- tasso dovuto al rischio specifico dato dall'investimento oggetto del progetto.

Il tasso per la non liquidità si calcola come costo di vendita al momento dello smobilizzo in base al periodo medio di illiquidità previsto oppure si considera una percentuale tra lo 0,50% e l'1,50% a seconda della fase del mercato immobiliare (o il periodo medio di smobilizzo).

Il premio al rischio specifico si può determinare attraverso dei metodi alternativi e assumere in conclusione dello studio quello che propone il tasso più oneroso, poiché nella D.C.F.A deve sempre prevalere il principio della cautela, vale a dire prevedere sempre una

redditività derivante da condizioni previsionali che escludano “ottimismo” rispetto a “pessimismi” sull’andamento del mercato futuro.

Il primo dei metodi è il calcolo del rischio specifico del capitale investito con il maggior costo dell’impianto proprio attraverso il *Capital Asset Pricing Model* (C.A.P.M.), un modello di equilibrio dei mercati finanziari, la cui formula è espressa dalla relazione:

$$K_e = K_f + \beta + MRP + y$$

K_e = costo del capitale proprio;

K_f = rendimento dei titoli (BTP) a rischio nullo;

β = coefficiente di rischiosità sistemica;

MRP = rendimento medio azionario, rendimento *risk free*;

y = premio per il rischio specifico.

Il coefficiente di rischiosità sistemica è dato dal rapporto tra la covarianza del titolo rispetto alla varianza del mercato, vale a dire, in pratica, la variazione che un titolo storicamente assume rispetto alle variazioni del mercato valutabile per i fondi di investimento immobiliare in un valore compreso tra lo 0,55 e lo 0,65.

Il premio per il rischio specifico invece si calcola col metodo proposto dal M.O.S.I. (Manuale Operativo delle Stime Immobiliari/Impiantistiche e tecnologiche dell'Agenzia delle Entrate).

Ottenuto il risparmio di energia primaria prodotta dall'impianto, per ogni intervento si eseguirà il calcolo degli anni di ammortamento, considerando che tutto il costo dell'intervento andrà totalmente finanziato da banche che incide fino al 30% dell'investimento immobiliare della piattaforma in 10 anni di media, senza toccare il capitale aziendale, destinato all'attività; poi anche valorizzato con l'analisi D.C.F.A. per ogni intervento.

3.2 La coibentazione delle strutture delle celle

Per migliorare l'isolamento termico della piattaforma frigorifera, è sufficiente aumentare lo spessore del coibente rispetto allo standard costruttivo previsto con pannelli da 200 mm già potenziati rispetto lo standard, dato che ancora oggi alcune celle commerciali usano i pannelli sandwich da 150 mm, installando pannelli da 250 mm di spessore, il maggior costo di questi pannelli è di 10 €/m² circa,

valutiamo quindi sia se tale incremento di spessore è giustificato, sia i tempi di ammortamento.

Questo incremento dello spessore di coibentazione, riduce il fabbisogno della potenza frigorigena da erogare, ma non è opportuno considerarlo nel dimensionamento dell'impianto e compressori, dato che costituisce una piccola riserva di potenza.

La sola dispersione termica dell'intera piattaforma frigorifera, è di 203.3 kWf considerando i pannelli da 200 mm di spessore che lavorano alle seguenti condizioni, possiamo eseguire un bilancio termodinamico ed ammortamento:

- temperatura interna	= -30°C
- temperatura esterna	= +40°C
- conducibilità poliuretano	= 0,032 W/m K
- trasmittanza con pannelli da 200 mm	= 0,154 W/m ² K
- trasmittanza con pannelli da 250 mm	= 0,124 W/m ² K
- superficie coibentata totale	= 26.200 m ²
- differenza dispersioni limite	= 39,54 kW
- energia anno non dispersa	= 193.000 kWh/anno

- energia primaria anno, risparmiata = 107.220 kWh elettrici
- costo energia risparmiata grazie alla coibentazione = 16,083 €/anno
- maggior costo di coibentazione in opera = 186.000 €
- tempo ammortamento totale finanziario = 15 anni
- tempo ammortamento D.C.F.A. = 12 anni.

La coibentazione si ammortizza in diversi anni di lavoro, ma dato che una piattaforma frigorifera industriale è pensata per essere efficiente per almeno 25/30 anni è opportuno incrementare la coibentazione standard normalmente usata.

Oltre al risparmio energetico, una coibentazione elevata permette di sopportare blocchi dell'impianto nel caso di manutenzioni straordinarie; una cella frigorifera così coibentata se mantenuta chiusa e non utilizzata, aumenta la temperatura interna di 5°C ogni 48 ore (senza l'uso dei compressori frigoriferi).

Questo intervento quindi, anche se ammortizzato in parecchi anni di lavoro rende la piattaforma più affidabile e sicura.

3.3 Pavimento radiante antigelo

Le celle frigorifere sono mantenute costantemente alla $T = -25^{\circ}\text{C}$ mentre durante l'ora notturna scendono a -30°C ; il pavimento delle celle è coibentato con 200 mm di polistirene alta densità, sopra il quale è gettata la cappa di cls armato da 250 mm, con doppia rete metallica e fibra di carbonio per sopportare gli 88.000/78.000 kg/m².

Nella tabella P/1 sono calcolate la trasmissione termica e le dispersioni termiche del pavimento dotato della sua coibentazione da 150 mm, rispetto al sottostante terreno e massetto con ghiaie. Nelle successive tabelle sono poi analizzate nei vari mesi dell'anno l'effetto delle condense e dell'assorbimento acqueo del terreno.

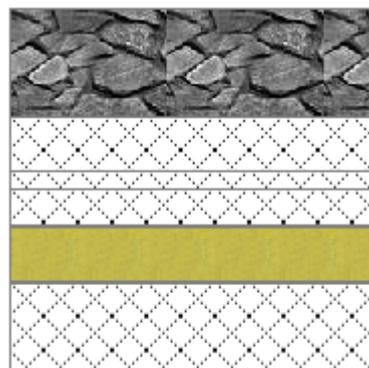
La tabella finale P/2 verifica invece per ogni strato che compone il pavimento, la temperatura che si verifica e controlla il punto di formazione del ghiaccio. Con tale tabella si calcolano anche i flussi termici dalla cella al terreno sottostante, calcolo necessario per capire quanta energia termica dobbiamo fornire al pavimento per evitare di ghiacciare.

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI EN 12831 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: PAVIMENTO ZONA CELLE

Codice: P1

Trasmittanza termica	0,141	W/m ² K
Trasmittanza controterra	0,062	W/m ² K
Spessore	1002	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	-30,0	°C
Permeanza	1,254	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	1699	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	1699	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,000	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,007	-
Sfasamento onda termica	-3,3	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,170	-	-	-
1	Ghiaia grossa senza argilla (um. 5%)	300,00	1,200	0,250	1700	0,84	5
2	C.I.S. di sabbia e ghiaia pareti esterne	150,00	2,150	0,070	2400	0,88	100
3	Sottofondo di cemento magro	50,00	0,900	0,056	1800	0,88	30
4	Caldana additivata per pannelli	100,00	1,000	0,100	1800	0,88	30
5	Barriera vapore in fogli di P.V.C.	1,00	0,160	0,006	1390	0,90	50000
6	Poliuretano espanso in fabbrica fra lamiere sigillate	150,00	0,024	6,250	40	1,30	140
7	Barriera vapore in fogli di P.V.C.	1,00	0,160	0,006	1390	0,90	50000
8	Massetto ripartitore in calcestruzzo con rete	250,00	1,490	0,168	2200	0,88	70
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,040	-	-	-

Legenda simboli

s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

Caratteristiche igrometriche dei componenti opachi secondo UNI EN ISO 13788

Descrizione della struttura: **PAVIMENTO ZONA CELLE**

Codice: **P1**

- La struttura non è soggetta a fenomeni di condensa superficiale.
 La struttura non è soggetta a fenomeni di condensa interstiziale.
 La struttura è soggetta a fenomeni di condensa interstiziale, ma la quantità è rievaporabile durante la stagione estiva.

Condizioni al contorno

Temperatura esterna fissa, pari a	13,5 °C (media annuale)
Umidità relativa esterna fissa, pari a	100,0 %
Temperatura interna nel periodo di riscaldamento	10,0 °C
Criterio per l'aumento dell'umidità interna	Classe di concentrazione del vapore (0,006 kg/m³)

Verifica criticità di condensa superficiale

Verifica condensa superficiale ($f_{RST,max} \leq f_{RST}$)	Positiva
Mese critico	marzo
Fattore di temperatura del mese critico	$f_{RST,max}$ -0,290
Fattore di temperatura del componente	f_{RST} 0,965
Umidità relativa superficiale accettabile	80 %

Verifica del rischio di condensa interstiziale (secondo UNI EN ISO 13788)

Verifica condensa interstiziale	Negativa
Quantità massima di condensa durante l'anno	M_a 16 g/m ²
Quantità di condensa ammissibile	M_{lim} 100 g/m ²
Verifica di condensa ammissibile ($M_a \leq M_{lim}$)	Positiva
Mese con massima condensa accumulata	settembre
L'evaporazione a fine stagione è	Parziale

Risultati mensili condensa superficiale ed interstiziale secondo UNI EN ISO 13788

Descrizione della struttura: *PAVIMENTO ZONA CELLE*

Codice: *P1*

RISULTATI VERIFICA DELLA CONDENZA SUPERFICIALE

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	P_{int} [Pa]	P_{est} [Pa]	θ_{acc} [°C]	P_{acc} [Pa]	f_{RSI} [-]
<i>ottobre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1672</i>	<i>1547</i>	<i>18,2</i>	<i>2090</i>	<i>-1,340</i>
<i>novembre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1524</i>	<i>1547</i>	<i>16,7</i>	<i>1904</i>	<i>-0,920</i>
<i>dicembre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1375</i>	<i>1547</i>	<i>15,1</i>	<i>1719</i>	<i>-0,463</i>
<i>gennaio</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1384</i>	<i>1547</i>	<i>15,2</i>	<i>1731</i>	<i>-0,493</i>
<i>febbraio</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1328</i>	<i>1547</i>	<i>14,6</i>	<i>1660</i>	<i>-0,308</i>
<i>marzo</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1323</i>	<i>1547</i>	<i>14,5</i>	<i>1653</i>	<i>-0,290</i>
<i>aprile</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>1418</i>	<i>1547</i>	<i>15,6</i>	<i>1772</i>	<i>-0,598</i>

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
P_{int}	Pressione dell'ambiente interno
P_{est}	Pressione dell'ambiente esterno
θ_{acc}	Temperatura minima accettabile sulla superficie interna
P_{acc}	Pressione minima accettabile sulla superficie interna
f_{RSI}	Fattore di temperatura superficiale

RISULTATI VERIFICA DELLA CONDENZA INTERSTIZIALE

Mese	θ_{int} [°C]	θ_{est} [°C]	ϕ_{int} [%]	ϕ_{est} [%]	g_c [g/m ²]	M_a [g/m ²]	Periodi	Stato
<i>ottobre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>1</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>novembre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>3</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>dicembre</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>4</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>gennaio</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>6</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>febbraio</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>7</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>marzo</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>9</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>aprile</i>	<i>10,0</i>	<i>13,5</i>	<i>100</i>	<i>100</i>	<i>1,5</i>	<i>10</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>maggio</i>	<i>18,0</i>	<i>13,5</i>	<i>74</i>	<i>100</i>	<i>-2,7</i>	<i>8</i>	<i>16</i>	<i>Essiccazione</i>
<i>giugno</i>	<i>22,4</i>	<i>13,5</i>	<i>76</i>	<i>100</i>	<i>2,4</i>	<i>10</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>luglio</i>	<i>24,1</i>	<i>13,5</i>	<i>70</i>	<i>100</i>	<i>2,7</i>	<i>13</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>agosto</i>	<i>22,9</i>	<i>13,5</i>	<i>74</i>	<i>100</i>	<i>2,5</i>	<i>15</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>
<i>settembre</i>	<i>18,9</i>	<i>13,5</i>	<i>76</i>	<i>100</i>	<i>0,4</i>	<i>16</i>	<i>1</i>	<i>Condensa</i>

Legenda simboli

θ_{int}	Temperatura dell'ambiente interno
θ_{est}	Temperatura dell'ambiente esterno
ϕ_{int}	Umidità relativa dell'ambiente interno
ϕ_{est}	Umidità relativa dell'ambiente esterno
g_c	Flusso di vapore condensato
M_a	Quantità di condensa accumulata
Periodi	Periodi del mese

Distribuzione delle temperature e delle pressioni nella struttura

Descrizione della struttura: PAVIMENTO ZONA CELLE

Codice: P1

DISTRIBUZIONE DELLA TEMPERATURA NELLA STRUTTURA [°C]

Strato	Ott	Nov	Dic	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set
Amb.	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	18,0	22,4	24,1	22,9	18,9
Int.	10,1	10,1	10,1	10,1	10,1	10,1	10,1	17,8	22,1	23,7	22,6	18,7
1	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	10,2	17,7	21,8	23,4	22,2	18,5
2	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	17,6	21,7	23,3	22,2	18,5
3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	10,3	17,6	21,6	23,2	22,1	18,4
4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	17,5	21,5	23,0	22,0	18,4
5	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	10,4	17,5	21,5	23,0	21,9	18,4
6	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,6	13,8	13,8	13,8	13,7
7	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,6	13,8	13,8	13,8	13,7
8	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,6	13,6	13,6	13,5
Est.	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5	13,5

Valori sul lato esterno dello strato; Amb.=ambiente interno; Int.=a valle dello strato liminare interno; Est.=ambiente esterno

DISTRIBUZIONE DELLA PRESSIONE PARZIALE DEL VAPORE NELLA STRUTTURA [Pa]

Strato	Ott	Nov	Dic	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set
Amb.	1227	1227	1227	1227	1227	1227	1227	1524	2045	2106	2061	1654
Int.	1227	1227	1227	1227	1227	1227	1227	1524	2045	2106	2061	1654
1	1228	1228	1228	1228	1228	1228	1228	1534	2037	2097	2053	1652
2	1234	1234	1234	1234	1234	1234	1234	1635	1960	2011	1974	1637
3	1235	1235	1235	1235	1235	1235	1235	1645	1953	2003	1966	1636
4	1236	1236	1236	1236	1236	1236	1236	1666	1937	1986	1950	1633
5	1257	1257	1257	1257	1257	1257	1257	2004	1682	1700	1687	1584
6	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1325	1561	1574	1580	1576	1564
7	1488	1488	1488	1488	1488	1488	1488	1551	1554	1556	1555	1552
8	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1547	1547	1547	1547	1547
Est.	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1547	1547	1547	1547	1547

Valori sul lato esterno dello strato; Amb.=ambiente interno; Int.=a valle dello strato liminare interno; Est.=ambiente esterno

DISTRIBUZIONE DELLA PRESSIONE DI SATURAZIONE NELLA STRUTTURA [Pa]

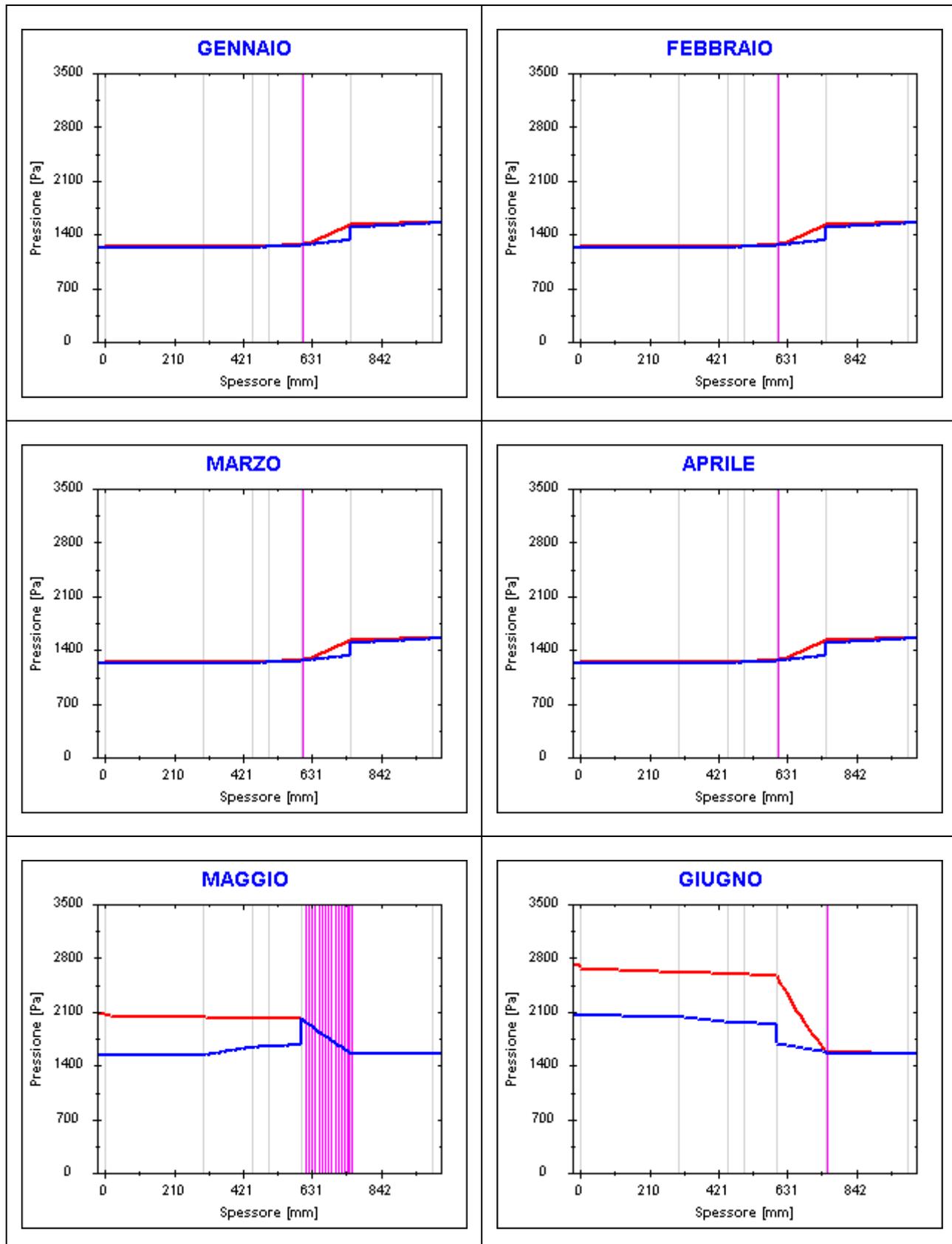
Strato	Ott	Nov	Dic	Gen	Feb	Mar	Apr	Mag	Giu	Lug	Ago	Set
Amb.	1227	1227	1227	1227	1227	1227	1227	2063	2708	3000	2791	2182
Int.	1237	1237	1237	1237	1237	1237	1237	2043	2657	2935	2736	2157
1	1248	1248	1248	1248	1248	1248	1248	2023	2608	2870	2683	2132
2	1250	1250	1250	1250	1250	1250	1250	2017	2594	2852	2668	2125
3	1253	1253	1253	1253	1253	1253	1253	2013	2583	2838	2656	2119
4	1257	1257	1257	1257	1257	1257	1257	2005	2564	2813	2635	2110
5	1257	1257	1257	1257	1257	1257	1257	2004	2562	2812	2634	2109
6	1537	1537	1537	1537	1537	1537	1537	1561	1574	1580	1576	1564
7	1537	1537	1537	1537	1537	1537	1537	1561	1574	1579	1575	1563
8	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1545	1550	1552	1553	1553	1550
Est.	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547	1547

Valori sul lato esterno dello strato; Amb.=ambiente interno; Int.=a valle dello strato liminare interno; Est.=ambiente esterno

Grafici mensili delle pressioni parziali e di saturazione del vapore

Descrizione della struttura: **PAVIMENTO ZONA CELLE**

Codice: **P1**



(P/2) VERIFICA TERMOIGROMETRICA ELEMENTO PIANO OPACO, FABBISOGNI TERMICI

DATI INGRESSO

Temperatura interna T _i (°C)	-30.00	Umidità relativa interna (%)	80%
Temperatura esterna T _e (°C)	0.00	Umidità relativa esterna (%)	75%
Salto termico DT(°C)	-30.00		

Pressione di saturazione del vapore d'acqua alla T _i (mmHg)	0.38	Pressione parziale del vapore d'acqua interno (mmHg)	0.30
Pressione di saturazione del vapore d'acqua alla T _e (mmHg)	4.58	Pressione parziale del vapore d'acqua esterno (mmHg)	3.44
		Salto di pressione DP(mmHg)	-3.13

www.scienzalibera.it

Prof. Vito Antonio Mininni

Note per la utilizzazione del foglio excel:

I campi in bianco sono editabili e servono per la immissione dei dati

I campi con lo sfondo colorato non sono editabili e contengono i risultati frutto del calcolo automatico

Superficie dell'elemento disperdente (m ²)	11000.00
Superficie utile unità in analisi (netta calpestabile) (m ²)	11000.00
Inizio periodo di riscaldamento	15-nov
Fine periodo di riscaldamento	15-nov
Giorni periodo di riscaldamento	365

CALCOLO

Num. Ord.	Descrizione	Spessore s (cm)	Conducibilità termica l (W/(mK))	Adduttanza a (W/(m²K))	Coefficiente di resistenza al vapore m	Resistenza termica ((m²K)/W)	Salto termico (°C)	Temperatura superficiale (°C)	Resistenza al vapore ((m²mmHg)/(g/h))	Salto di pressione (mmHg)	Pressione parziale superficiale (mmHg)	Pressione di saturazione (mmHg)	Umidità relativa (%)
											0.30	0.38	80%
1	strato d'aria interno	2.000		7	1.0	0.143	-0.45	-29.55	0.222	0.00	0.30	0.39	77%
2		0.000	0.0000		0.0	0.000	0.00	-29.55	0.000	0.00	0.30	0.39	77%
3		0.000	0.0000		0.0	0.000	0.00	-29.55	0.000	0.00	0.30	0.39	77%
4		0.000	0.0000		0.0	0.000	0.00	-29.55	0.000	0.00	0.30	0.39	77%
5		0.000	0.0000		0.0	0.000	0.00	-29.55	0.000	0.00	0.30	0.39	77%
6	Massetto ripartitore in calcestruzzo con	25.000	1.4900		70.0	0.168	-0.52	-29.03	194.444	-0.72	1.02	0.41	247%
7	Barriera vapore in fogli di P.V.C.	0.010	0.1600		50'000.0	0.001	0.00	-29.03	55.556	-0.20	1.22	0.41	296%
8	Poliuretano espanso in fabbrica fra lam	20.000	0.0240		140.0	8.333	-25.99	-3.04	311.111	-1.15	2.37	3.66	65%
9	Barriera vapore in fogli di P.V.C.	0.010	0.1600		50'000.0	0.001	0.00	-3.04	55.556	-0.20	2.57	3.66	70%
10	Caldana additivata per pannelli	10.000	1.0000		30.0	0.100	-0.31	-2.73	33.333	-0.12	2.70	3.75	72%
11	Sottofondo di cemento magro	5.000	0.9000		30.0	0.056	-0.17	-2.56	16.667	-0.06	2.76	3.79	73%
12	C.I.s. di sabbia e ghiaia pareti esterne	15.000	2.1500		100.0	0.070	-0.22	-2.34	166.667	-0.61	3.37	3.86	87%
13	Ghiaia grossa senza argilla (um. 5%)	30.000	1.2000		5.0	0.250	-0.78	-1.56	16.667	-0.06	3.43	4.09	84%
14	strato d'aria esterno	2.000		2	1.0	0.500	-1.56	0.00	0.222	0.00	3.44	4.58	75%

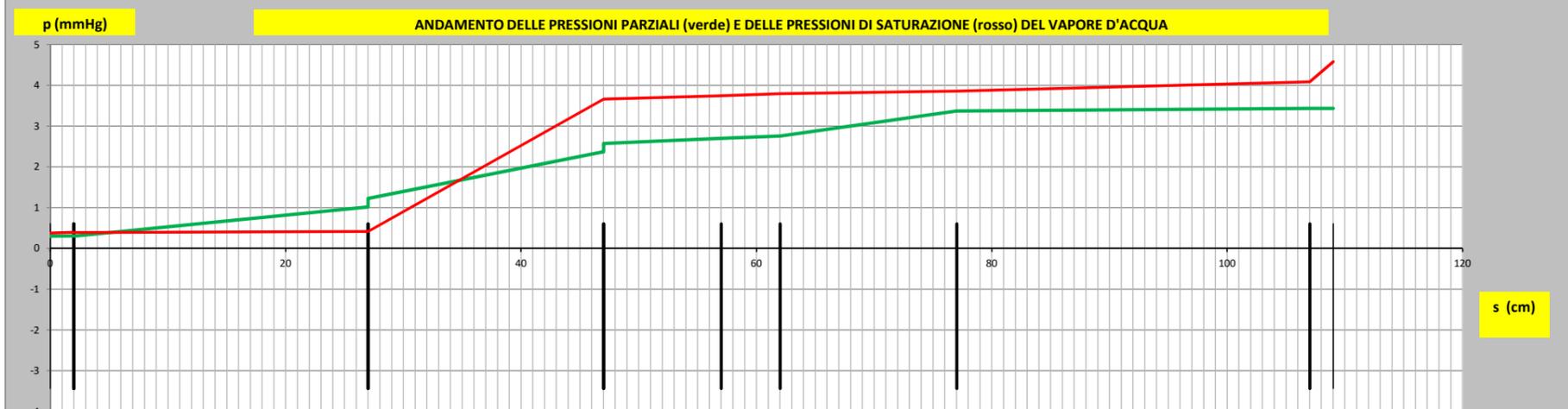
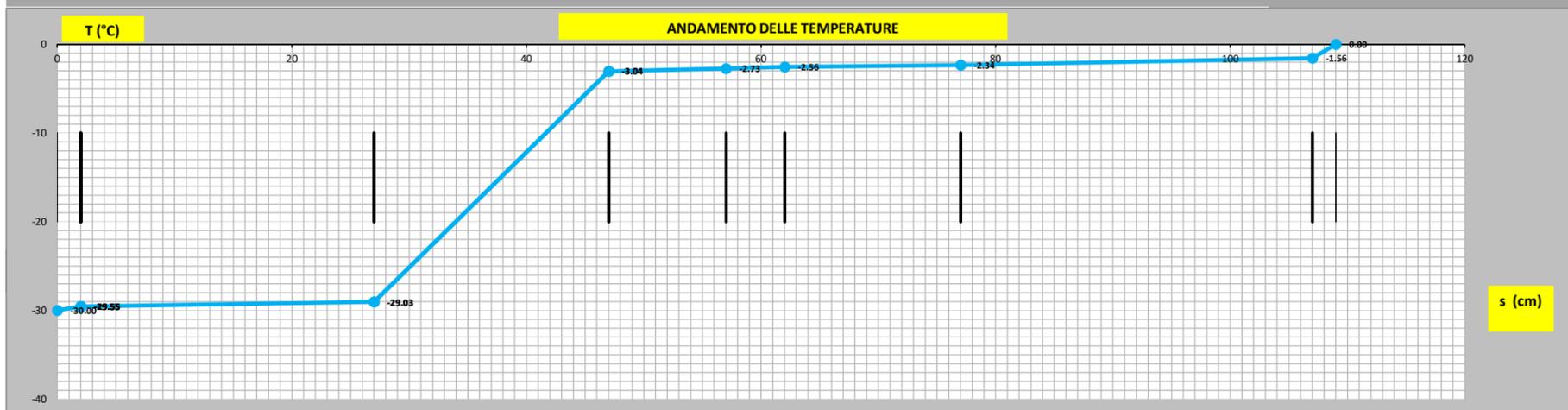
Spessore totale pacchetto materiali (cm)	105.0
Spessore totale analisi del fenomeno (cm)	109.0

Resistenza termica totale elemento ((m²K)/W)	9.621
Trasmittanza termica totale elemento (W/(m²K))	0.104

Potenza termica trasmessa dall'elemento (W)	-34'302
Energia termica trasmessa durante il periodo di riscaldamento dall'elemento (KWh/anno)	-300482
Contributo all'indice di prestazione per la climatizzazione invernale (KWh/(m²·anno))	-27.32

Resistenza al vapore totale elemento ((m²mmHg)/(g/h))	850.444
-------------------------------------------------------	---------

Portata di vapore trasmessa dall'elemento (g/h)	-40.54
Massa di vapore trasmessa durante il periodo di riscaldamento dall'elemento (Kg/anno)	-355.10



Il pavimento anche se coibentato ghiaccia sollevandosi a causa dell'umidità del terreno sottostante, si deve quindi calcolare la trasmittanza del pavimento e il fabbisogno termico da impegnare per evitare il ghiaccio.

Con queste caratteristiche costruttive il pavimento cella ha una dispersione verso il terreno di $4,8 \text{ W/m}^2$, valore prudenzialmente incrementato generando condvezione con le derrate, e che porta il terreno sottostante a ghiacciare, con il conseguente sollevamento del pavimento e inevitabile rottura.

Le tecniche usate per riscaldare il pavimento ed evitare il gelo, consistono nell'immettere nel pavimento aria esterna calda, rispetto ai -25°C della cella, in modo che il terreno più caldo e umido non ghiacci.

Le soluzioni per questa immissione di aria sono:

A_ tubi circolari $\varnothing 15/20$ cm ventilati alle estremità meccanicamente e naturalmente, posati sotto la coibentazione;

B_ sistemi di tipo Igloo di PVC rialzato, ventilato alle estremità naturalmente o meccanicamente, posati sotto la coibentazione;

C_ riscaldare il pavimento che è a contatto con il terreno per fornire =
7 W/m², con sistemi a pavimento radiante.

I tre sistemi hanno un analogo costo di costruzione, il sistema A/B consuma energia elettrica durante i mesi freddi (invernali) e l'energia che viene utilizzata nei ventilatori impegnati nella movimentazione dell'aria esterna usata per riscaldare il pavimento, nel nostro caso è:

- dispersione = 4,80 W/m²
- superficie netta = 11.000 m²
- 8 ventilatori di potenza ognuno pari a = 2,5 kW
- lavoro = 560,0 ore/anno

$$\underline{\text{Consumo elettrico} = 560 \times 2,5 \times 0,8 \times 8} \quad = 8.960 \text{ kWh/anno}$$

$$\underline{\text{(C}_1\text{) Costo energia elettrica} = 8960 \times 0,15} \quad = 1.344 \text{ €/anno}$$

La soluzione che ora si analizza prevede di realizzare un pavimento radiante con tubi PEDC-HD da Ø 25x3 mm stesi nel sottofondo dove viene posata la coibentazione, facendo circolare acqua con antigelo al 40% riscaldata dai recuperatori che raffreddano l'olio caldo prodotto dai compressori a vite (calore gratuito).

Questi compressori producono infatti olio caldo alla $T = 50/45^{\circ}\text{C}$ da raffreddare costantemente, e per questo scopo si usa l'acqua glicolata, inoltre producono acqua calda a una $T = 35/40^{\circ}\text{C}$.

Useremo parte di questo calore totalmente gratuito per riscaldare l'acqua del pavimento radiante.

- recupero termico di ogni compressore a $T = 35/40^{\circ}\text{C}$	= 110 kW
- fabbisogno termico pavimento	= 52,8 kW
- compressori in funzione	= 2
- potenza pompa circolazione	= 4,0 kW
<u>Consumo/anno pompa di circolazione</u>	<u>= 35.067 kWh/anno</u>
<u>(C₂) costo energia elettrica</u>	<u>= 5.256,0 €</u>

Da una prima analisi, il pavimento radiante produce una perdita economica:

- perdita energia = $35.067 - 8960$	= 26.107 kWh
-------------------------------------	--------------

Nella realtà, l'olio compressore va in ogni caso raffreddato, di conseguenza si deve utilizzare acqua nel condensatore evaporativo e ventilatori in moto da smaltire il calore dell'olio con il conseguente bilancio energetico:

- pompa di circolazione e ventilatori olio/acqua = 4,88 kW
- spurgo condensazione pari al 60% evaporazione
- costo acqua terra e prodotti = 2,5 €/m³
- consumi evaporazione acqua = 180 l

$$\underline{\text{Consumi m}^3/\text{anno acqua} = 3060 \times 0,18 \times 1,60 = 881 \text{ m}^3/\text{anno}}$$

$$\underline{\text{Consumo elettrico} = 4,88 \times 3060 = 14.930 \text{ kW/anno}}$$

$$\underline{\text{(C}_3\text{) costo acqua/anno} = 881 \times 2,50 = 2.202 \text{ €/anno}}$$

$$\underline{\text{(C}_4\text{) costo pompa/anno} = 14.930 \times 0,15 = 2.240 \text{ €/anno}}$$

Eseguendo un bilancio economico fra le soluzioni con pavimento radiante ed il tradizionale sistema di ventilazione meccanica e naturale si ottiene:

1) Soluzione A/B costi:

$$= C_1 + C_3 + C_4 = 1.344 + 2.202 + 2.240 = 5.786 \text{ €/anno}$$

2) Soluzione C pavimento radiante è analoga ad A = B:

$$= C_2 = 5.256 \text{ €/anno.}$$

Il pavimento radiante oppure il tradizionale sistema di riscaldamento pavimento tipo A/B hanno quasi lo stesso costo energetico, unico vantaggio del pavimento è la garanzia di una buona distribuzione

termica e costante diffusione, mentre il sistema ad aria crea spesso delle correnti preferenziali che non riscaldano correttamente il pavimento permettendo in alcuni punti la formazione di ghiaccio sollevandolo. Per questo si realizza il sistema radiante.

3.4 Recupero acqua di sbrinamento aeroevaporatori, metodi di sbrinamento e bilancio energetico

L'impianto attuale prevede degli aeroevaporatori ad espulsione diretta, installati direttamente nelle celle B.T. e due nell'avanticella carico e scarico T.N. e vano filtro T.N. di pressurizzazione con le seguenti superfici di scambio termico:

n. 3 T.N. ciascuno da 270 m² di superficie termica;

n. 4 B.T. ciascuno da 1080 m² di superficie termica;

n. 14B.T. ciascuno da 268 m² di superficie termica;

Totale Superficie = 8.882 m² di batterie di scambio.

Le condizioni termo igrometriche nella piattaforma sono:

- T.N. avanti cella carico scarico: T= 0°C 90%, U.R. = 70% e 0,003395 kg/kg aria;

- Celle B.T.: $T = -25^{\circ}\text{C}$, U.R. = 70% e 0,000347 kg/kg aria.

Si considera per la piattaforma frigorifera, che opera con un lavoro giornaliero di 16 ore/giorno e ha un ingresso di aria calcolato mediante una formula statistica che prevede l'apertura delle celle di 10÷16 volte/giorno, un ingresso di aria di 3.000 m³/h totali per ogni cella. Con queste ipotesi, considerando l'aria esterna a $T = 25^{\circ}\text{C}$ ed U.R. = 70%, quindi con 14 g/kg di acqua, si ottiene:

quantità di ghiaccio = $[3.000 \times 1,25 \times (0,014 - 0,000347)] = 51,2 \text{ kg/h}$
max.

Pertanto si ottiene una produzione giornaliera di
quantità di ghiaccio = 9.180 kg/giorno celle (distribuite per la media di tutte le celle $P = 918,0 \text{ kg}$).

calore latente fusione ghiaccio = 92,6 W/kg

potenza per la fusione = $(918 \times 92,6) / 1.000 = 85 \text{ kWh/g}$.

Con un'altra tecnica si calcola invece il volume di ghiaccio prodotto nelle batterie, dato che si deve attivare lo sbrinamento, quando il ghiaccio raggiunge almeno 0,10 mm di spessore prima dello sbrinamento dell'aeroevaporatore:

$$\text{Volume/giorno} = (8.882 \text{ m}^2/1000) \times 0,1 = 0,8882 \text{ m}^3/\text{giorno}$$

pari a 2 sbrinamenti/giorno

$$\text{peso specifico ghiaccio} = 0,999 \text{ kg/l}$$

$$\text{peso ghiaccio} = 2 \times 0,882 \times 999 = 1.775 \text{ kg/gg}$$

potenza per sciogliere il ghiaccio:

$$P_2 = (1.775 \times 92,6) / 1.000 = 164,32 \text{ kWh/giorno}$$

Con le due tecniche di calcolo otteniamo risultati diversi dato che le condizioni di apertura delle porte della cella sono notevolmente variabili, ma l'esperienza ci porta a confermare i due sbrinamenti al giorno, valutando così con una precisione significativa ai fini delle quantità di ghiaccio da sbrinare.

L'aria spirata dalle celle che si raffreddano, non può provenire dall'esterno ma deve arrivare dall'avanticella dove è già deumidificata e raffreddata.

Questo ovviamente funziona se l'avanticella è trattata aeraulicamente con un deumidificatore a sale che toglie l'umidità contenuta nell'aria ed immette in ambiente, almeno:

$$\text{Volume/h} = (3.000/8) \times 1,20 = 450 \text{ kg/h}$$

di aria in cella

L'aria mancante per compensare la messa a vuoto durante la chiusura delle celle nelle ore notturne, sarà fornita dalle valvole di compensazione opportunamente calcolate, che aspireranno sempre dall'avanticella.

Per lo sbrinamento dei pacchi evaporanti dobbiamo impegnare una potenza molto importante, dato che dobbiamo prima riscaldare il pacco di scambio termico metallico e poi sciogliere il ghiaccio.

Per ottenere questo risultato ci sono tre tecniche costruttive:

- 1) con resistenze elettriche da 40/60 kW per il pacco;
- 2) con scambiatore a flusso incrociato, con iniezione di glicole caldo nel quale far circolare acqua calda;
- 3) con gas caldo ottenuto inviando l'ammoniaca nella batteria.

La soluzione (1) è costruttivamente la più economica e rapida, pesa però nell'economia di gestione della piattaforma frigorifera, mentre le soluzioni (2) e (3) non richiedono energia esterna da aggiungere al bilancio energetico dell'impianto dato che utilizzano l'energia termica di recupero del raffreddamento dell'olio o di condensazione del gas caldo.

Per le tre soluzioni l'energia frigorifera da produrre dopo lo sbrinamento è uguale, mentre per la (1) dobbiamo assorbire energia primaria elettrica totalmente sprecata, con un costo anno di:

fabbisogno termico per il ghiaccio = 85,0 kWh/gg

fabbisogno termico per gli scambiatori = 105,0 kWh/gg

x due sbrinamenti (da -30 a +5°C almeno)

Totale = 295 kWh/gg

Consumo/anno energia = 295 x 365 x 0,8 = 86.140 kWh

Costo anno energia = 86.140 x 0,15 = 12.921 €/anno

(N.B. = nel calcolo abbiamo considerato di sbrinare ogni giorno per almeno due volte).

L'impianto a glicole caldo oppure a gas caldo ha un costo di realizzazione di circa 86.000,00 € totali, di conseguenza si ammortizza in:

Ammortamento finanziario = (1,3x86.000) / 12.921 = 8,65 anni, mentre

il D.C.F.A. = 7,2 anni.

L'acqua di sbrinamento oltre ad essere alla temperatura di 4÷3°C è distillata e di ottima qualità per il condensatore evaporativo, di

conseguenza alla vasca va acqua piovana senza alcun trattamento chimico:

$$\text{Volume/anno acqua} = (887 \times 0,8 \times 365) / 999 = 260 \text{ m}^3/\text{anno}.$$

Il costo per costruire tale applicazione si traduce in poche migliaia di euro, dato che in ogni caso serve una rete raccolta condensa alla quale basta aggiungere la tubazione di scarico alla vasca acqua.

La soluzione a gas caldo è quindi economicamente più interessante, riscalda gradualmente il pacco evaporante e produce poco vapore nella cella; nel nostro caso il vapore prodotto in cella è pressoché nullo dato che gli aereoevaporatori sono dotati in mandata di apposite serrande che chiudono la circolazione naturale, provocata dal riscaldamento della batteria

3.5 Recupero acqua piovana

L'impianto frigorifero oltre a consumare molta energia primaria elettrica, consuma molta acqua per raffreddare e far funzionare il condensatore evaporativo necessario per smaltire il calore di condensazione.

L'acqua ha un costo molto elevato dato che deve essere trattata chimicamente, vanno poi puliti gli scambiatori del condensatore evaporativo, sporcati dal calcare, alghe, sporcizia ed eseguiti trattamenti periodici con acidi; l'acqua fornita dagli acquedotti oltre i 400 m³ ha un costo elevato di fornitura ed il canone di depurazione.

Consumo/anno di acqua nel condensatore evaporativo:

$$= [(1200/1,8 + 1200) / (0,580 \times 1000)] \times 2060 \times 1,6 = 10.607 \text{ m}^3/\text{anno}.$$

Costo anno acqua e relativi trattamenti chimici:

$$= 10.607 \times 2,5 = 26.520 \text{ €/anno}.$$

La piovosità annuale nel Veneto raggiunge al m² i 1,17 mm di acqua piovana, perfettamente utilizzabile, distillata e pulita, esclusa l'acqua di prima pioggia, che per i primi 6 minuti almeno contiene polveri ed inquinanti, di conseguenza se immessa nel condensatore evaporativo permette di pulire gli scambiatori e le reti idrauliche.

Il tetto della piattaforma è di circa 11.000 m² di superficie, di conseguenza nel Veneto possiamo ottenere da questa superficie un volume di acqua:

$$Q_1 = 11.000 \times 1,17 = 12.870 \text{ m}^3/\text{anno}.$$

Nella realtà l'acqua di prima pioggia deve essere smaltita per scaricare le polveri ed altre sostanze che si accumulano nel tetto.

L'acqua di prima pioggia è stimata nel 10% del totale, di conseguenza la quantità utilizzabile è:

$$Q_2 = 12.870 \times 0,9 = 11.583 \text{ m}^3.$$

Allo scopo di accumulare l'acqua piovana realizziamo una vasca da 550,0 m³, vasca interrata completa di pompe di pressurizzazione e sistema di scarico automatico dell'acqua di prima pioggia, del costo complessivo di 130.000 €.

Nella fase estiva il consumo di acqua varia dai 60÷54 m³/gg di conseguenza svuotiamo la vasca in 9÷10 giorni.

Analizzando la legge di possibilità pluviometrica alla Regione del Veneto, possiamo vedere che si riesce a recuperare il 60% dell'acqua piovana ottenendo un recupero di:

$$Q_3 = 11.580 \times 0,60 = 6.948 \text{ m}^3/\text{anno}.$$

Da cui si può calcolare:

$$\text{Risparmio economico per l'acqua/anno} = 6.948 \times 2,5 = 17.370 \text{ €/anno}$$

Ammortamento finanziario = $(1,30 \times 130) / 17,37 = 9,75$ anni con un D.C.F.A. = 7,8 anni.

Oltre al vantaggio economico ed al risparmio di un bene prezioso come l'acqua, da dedicare all'uso umano e non agli impianti e macchine, la rete idraulica, gli scambiatori e ugelli del condensatore evaporativo rimangono in perfetto stato di pulizia, grazie all'acqua piovana che è distillata, non riducendo così l'efficienza della macchina e delle pompe della rete idraulica.

3.6 Motori con inverter 15/60 Hz

Le attuali macchine installate, con tre compressori a vite Howden (maschio e femmina) con motore elettrico due poli 2.850 r.p.m. Siemens hanno un assorbimento medio misurato di 660 kW elettrici per i due compressori funzionanti alle condizioni nominali, funzionando con avviamento stella triangolo; per produrre tutto il carico frigorifero.

L'assorbimento medio rilevato scende a 627 kW quando i motori sono controllati da inverter da 30 Hz a 50 Hz.

Il risparmio anno nominale diventa quindi:

$$Q_t = 3060 \times 33 = 100.980 \text{ kWh/anno}$$

$$\underline{\text{Costo energia} = 100.980 \times 0,15 = 15.147 \text{ €/anno.}}$$

Due inverter di tale potenza hanno un costo 110.000 € installati e relativo PLC di gestione di conseguenza l'ammortamento è:

$$\underline{\text{Ammortamento finanziario} = (1,3 \times 110.000) / 15.147 = 9,4 \text{ anni con un}}$$

$$\underline{\text{D.C.F.A.} = 7,55 \text{ anni.}}$$

Nella realtà l'efficienza aumenta grazie alla continua modulazione fra potenza assorbita dei compressori ed potenza erogata, inoltre si allunga la durata delle viti e dei cuscinetti che lavorano a bassi giri, gli inverter lavorando a 60 Hz aumentano la potenza frigorifera del 20% se necessario, di conseguenza possono essere utilizzati per funzionamenti di emergenza a causa dell'inserimento di maggior quantità di derrate o con derrate non perfettamente raffreddate.

3.7 Sovradimensionamento aroevaporatori

Normalmente gli aroevaporatori vengono dimensionati con un gradiente di 3°C fra la temperatura dell'aria cella e l'aria in uscita della macchina mentre l'espansione secca all'interno dell'evaporatore ha una

temperatura minore di 3,5 °C rispetto alla temperatura dell'aria che esce dall'aeroevaporatore comprendendo anche un leggero surriscaldamento.

Una tecnica di risparmio energetico è di ridurre il gradiente aria/gas frigorifero di 1,5 °C almeno in modo da aumentare la temperatura di espansione e ridurre il lavoro di compressione.

Fermo restando l'effetto frigorifero $-h_2+h_3$ (vedi fig/011) "alzare" la temperatura di evaporazione nel ciclo frigorifero di Carnot di 1,5°C, riduce il lavoro del compressore h_4-h_3 , di conseguenza avremmo un aumento della pressione di evaporazione, riducendo così il lavoro del compressore con minor assorbimento elettrico:

$$\Delta h = \text{compressore } h_4-h_3 = 436 - 332 = 104 \text{ W/kg}$$

Potenza assorbita = $(104 \times 3.960) / 1000 = 412,0 \text{ kW}$ con espansione a temperatura più alta.

Con un risparmio di 18 kW elettrici nel funzionamento dei compressori, per un totale di (funzionamento al 70%):

$$\underline{\text{Risparmio energia} = 18 \times 3060 \times 0,7 = 38.556 \text{ kWh/anno};}$$

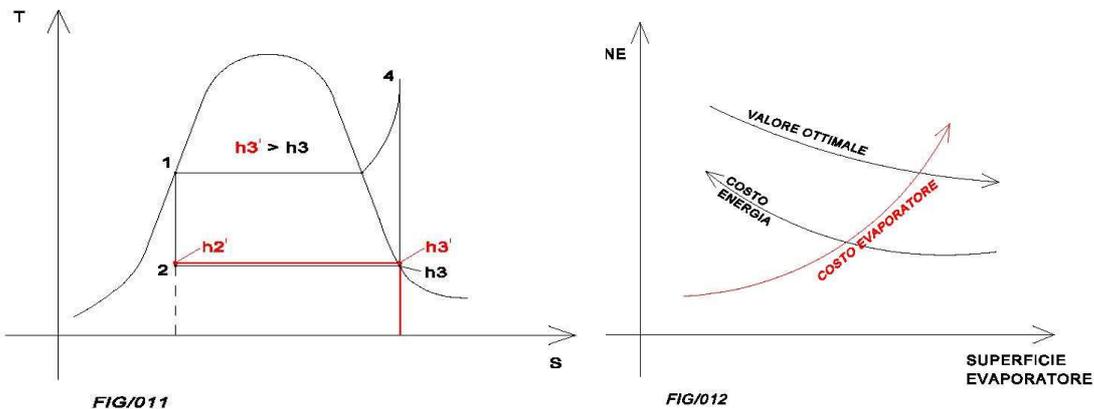
$$\underline{\text{Costo anno} = 38.556 \times 0,15 = 5.783 \text{ €/anno.}}$$

Il maggior costo degli aereoevaporatori è di complessivi 44.000 €.

Ammortamento finanziario = $(1,3 \times 44.000)/5.783 = 9,90$ anni (grafico

Fig./012 che evidenzia le curve tecniche/economiche) con D.C.F.A =

7,98 anni.



Questo incremento dei costi ha come conseguenza un ammortamento ancora interessante, soprattutto per la possibilità di ottenere un importante incremento della potenza frigorifera in cella se necessario, disponendo di una maggiore superficie di scambio termico e di ridurre lo spessore del ghiaccio da sbrinare, situazioni utili nei momenti dell'arrivo di derrate non perfettamente raffreddate, oppure per quantità non preventivate.

3.8 Recupero acqua calda compressori

I compressori a vite hanno bisogno di funzionare iniettando olio nelle tenute e nelle viti, per ottenere la voluta lubrificazione e tenuta meccanica delle viti.

L'attività e le spinte del sistema meccanico producono un importante riscaldamento dell'olio, che va raffreddato.

Questi compressori producono fino a 110 kW termici per ognuno alla temperatura di 30/35°C, calore in parte già investito nel pavimento radiante:

calore disponibile = $(110 \times 2 - 53 \text{ pavimento}) = 167 \text{ kW utile}$.

Questo calore viene utilizzato in parte per il riscaldamento dei 250 m² di uffici e in parte per la zona caricabatterie, così facendo si permette di allungare la durata di utilizzo delle batterie dei muletti e transpallet e di caricarli più rapidamente e con maggiore capienza se l'ambiente è almeno alla temperatura di 18/20°C:

- fabbisogno uffici con pavimento radiante	= 25 kW
- fabbisogno termo ventilante caricabatterie	= 45 kW
	<hr/>
Totale	= 70 kW

- giorni equivalenti riscaldamento = 94
- gradi giorni della zona = 2.340
- risparmio annuo = $94 \times 70 \times 16$ = 105.280 kWh/anno

Questa potenza termica è ottenibile utilizzando per norma D.L. 28/2011 con una pompa di calore aria/acqua con COP almeno di = 3,48 di conseguenza il risparmio di energia elettrica primaria annua rispetto al sistema di recupero è di:

Consumo energia elettrica = $105.280 / 3,48$ = 30.252 kW;

Risparmio energia = $30.252 \times 0,15$ = 4.538 €.

L'impianto di recupero acqua calda ha un costo modesto, già impegnato in parte per produrre acqua calda anche per il pavimento radiante, per tale impianto il costo è di 15.000 € circa.

Ammortamento finanziario = $(1,3 \times 15.000) / 4.538 = 4,29$ anni pari ad un

D.C.F.A. = 3,44 anni.

3.9 Verifica efficienza con ottimizzatore intermedio

Per svolgere una corretta analisi energetica, indipendente dal prodotto che si utilizza per il compressore (tra i vari modelli si possono

citare Mycom, Kobelco, Bitzer, Sabroe, Howden, ecc.) il costruttore deve eseguire delle analisi teoriche con cicli perfetti non disturbati e/o modificati dal tipo di macchine e componenti che si utilizzano, valutando l'efficienza del sistema proposto.

Nel nostro caso l'analisi ha considerato se un sistema con scambiatore rigenerativo, produca un'efficienza frigorifera superiore ad una macchina priva del recuperatore. Tutte le grandi centrali frigorifere installano come standard costruttivo questi scambiatori rigenerativi, che in teoria migliorano l'efficienza e proteggono il compressore da ritorni di liquido, che possono rompere il compressore.

Per l'analisi riportiamo le condizioni di lavoro dell'impianto progettato:

- temperatura condensazione $T_1 = 30^\circ\text{C}$;
- temperatura acqua $T_2 = 27^\circ\text{C}$;
- temperatura di evaporazione $T_3 = -31^\circ\text{C}$;
- gas frigorifero ammoniaca anidra NH_3 .

Con questi parametri, prima per una macchina standard (priva dell'ottimizzatore) e poi con un secondo calcolo con l'ottimizzatore, determiniamo:

- i valori di efficienza finale;
- l'effetto utile teorico del ciclo frigorifero, con lo scambiatore rigenerativo intermedio.

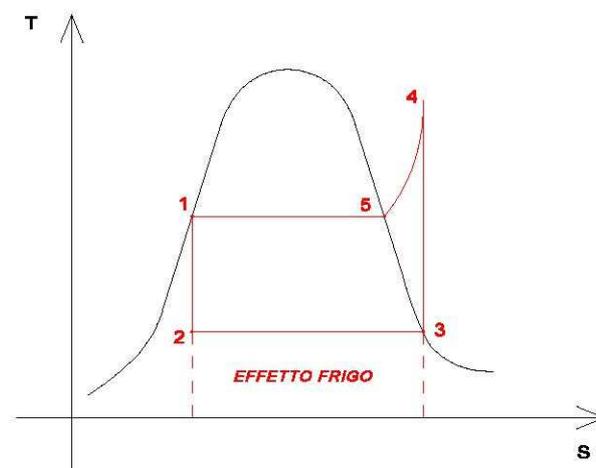
Supponendo che non ci sia sottoraffreddamento dell'uscita del condensatore, né surriscaldamento del gas aspirato, con compressione isoentropica, valutiamo anche il rendimento energetico con riferimento alla temperatura ambiente.

Ottenuti questi risultati ipotizziamo l'inserimento dello scambiatore rigenerativo e confrontiamo i due risultati.

Questi risultati sono ovviamente teorici, vanno quindi ridotti per i minori rendimenti che le varie macchine e componenti generano, ma per il confronto per capire l'efficienza dei due sistemi non servono. Sono però significativi dato che qualsiasi componente venga installato, il risultato è proporzionalmente significativo e utile per pilotare l'architettura dell'impianto.

L'uso di macchine e scambiatori con diverse efficienze potrà condizionare il risultato energetico finale reale, avvicinandosi però al calcolo teorico che ci permette quindi di definire il criterio costruttivo dell'impianto.

Il calcolo sotto riportato dimostra che il coefficiente dell'effetto utile dell'impianto, tradizionale e con semplice espansione senza recuperatore, ha un valore alle condizioni di progetto: $\alpha = 3,12$ (Fig./013). Con lo scambiatore rigenerativo scende invece a: $\alpha = 2,92$ (Fig./014), dimostrando che non serve questa tecnologia, normalmente utilizzata a qualsiasi condizione: lo scambiatore va installato per altre condizioni di lavoro, ma non per questo impianto con tali condizioni di lavoro.



FIG/013

I dati a disposizione permettono di tracciare il ciclo nel diagramma (T,s) (Fig./013).

Si determinano quindi i seguenti valori per le entalpie specifiche:

$$h_1 = h_2 = 41 \text{ W/kg}$$

$$h_3 = 344 \text{ W/kg}$$

$$h_4 = 441 \text{ W/kg}$$

$$h_5 = 358 \text{ W/kg}$$

L'effetto frigorifero, definito come la quantità di calore assorbita all'evaporatore da ogni unità di massa di fluido frigorifero, è:

$$Q_0 = h_3 - h_2 = 344 - 41 = 303 \text{ W/kg}$$

Il valore specifico di compressione vale:

$$L_c = h_4 - h_3 = 441 - 344 = 97 \text{ W/kg}$$

Quindi il coefficiente di effetto utile è:

$$\alpha = Q_0/L_c = 303/97 = 3,12$$

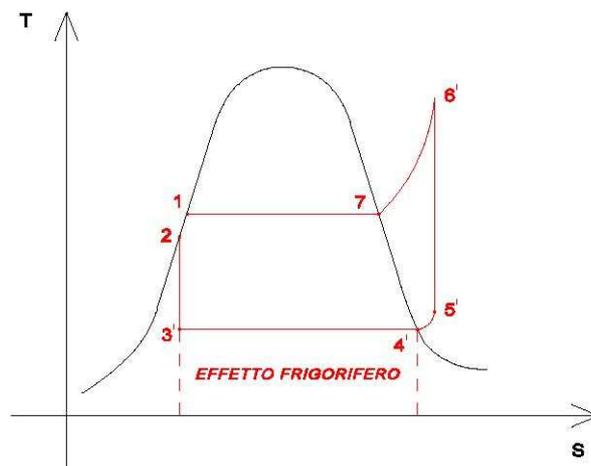
Il rendimento exergetico del ciclo è:

$$n_{ex} = - Q_0 (1 - T_1/T_3)/L_c = -303 (1-303/242) / 97 = 0,787$$

Si noti che il rendimento exergetico è:

$$n_{ex} = - Q_0/L_c / T_3 / (T_1 - T_3) = \alpha / \alpha_c$$

e si può anche esprimere come rapporto tra il coefficiente di effetto utile del ciclo ed il coefficiente di effetto utile di un ciclo di Carnot tra le temperature T_1 e T_3 .



FIG/014

Vediamo a questo punto se è utile lo scambiatore rigenerativo per le nostre condizioni di lavoro. È quindi interessante vedere come varia α , qualora si sottoraffredi il liquido uscente dal condensatore, per scambio di calore in controcorrente con il gas uscente dall'evaporatore (Fig./014).

Si supponga di surriscaldare isobaricamente il gas, prima dell'aspirazione, fino all'apertura con $T_{5'} = -3^{\circ}\text{C}$. Se si definisce un bilancio termico allo scambiatore rigenerativo si ottiene:

$$h_{5'} - h_{4'} = h_{1'} - h_{2'}$$

da cui:

$$h_{2'} = h_{1'} - (h_{5'} - h_{4'}) = 41 - (350,5 - 344) = 34,5 \text{ W/kg}$$

A questo valore dell'entalpia, sulla curva limite inferiore, corrisponde la temperatura di $T_{2'} = 26^{\circ}\text{C}$.

Dal ciclo tracciato nel diagramma (T,s) si ricavano i valori delle entalpie specifiche:

$$h_{2'} = h_{3'} = 29,6 \text{ W/kg}$$

$$h_{4'} = 344 \text{ W/kg}$$

$$h_{5'} = 350,5 \text{ W/kg}$$

$$h_{6'} = 458 \text{ W/kg}$$

Quindi il nuovo coefficiente di effetto utile è:

$$\alpha' = (h_{4'} - h_{3'}) / (h_{6'} - h_{5'}) = (344 - 29,6) / (458 - 350,5) = 2,92.$$

Come si può notare il coefficiente di effetto utile è diminuito; ciò è dovuto al fatto che il sottoraffreddamento del liquido, a spese del gas aspirato, comporta un aumento del lavoro di compressione, non compensato dall'aumento contemporaneo dell'effetto frigorifero, quindi lo scambiatore va disattivato e non utilizzato per queste condizioni di lavoro.

Nei cicli a fluidi frigoriferi organici alogenati, in certi campi operativi, l'introduzione dello scambiatore rigenerativo può condurre a migliorare il coefficiente di effetto utile. Lo schema con scambiatore rigenerativo è comunque pratica corrente, qualora ci si voglia cautelare contro la possibilità di ingresso di liquido nel compressore, di conseguenza vista l'inefficienza che produce tale scambiatore è opportuno sovradimensionare il separatore di liquido per evitare ritorni di liquido e disattivare lo scambiatore rigenerativo, lavorando in tali condizioni.

Dimostrato che lo scambiatore rigenerativo non ottimizza i consumi di energia primaria, questa applicazione standard produce in realtà uno spreco energetico ed economico quantificabile in:

- fabbisogno frigorifero nominale = 1.200 kW/h;
- costo energia elettrica rifasata = 0,15 €/kW;
- ore anno lavoro equivalenti = 3.060 h/anno;
- potenza elettrica nominale impegnata solo nei compressori a pompa NH₃ = 660 kW;
- differenza effetto utile = (3,12 - 2,92) = 0,2;
- perdita energia primaria = 1.200(1/3,12 - 1/2,92) = 26,4 kW;

- perdita economica/anno = $26,4 \times 3.060 \times 0,15 = 12.100$ €;
- perdita energia primaria elettrica = 80.600 kWh/anno.

L'unico vantaggio dello scambiatore rigenerativo è il leggero surriscaldamento del gas aspirato dal compressore, che evita il rischio di ingresso di liquido al compressore, questo rischio va evitato sovradimensionando il separatore di liquido con un modesto costo paragonabile al costo dello scambiatore per le 3 macchine.

3.10 Espansione secca e termosifone o separatore con pompa di circolazione

I metodi per alimentare il refrigerante nell'aeroevaporatore sono sostanzialmente tre:

- espansione diretta;
- evaporatore allagato;
- a ricircolazione di liquido con pompa.

L'espansione diretta è usata negli impianti del tipo commerciale, il refrigerante è espanso nello scambiatore tramite una valvola di espansione termostatica. La valvola controlla il flusso di refrigerante in

modo da avere all'uscita dell'evaporatore un surriscaldamento dai 4÷7°C.

Questa tecnica viene usata con i refrigeranti olocarburati per temperature T.N. modeste ad uso commerciale. Dato che il surriscaldamento impegna in modo superiore i compressori, non è adatto per le basse temperatura B.T. e per l'uso industriale dove viene premiata l'efficienza anche di un solo grado.

L'impianto progettato ed attivato è invece a circolazione forzata tramite pompa da 4 kW (potenza assorbita) che alimenta direttamente gli evaporatori, con circolazione della NH₃.

Il consumo anno di energia di tale applicazione è dovuto alla pompa di circolazione costantemente attiva:

$$\underline{\text{Consumo anno energia} = 4 \times 365 \times 24 = 35.040 \text{ kWh/anno;}}$$

$$\underline{\text{Costo anno} = 35.040 \times 0,15 = 5.256 \text{ €/anno.}}$$

Per ridurre questo consumo di energia primaria è possibile realizzare un sistema di evaporatore allagato con circolazione naturale a convezione, per far circolare una maggior quantità di refrigerazione rispetto all'evaporata ad ogni evaporatore. Ad ogni evaporatore

avremmo quindi un serbatoio di espansione nella sommità alimentato da una valvola a galleggiante, che controlla il livello del liquido del gas frigorifero da immettere nell'aeroevaporatore.

Con questo sistema il risparmio di energia consumata dalla pompa è totale dato che il refrigerante è mosso dai compressori e i costi di costruzione sono uguali al sistema pompa.

Questo sistema richiede però una maggior manutenzione, dato che l'olio tende ad accumularsi sia nell'evaporatore che nel serbatoio di espansione, di conseguenza deve essere realizzato un impianto di recupero olio con pompa per il drenaggio in continuo; in questo modo il risparmio di energia primaria si riduce a 26.700 kWh/anno con un risparmio economica di 4.000 €/anno, ampiamente consumati dai maggiori oneri di manutenzione per questo impianto. Per questo non viene più realizzato e si utilizza invece il sistema con pompa di circolazione.

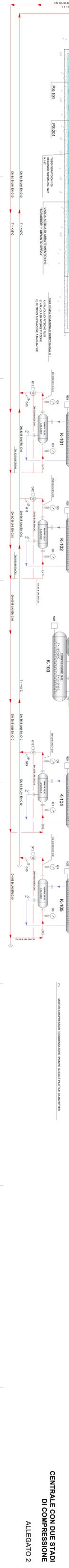
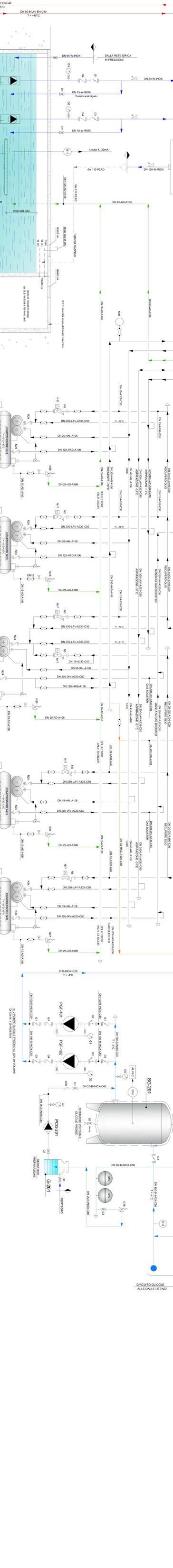
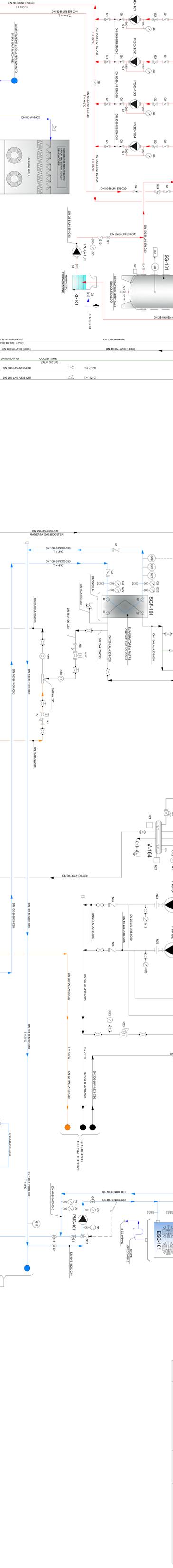
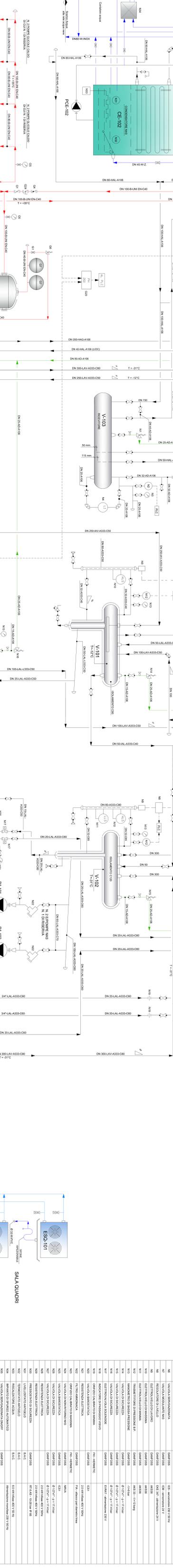
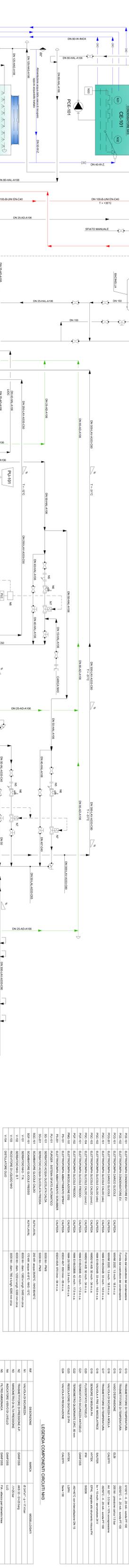
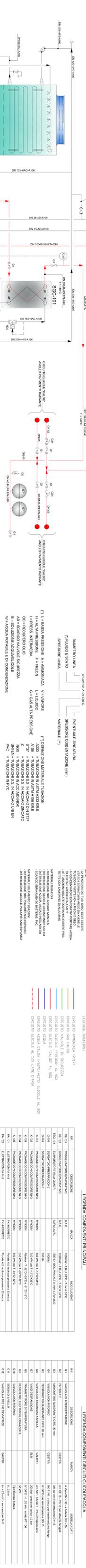
3.11 Doppio stadio compressori in cascata

Per ridurre il consumo di energia elettrica necessaria per far funzionare l'impianto frigorifero, la parte della macchina più energivora da ottimizzare, sono i compressori frigoriferi.

Il progetto realizzato prevede l'uso di un unico stadio di compressione e condensazione. Viene analizzato un sistema di compressione in due stadi, utilizzando la maggior efficienza dovuta alla minor escursione di pressioni.

Due stadi di compressione

Per ridurre sensibilmente i consumi si analizza una soluzione con compressione in due stadi e separatore intermedio, analizzando il risparmio di energia primaria così ottenuta. Il sistema è descritto dal progetto esecutivo (allegato 2).



LEGENDA COMPONENTI CIRCUITI QUADRI

REF.	DESCRIZIONE	MACCHIA	MODIFICAZIONI
01	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
02	CONNESSIONE INVOLONTARIO	B.A.C.	
03	CONNESSIONE INVOLONTARIO	B.A.C.	
04	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
05	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
06	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
07	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
08	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
09	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
10	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
11	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
12	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
13	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
14	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
15	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
16	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
17	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
18	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
19	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
20	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
21	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
22	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
23	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
24	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
25	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
26	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
27	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
28	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
29	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
30	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
31	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
32	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
33	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
34	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
35	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
36	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
37	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
38	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
39	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
40	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
41	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
42	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
43	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
44	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
45	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
46	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
47	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
48	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
49	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
50	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
51	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
52	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
53	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
54	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
55	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
56	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
57	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
58	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
59	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
60	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
61	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
62	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
63	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
64	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
65	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
66	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
67	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
68	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
69	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
70	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
71	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
72	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
73	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
74	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
75	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
76	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
77	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
78	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
79	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
80	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
81	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
82	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
83	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
84	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
85	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
86	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
87	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
88	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
89	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
90	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
91	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
92	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
93	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
94	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
95	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
96	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
97	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
98	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
99	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	
100	VALVOLA A TRE VIE	B.A.C.	

Come in precedenza, consideriamo che le due compressioni siano isoentropiche con aspirazioni e condensazioni in totale saturazione.

I dati nel diagramma T/S ci permettono di definire nel diagramma entropico dell'ammoniaca (Fig./015) i seguenti valori nel caso del sistema a due gradini di compressione (separatore intermedio a $T = 0^{\circ}\text{C}$):

$$h_1 = h_2 = 41 \text{ W/kg} \qquad h_6 = 378,0 \text{ W/kg}$$

$$h_3 = h_4 = -6,0 \text{ W/kg} \qquad h_7 = 338 \text{ W/kg}$$

$$h_5 = 337 \text{ W/kg} \qquad h_8 = 386 \text{ W/kg}$$

L'effetto frigorifero è ottenibile con: $h_5 - h_4 = 343 \text{ W/kg}$.

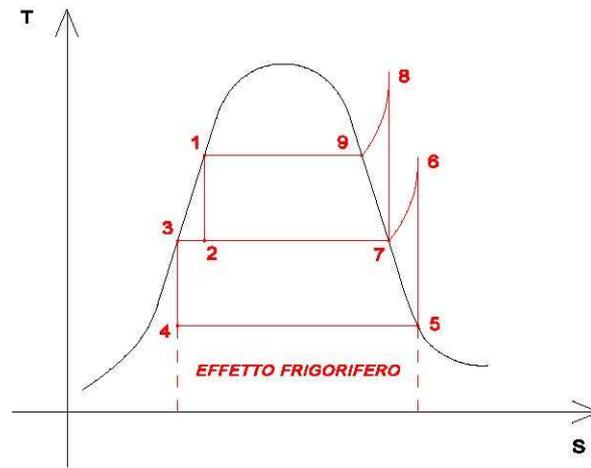
Il lavoro specifico: $(h_6 - h_5) + (h_8 - h_7) = 47 + 48 = 95 \text{ W/kg}$.

Il coefficiente di effetto utile = $343/95 = 3,610$.

Questo sistema ha quindi incrementato l'efficienza da 3,12 del progetto con unico stadio di compressione a 3,61 con due stadi di compressione (+19,0% di efficienza).

Il bilancio entalpico al separatore (adiabatico) di liquido, in applicazione al primo principio della termodinamica ci permette di

calcolare la potenza impegnata nella soluzione con due compressori in cascata oppure con un unico compressore.



FIG/015

Nel separatore di ammoniaca intermedio otteniamo:

$$m_c(h_7-h_2) = m_0 (h_6-h_3)$$

$$m_0/m_c = (h_7-h_2)/(h_6+h_3) = (338-41)/(378+6) = 0,774$$

La potenza frigorifera necessaria per la piattaforma frigorifera è stata calcolata in 1.200 kW, di conseguenza la quantità di ammoniaca necessaria in kg/h è:

$$q_0 = m_0 (h_5 - h_4)$$

$$m_0 = 1.200.000/(337+6) = 3.498 \text{ kg/h} \quad \text{di NH}_3 - \text{I stadio}$$

$$m_c = 3.498/0,774 = 4.520 \text{ kg/h} \quad \text{di NH}_3 - \text{II stadio}$$

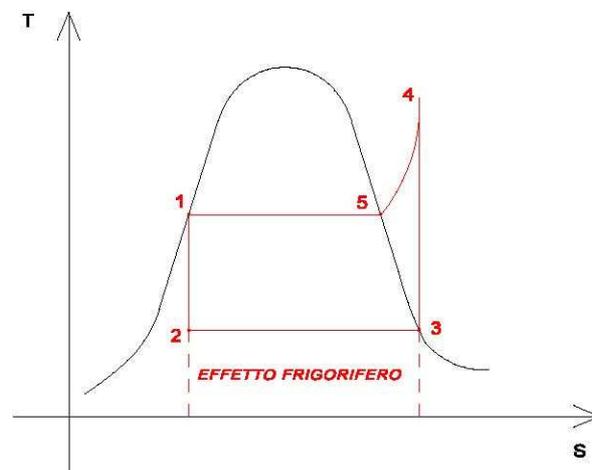
La potenza tecnica di compressione è quindi:

$$P_t = [3.498(h_6-h_5)+4.520(h_8-h_7)]/1.000 = 3.498(378-337)+4.520(386-338)/1.000 = 144+217 = 361 \text{ kWe}$$

$$\text{EER} = 1.200/361 = 3,33.$$

Unico stadio di compressione

Confrontando il risultato ottenuto con il sistema a due compressori e l'assorbimento elettrico misurato nell'impianto realizzato con sistema ad unico compressore, possiamo riverificare i dati sopra ottenuti, anche nel diagramma T/S(Fig./016):



FIG/016

$$h_1 = h_2 = 41 \text{ W/kg}$$

$$h_3 = 328 \text{ W/kg}$$

$$h_4 = 436 \text{ W/kg}$$

$$h_5 = 358 \text{ W/kg}$$

$$Q_f = 1.200 \text{ kW frigoriferi}$$

$$m_F = 1.200.000/(344-41) = 3.960 \text{ kg/h di NH}_3$$

$$P = (h_4-h_3) = 3.960(436-328)/1000 = 430,0 \text{ kW.}$$

Si nota un maggior assorbimento di potenza pari a 69 kW e una minor efficienza pari a -19,0 % rispetto al sistema a doppio compressore in cascata.

Un sistema con doppio gradino di compressione separatore di gas (intermedio)/liquido ha un costo di circa 360.000 € (come da appalto eseguito per le due soluzioni) di conseguenza l'ammortamento finanziario si ottiene in:

- differenza fra i due sistemi = $430-361 = 69 \text{ kW}$;
- efficienza compressori = 88%;
- ore equivalenti lavoro = 3.060 h/anno;
- consumo anno maggiore = $69 \times 3.060 = 214.200 \text{ kWh}$;
- maggiore costo/anno = $214.200 \times 0,15 = 32.130 \text{ €/anno}$;
- costo/anno corretto = $32.130/0,88 = 37.360 \text{ €/anno}$;

Ammortamento finanziario = $(1,3 \times 360.000) / 37.360 = 12,5$ anni e con

D.C.F.A. = 10 anni.

Questi compressori a vite funzionano con ammoniacca anidra, hanno una vita operativa di 78.000 ore prima di eseguire importanti lavori nelle vite, bronzine, cuscinetti, cioè 23÷25 anni, di conseguenza il sistema a doppio gradino è economicamente vantaggioso, visto l'elevato risparmio annuo.

3.12 Impianto fotovoltaico FTV da 600 kW

Il massimo assorbimento elettrico delle celle si verifica durante le ore solari diurne, la piattaforma ha un consumo elettrico di punta fino a 890 kW, di conseguenza si è pensato di produrre con un sistema fotovoltaico una potenza di 600 kW nominali certi di consumare tutta l'energia elettrica prodotta. Ricapitolando:

- manutenzioni anno = 10.000 €;
- produzione anno = 630.000 kWh (71.000 €);
- costo impianto = 960.000 €;
- risparmio energia = 94.500 €/anno.

Ammortamento finanziario = (1,3x960)/94,5 = 13,2 anni con D.C.F.A.
= 10,5 anni.

L'impianto da realizzare senza ulteriori analisi dato che la piattaforma assorbe costantemente più energia di quello che il sistema FTV produca.

L'impianto FTV per essere efficiente va pulito almeno 4/5 volte l'anno, inoltre vanno mantenute le connessioni elettriche e sostituiti gli inverter danneggiati, di conseguenza l'ammortamento finanziario sale a 15,5 anni con D.C.F.A. = 12,4 anni, pur considerando questi oneri è un impianto da realizzare, soprattutto per l'ambiente.

CONCLUSIONI

Il presente studio ha dimostrato le migliori energetiche adottabili per una piattaforma frigorifera, studiata per conservare derrate alimentari, funzionante alla temperatura di mantenimento di $T = -25/-30^{\circ}\text{C B.T.}$, realizzata e funzionante con compressori frigoriferi a vite (con compressione monostadio) che utilizza come gas frigorifero ammoniaca anidra R/717.

Riassumiamo nella Fig./016 il risultato delle varie attività di ottimizzazione e riduzione dei consumi di energia primaria, oltre al tempo di ammortamento economico e di mercato.

CONCLUSIONE

Riassumiamo nella fig/016 il risultato delle varie attività di ottimizzazione e riduzione dei consumi di energia primaria, oltre al tempo di ammortamento economico e di mercato

POS.	Descrizione	KWh/anno risparmiati energia elettrica	Kg. CO ₂ non prodotta	Costo miglioria K€	Ammortamento anni finanziario	D.C.F.A. reale anni
3.2	Coibentazione	107'220	58'900	186	15	12
3.3	Pavimento radiante	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
3.4	Recupero e sbrinamento	86'140	51'680	86	8,65	7,20
3.5	Recupero H ₂ O piovana (m ³)	7'000	35'000	130	9,75	7,80
3.6	Inverter	100'980	60'588	110	9,40	7,55
3.7	Sovradimensionamento	38'556	23'133	44	9,90	7,98
3.8	Recupero olio	30'252	18'151	15	4,29	3,44
3.9	Ottimizzatore non installato	80'600	48'360	/	/	/
3.10	Espansione secca/sep.	26'700	16'020	0,0	0,0	0,0
3.11	Doppio stadio compressione	214'200	128'500	360	12,50	10
3.12	F.T.V. - 600 Kw fotovoltaico	630'000	283'500	960	13,20	10,5
Totali		1'314'648	723'832	1'891	/	/

Il risparmio prodotto dalle varie soluzioni studiate, garantisce una riduzione dell'inquinamento per 723.832 kg/anno di CO₂, con un importante impatto ambientale.

L'applicazione del fotovoltaico non è una miglioria tecnologica alla macchina frigorifera, è un'applicazione che riduce i costi dell'energia primaria.

I moderni impianti frigoriferi industriali sono già nel loro standard costruttivo molto performanti, è possibile però ottimizzarli con una serie di interventi impiantistici che complessivamente si ammortizzano in 10/8 anni con investimenti importanti.

L'impianto frigorifero realizzato ha un costo di costruzione di circa 2.400.000 € nello stato progettuale originario, che diventa di 3.330.000 € con tutte le migliorie sopradescritte, con un importante incremento dei costi da finanziare, pur garantendo un ammortamento certo e rendendolo affidabile. Infine si può ottenere una riduzione dei costi di energia elettrica di almeno 197.340 €/anno.

BIBLIOGRAFIA

- Anglesio P., 1982. Le pompe di calore edizione di tecniche nuove traduzioni. Edizione originale di Warmepumpen - Band/2. 557 pp.
- Boeche A., Cavallini A., Del Giudice S., 1989. Problemi di termodinamica applicata. Edizioni Cleup. 250 pp.
- Collin D., 1982. Applicazioni frigorifere edizione tecniche nuove (edizione non recuperabile).
- Pizzetti C., 1986. Condizionamento dell'aria e refrigerazione. Teoria e calcolo degli impianti. Casa Editrice Ambrosiana. 1092 pp.
- Rossi N., 2014. Manuale del Termotecnico. Edizioni Hoepli.
- Stoecker W.F., 2001 Manuale della refrigerazione industriale. Edizioni Tecniche Nuove. 740 pp.
- Stoecker W. F., 1988 Industria della refrigerazione. Ultima edizione recuperabile nella Biblioteca di Bologna.
- UNI EN 378-1:2021. Titolo: Sistemi di refrigerazione e pompe di calore - Requisiti di sicurezza e ambientali - Parte 1: Requisiti di base, definizioni, criteri di classificazione e selezione.