

POLITECNICO DI TORINO

Collegio di Ingegneria Energetica

Corso di Laurea Magistrale

in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi dei carichi frigoriferi dell'azienda Caseificio Pugliese F.lli Radicci S.P.A. e proposta di interventi migliorativi sugli impianti di produzione del freddo



Relatore/i

prof. Masoero Marco Carlo
prof. Mancò Salvatore

.....

.....

Candidato

Destro Edoardo

firma del candidato

.....

Dicembre 2019

Alla mia famiglia

INDICE

1. ABSTRACT	5
2. INTRODUZIONE	6
3. DESCRIZIONE DELL'AZIENDA.....	7
LA FILIERA	7
LO STABILIMENTO	7
DESCRIZIONE ENERGETICA AZIENDALE	8
I PROCESSI AZIENDALI	15
Ingresso della materia prima e stoccaggio nei serbatoi	15
Pastorizzazione	17
Scrematura.....	18
Coagulazione nelle polivalenti	20
Maturazione.....	21
Filatura	22
Formatura	22
Rassodamento.....	23
Confezionamento.....	25
4. ANALISI DEI CARICHI FRIGORIFERI	26
RICHIESTA TERMICA DEI PROCESSI PRODUTTIVI	26
Lo stoccaggio del latte.....	26
La pastorizzazione.....	32
Scrematura del latte	34
Pastorizzazione panna da latte.....	37
Raffreddamento siero dolce.....	38
Raffreddamento siero acido.....	39
Raffreddamento panna da siero	40
Pastorizzazione panna da siero.....	41
Raffreddamento liquido di governo.....	42
Vasche di rassodamento e vasconi	43
I CARICHI FRIGORIFERI DI CELLE E UTA	44
Il condizionamento delle celle frigorifere	44
Il trattamento aria	54
I CARICHI TERMICI COMPLESSIVI.....	60
I CARICHI TERMICI ED ELETTRICI ANNUALI	72
5. ANALISI DELLA CONFIGURAZIONE IMPIANTISTICA ATTUALE	78
LA SITUAZIONE IMPIANTISTICA ATTUALE	78

6.	SOLUZIONI DI EFFICIENTAMENTO	86
	INSERIMENTO strumenti di misura.....	86
	Gestione dei processi.....	90
	Analisi del ciclo frigorifero e dei parametri di funzionamento	93
	Recupero termico	98
7.	VALUTAZIONE DELLE PROPOSTE DI IMPLEMENTAZIONE DELLA NUOVA CENTRALE FRIGORIFERA.....	112
	PROPOSTA 1	114
	PROPOSTA 2	116
	VARIANTE PROPOSTA 2	117
8.	CONCLUSIONI.....	120
	Prestazioni	120
	Tipo di condensazione.....	120
	Taglia dell'impianto	120
	Legami commerciali e competenza aziendale.....	121
	Fluido frigorifero.....	121
	Scelta finale	121
9.	APPENDICE SUI GAS REFRIGERANTI.....	122
	I refrigeranti fluorurati.....	123
	La normativa Europea F-Gas	125
	I refrigeranti naturali	125
	Note tecniche sull'R-744.....	126
	Note tecniche sull'R717 (Ammoniaca).....	127
	Note tecniche sull' R1234-ze	130
10.	BIBLIOGRAFIA.....	132
11.	RINGRAZIAMENTI	133

1. ABSTRACT

This thesis arises from the need of the dairy company “Caseificio Pugliese F.lli Radicci S.P.A.” to mitigate the current inefficiencies and the deficiencies of the cold production plant.

The problems are basically the incapacities to reach the desired temperatures in the cold rooms, in the productive stage areas and in the heat transfer fluids that serve the productive processes.

The purpose is in fact, first, to characterize the cold requirements of the company and then to propose one or more strategies that can be helpful to solve the problems that afflicts the firm.

Two different types of strategies are proposed: first one includes management actions like time shift of processes and the other that involves structural actions as the integration of a new power plant or the implementation of a thermal recovery system.

2. INTRODUZIONE

Questa tesi nasce da un tirocinio di 200 ore nell'azienda casearia "Caseificio Pugliese F.lli Radicci S.P.A." con sede a Lauriano in provincia di Torino.

L'attività principale del tirocinio è stata quella di imparare a conoscere la struttura energetica, l'organizzazione e le attività principali dello stabilimento andando poi a focalizzarsi sulla caratterizzazione e lo studio della centrale frigorifera di uno dei due reparti aziendali: il reparto filati.

In particolare, in una prima fase se ne è studiata l'operatività basandosi sui dati disponibili e cercando di collegarli quanto più possibile alle utenze che fondamentalmente si suddividono in: climatizzazione e raffrescamento degli ambienti e raffreddamento del fluido termovettore che serve i processi produttivi.

Successivamente sono stati definiti in modo più dettagliato i fabbisogni di energia termica fredda del reparto e costruiti gli annessi profili di carico giornalieri ed annuali. Sulla base di questi sono stati proposti poi dei possibili interventi migliorativi al fine di colmare alcune carenze e dare spazio ad eventuali ampliamenti futuri.

3. DESCRIZIONE DELL'AZIENDA

Il Caseificio oggetto di questa tesi ha origine negli anni '60 quando la famiglia Radicci ha portato in Piemonte la sua esperienza e la sua passione nella produzione di formaggi radicata nella tradizione pugliese. Un punto forte del caseificio è quello di unire proprio questa esperienza al latte piemontese, sinonimo di qualità. Nel 1975 è poi nato il marchio Caseificio Pugliese specializzato nella produzione di formaggi freschi a pasta filata (mozzarelle Fior di Latte, nodini, burrata, ricotta artigianale e scamorze bianche ed affumicate). Dopodiché, negli anni '90, il brand Conrado, produttore di formaggi freschi a pasta molle, si unisce ed entra a far parte della famiglia Casa Radicci seguito dal marchio veneto Spegas specializzato nella produzione di formaggi freschi con latte di capra.

LA FILIERA

Quello che caratterizza principalmente Casa Radicci è la filiera corta, controllata e certificata che è sinonimo di garanzia in termini di qualità. Il latte lavorato dal caseificio proviene da oltre 40 stalle selezionate tutte ubicate in Piemonte in cui si alleva la razza da latte per eccellenza: la frisona. Con il successivo ingresso del marchio Spegas, alla filiera legata al latte di vacca, si è aggiunta quella di latte caprino. I vantaggi di questo sistema a corto raggio sono quelli di garantire disponibilità quotidiana di latte fresco che viene analizzato, controllato e poi lavorato all'interno dello stabilimento ed avere certezza sulla qualità e sulla provenienza della materia prima, componente fondamentale per ottenere un prodotto finito degno di nota.

LO STABILIMENTO

Lo stabilimento si sviluppa su 15.000 mq coperti, ed è suddiviso in due reparti produttivi distinti fra loro: un reparto dedicato alla produzione di pasta filata e l'altro dedicato ai formaggi freschi a pasta molle. Essi sono "collegati" dalla zona di magazzino, ordini e spedizioni in cui convogliano tutti i prodotti finiti e commercializzati.

I vettori energetici che l'azienda utilizza sono principalmente acqua gelida e acqua glicolata per il fabbisogno freddo e vapore + acqua calda per il fabbisogno caldo. Dopodiché esistono anche vettori secondari come acqua di pozzo, aria compressa e acqua pressurizzata.

Lo stabilimento è normalmente allacciato alla rete elettrica e alla rete di distribuzione gas metano.

Nel 2012 è stato installato un impianto cogenerativo da 1,2 MWe ad asservimento di tutto lo stabilimento, con l'obiettivo di migliorare l'efficienza energetica ed abbattere i costi legati all'acquisto di energia elettrica.



Figura 1 - Layout stabilimento

Il tirocinio e la conseguente tesi hanno origine dall'esigenza aziendale di ampliare la centrale frigorigena attualmente installata nello stabilimento produttivo che asserva il reparto filati. L'esigenza nasce dall'esperienza quotidiana la quale suggerisce, tramite evidenti segnali, un surplus di fabbisogno termico freddo rispetto a quanto la centrale attualmente installata riesce a fornire. Segnali come ad esempio temperature nelle celle troppo elevate e temperatura di mandata ai processi di acqua gelida al di sopra di quella richiesta. Evidentemente questo è dovuto ad una crescita costante e progressiva dell'azienda e dei volumi produttivi nell'arco degli anni che però non ha avuto un parallelo incremento del "supply" di energia termica fredda.

L'obiettivo è stato quindi quello di individuare e quantificare i carichi frigoriferi aziendali del reparto filati che si possono fondamentalmente suddividere in due grosse categorie: carichi frigoriferi per condizionamento di locali produttivi / celle e carichi frigoriferi per la produzione di acqua gelida in asservimento ai processi produttivi. Una volta individuati i carichi si è poi provveduto a valutare e progettare l'ampliamento dell'attuale centrale frigorigena in modo tale da colmare tutte le carenze. Carenze che si manifestano in modo evidente solo nei mesi estivi più caldi quando le temperature esterne sono elevate e dunque si ha un dispendio energetico dovuto a maggiori dispersioni maggiori, oltre ad avere un volume produttivo più elevato e di conseguenza una maggiore richiesta termica.

DESCRIZIONE ENERGETICA AZIENDALE

L'azienda, a partire da energia elettrica e gas metano acquistati dall'esterno, produce in modo autonomo i vettori energetici secondari come acqua gelida, acqua glicolata, vapore, acqua calda, acqua pressurizzata, aria compressa. In particolare per la produzione della componente fredda del fabbisogno vi è, nel reparto filati, una centrale frigorigena Standard Tech con una resa termica di 920 kW nominali. Questa raffredda un polmone di acqua glicolata che viene utilizzata principalmente per il condizionamento ambientale e per il raffreddamento della vasca di acqua gelida che serve i processi. Dal lato termico caldo, invece, vi sono due caldaie da 2 MW ciascuna per la produzione di vapore a 8-10 bar e una caldaia più piccola per il riscaldamento degli uffici. Inoltre vi è un cogeneratore da 1,2 MWe che produce in modo combinato elettricità e acqua calda. Vapore e acqua calda soddisfano il fabbisogno termico dei processi e del riscaldamento ambientale nei reparti produttivi. Sotto in Figura 2 - Schema energetico aziendale viene raffigurato quanto detto.

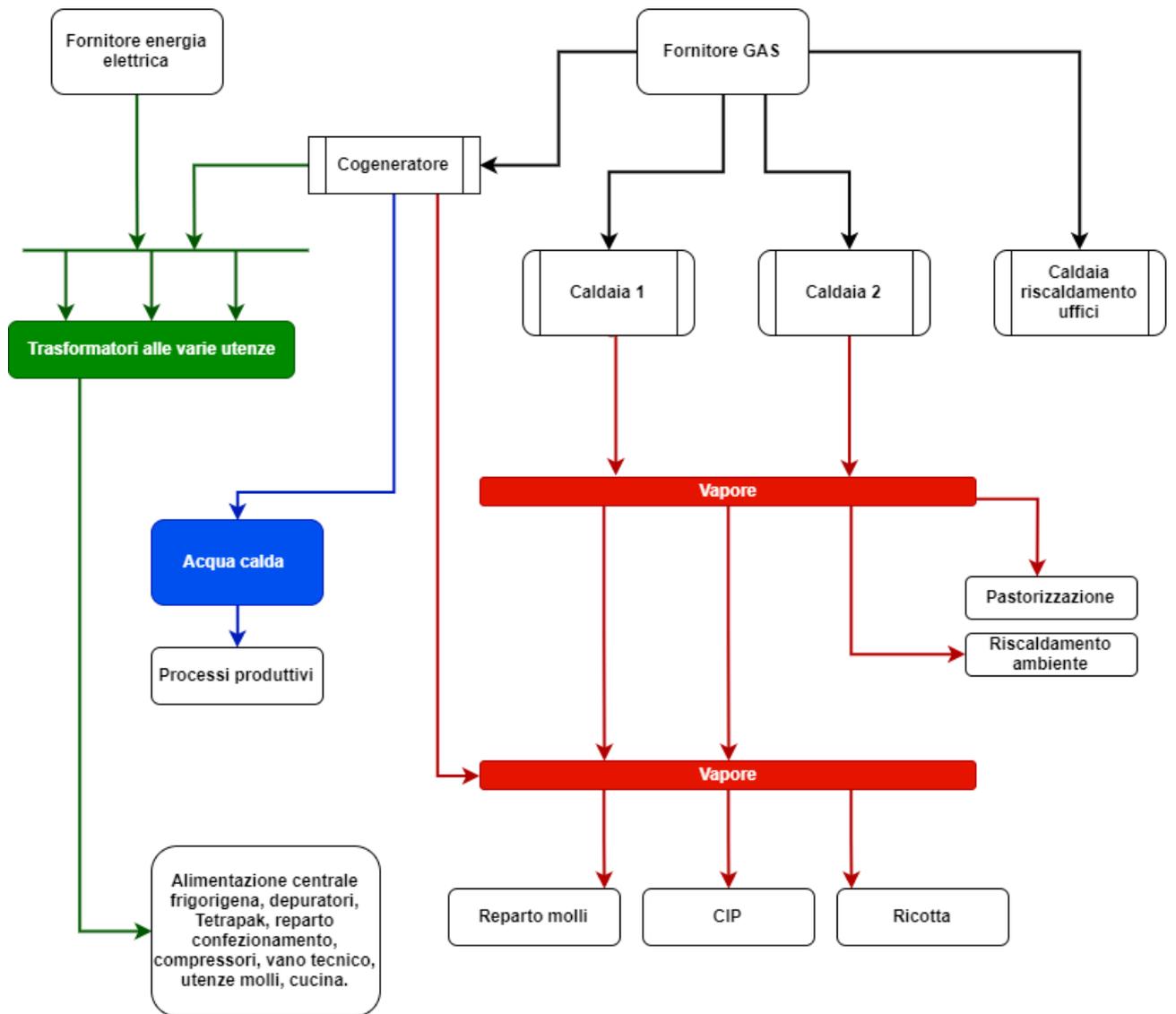


Figura 2 - Schema energetico aziendale

A livello quantitativo in Tabella 1 vengono riportati i consumi di elettricità e gas

Elettricità		Gas
Da cog.	Da rete	Caldaia + cog.
GWh/anno	GWh/anno	m3/anno
4,50	2,80	2.203.093,00

Tabella 1 - Consumi anno 2018 elettricità e gas

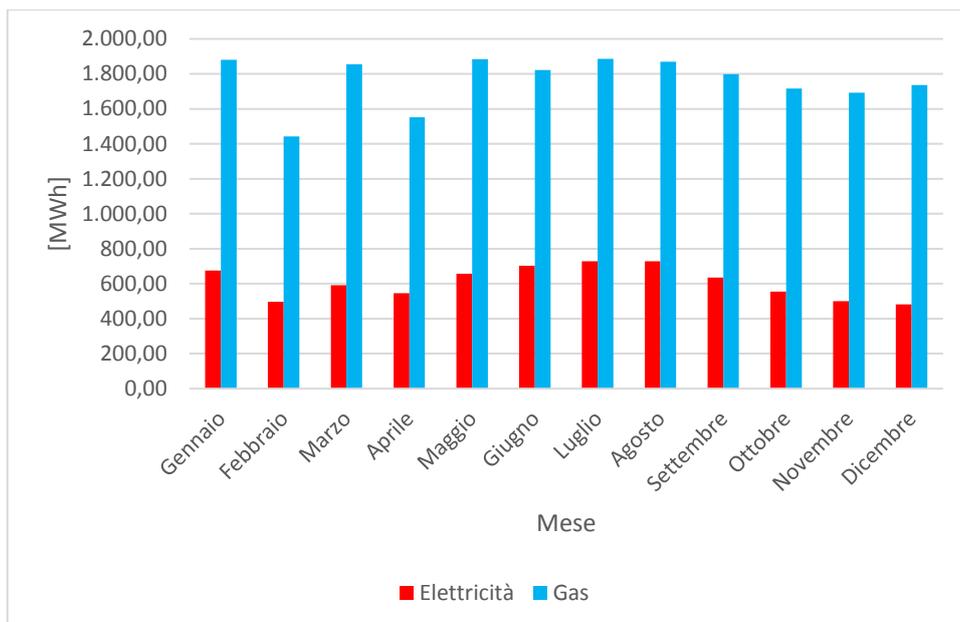


Figura 3 - Andamento mensile consumi anno 2017

In Figura 3 invece viene mostrato l'andamento dei consumi elettrici e di gas metano nell'anno 2017. Il consumo di elettricità, a differenza del gas, ha una marcata stagionalità dovuta principalmente all'aumento di produzione nei mesi estivi dove i macchinari e, in generale tutta l'azienda, sono molto più operativi. Infatti il latte lavorato a luglio è di circa il 55% più elevato rispetto a quello gennaio, a conferma di questo possiamo anche vedere l'andamento annuale dei Kg di prodotto uscente dall'azienda in Figura 4.

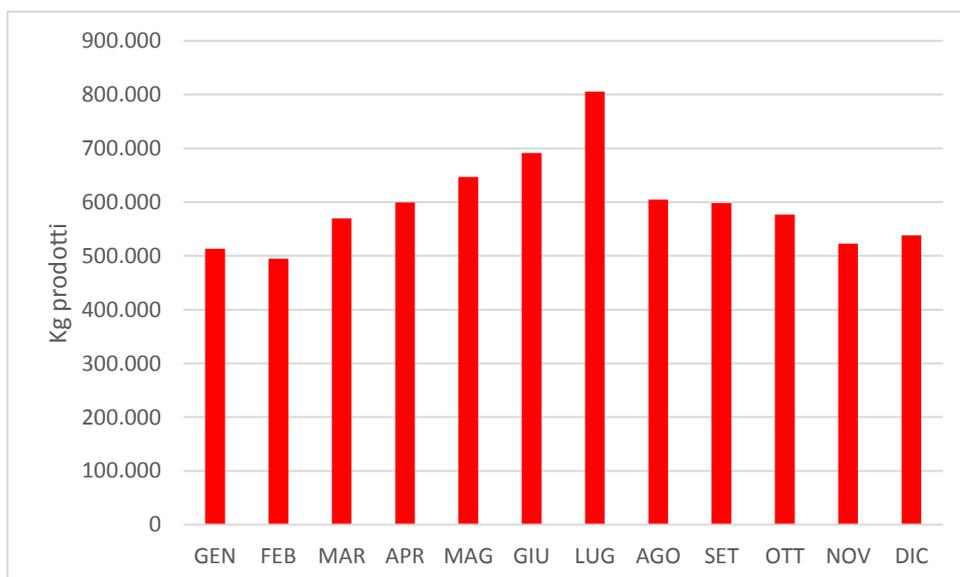


Figura 4 - Andamento produzione

Questi sono dati solo rappresentativi per fornire un flash della situazione complessiva. Nelle prossime righe viene invece fatta una caratterizzazione dei consumi elettrici aziendali in relazione agli energy driver individuati. Che sono fondamentalmente il latte lavorato ed i gradi giorno.

Questa analisi è stata eseguita sulla base dei dati disponibili di 2,5 anni in scala mensile, dal 2016 a metà del 2018 prendendo i valori di consumo di energia elettrica dalla rete e quelli di produzione dal cogeneratore e correlandoli con i due energy driver individuati. Sotto quindi vediamo i due grafici dove si analizzano le rette di regressione che analizzano il sistema con i due driver separati.

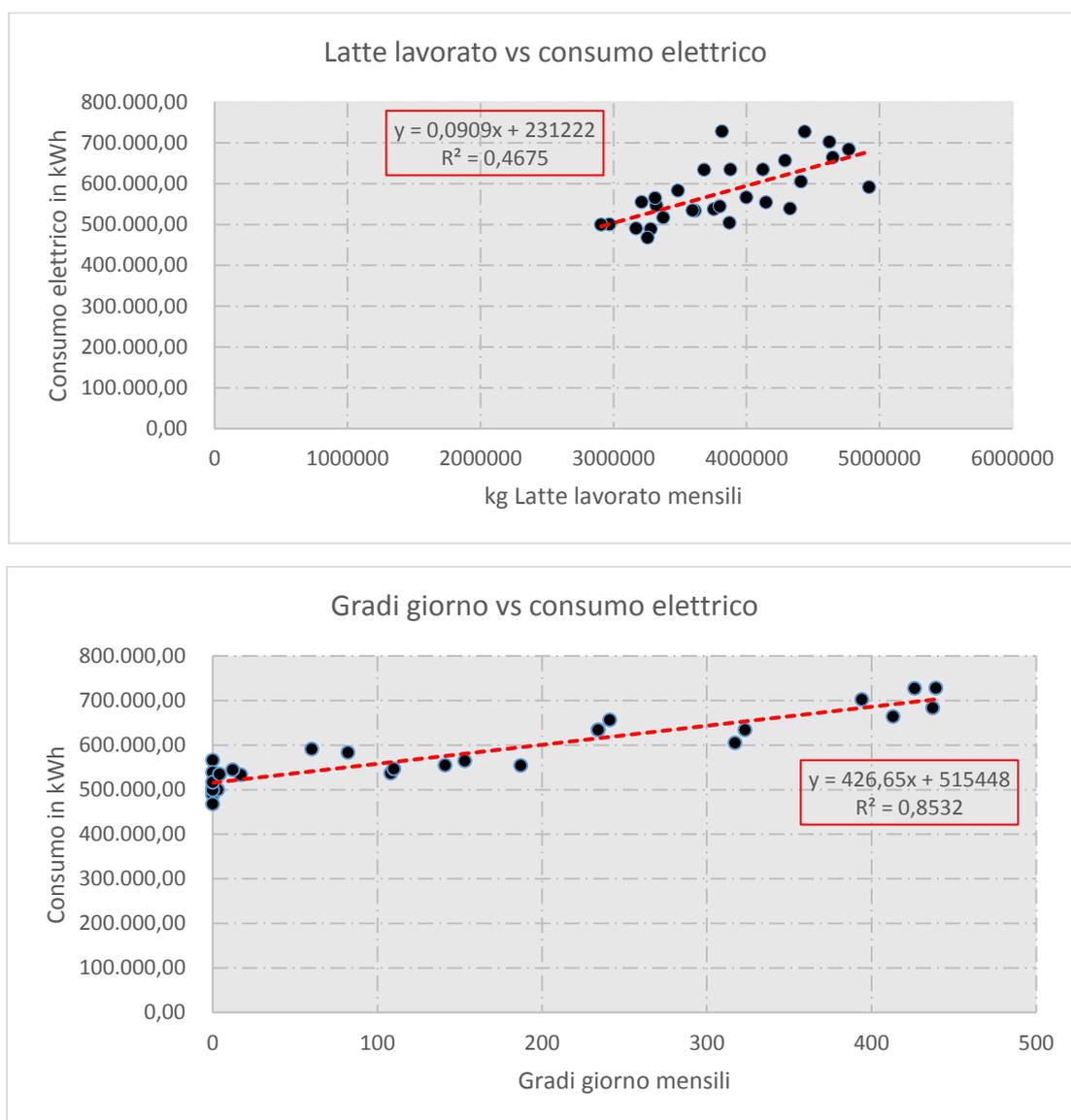


Figura 5 - Caratterizzazione energetica con gli energy driver separati

Come si può notare ha un valore di attendibilità più alto, suggerito da R^2 , il consumo se correlato ai gradi giorno rispetto a quello con il latte lavorato. Si noti che quando si hanno zero gradi giorno nel mese, il consumo ha un range di variabilità pari a quasi 100.000 kWh che può essere spiegato in parte dalla variabilità della quantità di latte lavorato nel mese ed in parte dalla quantità di turni lavorati. Infatti nei mesi più freddi, quando i gradi giorno sono pochi o nulli, e quando le richieste dei clienti si riducono, lo stabilimento ferma la produzione generalmente uno o al massimo due giorni a settimana.

Quindi in base a quanti giorni la produzione si è fermata durante il mese si ha una variazione del consumo elettrico.

Purtroppo, però, non si ha un registro dei turni lavorati perché la produzione non è organizzata in turni lavorativi. Non si ha nemmeno un registro che riporti le ore lavorate al giorno oppure i giorni lavorati nel mese. Dobbiamo quindi accontentarci dei due energy driver sopra utilizzati.

Si tratta quindi di regressione lineare multipla. Prima però di procedere è necessario verificare che non ci sia multicollinearità tra le variabili indipendenti messe in gioco. E' stata infatti calcolata la retta di regressione tra le due variabili e ne è stato calcolato il P-value ad essa associato.

In generale si conclude che non c'è multicollinearità tra due variabili quando il P-value è minore o uguale a 0,05 e non sono correlate tra di loro. Nel nostro caso il P-value ottenuto è di 0,00041118 e quindi si può concludere che non c'è evidente multicollinearità. A conferma di questo concorre il fatto che valore di attendibilità finale (R^2) della regressione è aumentato con l'aggiunta di una variabile al modello.

A questo punto è stata eseguita un'analisi di regressione multipla:

OUTPUT RIEPILOGO

<i>Statistica della regressione</i>	
R multiplo	0,935674002
R al quadrato	0,875485838
R al quadrato corretto	0,865907825
Errore standard	27275,72274
Osservazioni	29

<i>Coefficienti</i>	
Intercetta	427397,7842
GG mensili da T medie giornaliere	373,2563343
latte lavorato	0,025084765

La retta ottenuta è:

$$C = 427397,78 + 373,26 \cdot GG + 0,025 \cdot latte_{lavorato} \left[\frac{kWh}{mese} \right]$$

Come si nota, il valore di R^2 è aumentato. Aumenta quindi anche l'attendibilità della previsione.

Da questo momento in avanti, avendo individuato la retta che caratterizza il sistema, sarebbe utile monitorarne l'andamento futuro attraverso una carta di controllo. La funzione di quest'ultima sarebbe quella di confrontare i consumi reali con quelli previsti e riuscire ad individuare eventuali fuori controllo. Notiamo che la deviazione standard della previsione è pari a 27275,7 kWh e quindi in una fase di controllo sarà sensato andare a registrare le deviazioni non più piccole della metà della deviazione standard, poiché sono di ordinaria amministrazione e normalmente non indicano delle anomalie al sistema.

Non è però scopo di questa tesi il monitoraggio del sistema.

Più avanti nel capitolo riepilogativo dei carichi frigoriferi verrà fatta un'analisi più dettagliata dei consumi elettrici legati alla centrale frigorifera all'interno della quale si cercherà di correlare produzione e consumo elettrico per raffreddamento.

Qui in Figura 6 vediamo la filiera produttiva a partire dal latte che arriva in azienda fino al prodotto finito e confezionato.

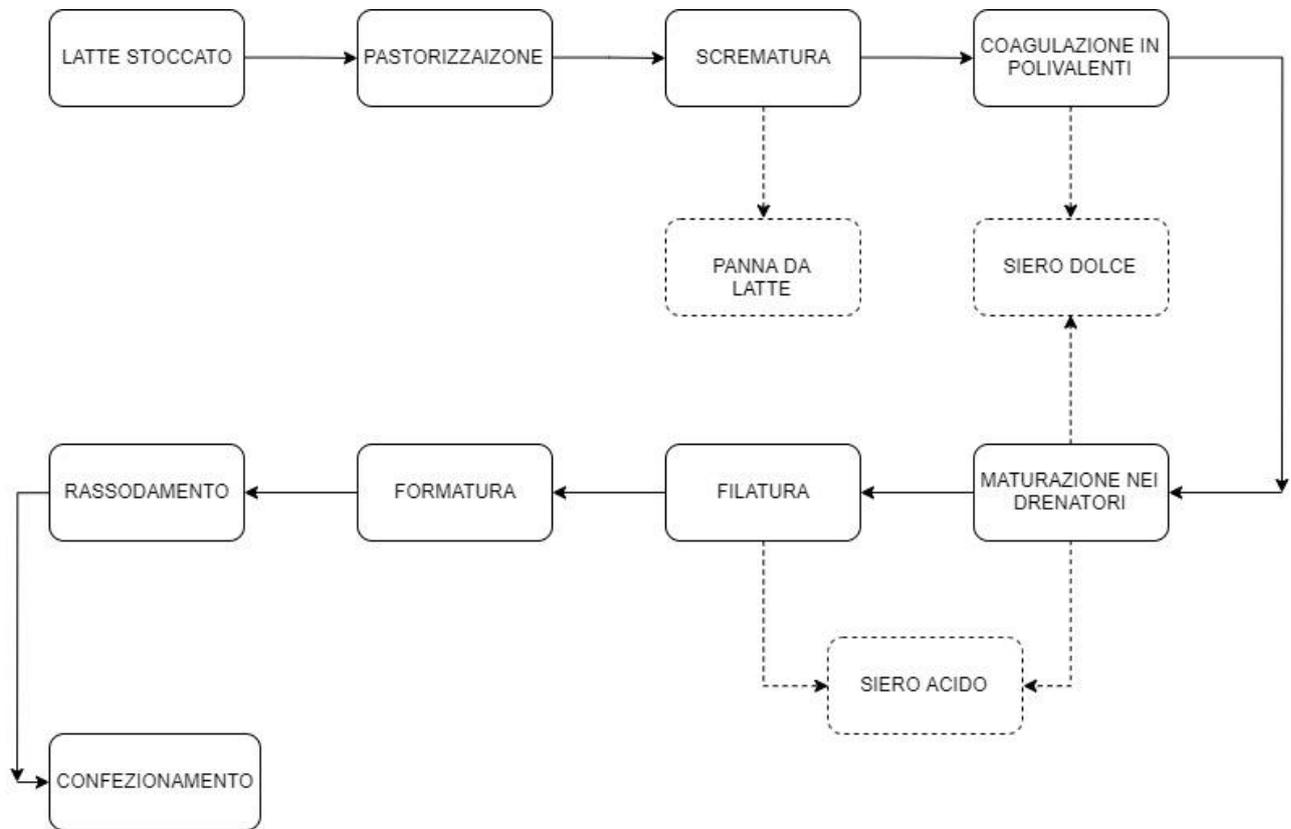


Figura 6 - Filiera latte

Per chiarezza, ma nei prossimi paragrafi verrà spiegato in maniera più dettagliata, il siero si divide in due categorie: siero dolce e siero acido. Il primo proviene dalle polivalenti e dalla prima fase di maturazione nei drenatori ed una volta raccolto può essere raffreddato per poi essere venduto oppure può andare al reparto ricotta per la produzione di ricotta. Il secondo, invece, proviene dalla fase finale della maturazione nei drenatori, dalle filatrici e dal reparto ricotta. Il siero acido raccolto subisce la scrematura dalla quale si ottiene panna da siero e siero scremato. Questi ultimi due sottoprodotti vengono raffreddati e poi venduti. La seguente figura schematizza in modo semplice la filiera del siero.

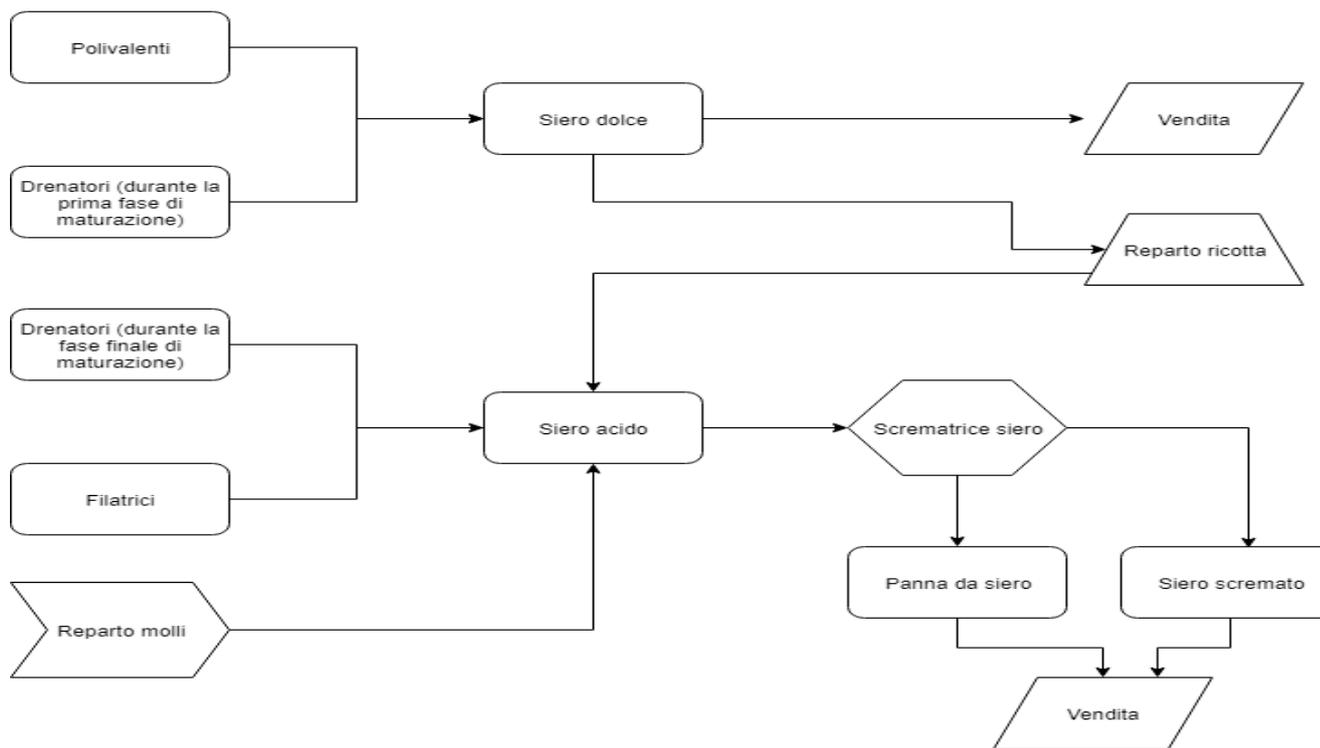


Figura 7 - Filiere siero

I PROCESSI AZIENDALI

Prima di cimentarsi nel calcolo dei carichi termici è fondamentale capire più a fondo tutti i processi aziendali che fanno parte della filiera del latte da quando entra in stabilimento a quando esce come prodotto finito sotto forma di mozzarella, ricotta, panna o siero.

Ingresso della materia prima e stoccaggio nei serbatoi

Il latte arriva in azienda tramite auto-trasportatori provenienti da tutto il Piemonte. Dopo un periodo di durata variabile l'autotrasportatore inizia a scaricare il prodotto nella sezione di ricevimento dell'azienda attraverso tubi flessibili e asettici. La portata massima di progetto con cui il sistema è in grado di ricevere il latte è: 30.000 l/h. È evidente che più il processo avviene in maniera veloce e più si risparmia tempo e meno latte ha la possibilità di riscaldarsi, risparmiando sulla successiva refrigerazione.

Il latte viene così messo nei serbatoi i quali oltre a svolgere la funzione di semplice stoccaggio, compiono anche l'abbattimento di temperatura attraverso una camicia termica fino a 3-4°C nel caso il latte arrivasse più caldo. La temperatura di ingresso nel serbatoio del latte è variabile e dipende dalla stagione, dal tragitto dell'auto-trasportatore e dal tempo di stazionamento nell'area di ricevimento latte.

Nella camicia scorre acqua gelida con una temperatura variabile tra 1 e 3 gradi proveniente dalla vasca di acqua gelida. In Figura 8 - Stoccaggio latte sono raffigurati la sezione di ricevimento latte e i serbatoi dove viene stoccato il latte crudo in arrivo dall'esterno e quello già pastorizzato. Le capienze sono: rispettivamente:

- S101: 120.000 litri
- S102: 120.000 litri
- S103: 60.000 litri
- S104: 60.000 litri
- S105: 60.000 litri
- S861: 15.000 litri per lo stoccaggio del latte BIO.

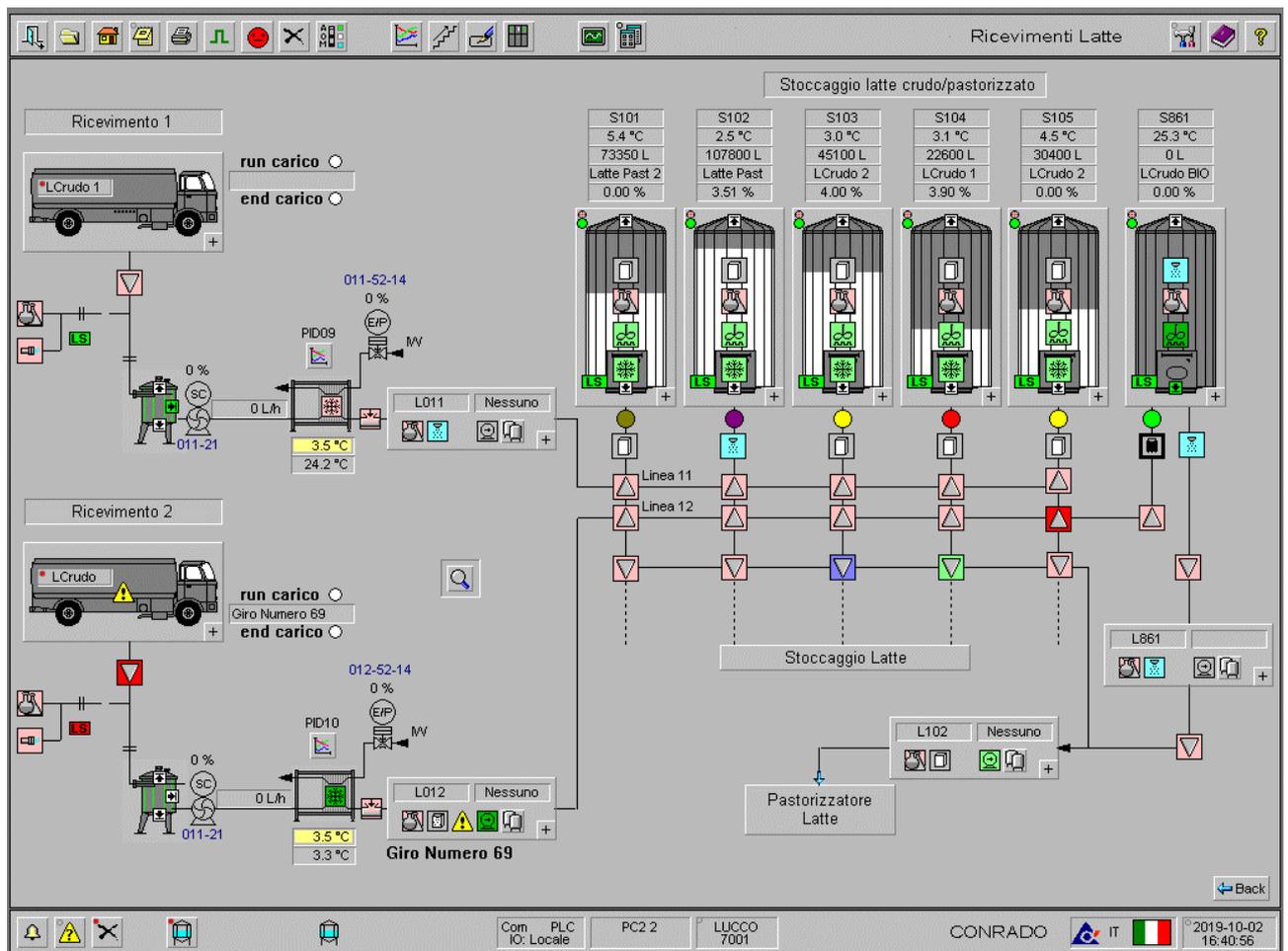


Figura 8 - Stoccaggio latte

Pastorizzazione

La pastorizzazione è un trattamento termico che il latte deve subire al fine di eliminare la flora batterica presente. Questo processo può alterare le qualità nutrizionali ed organolettiche dell'alimento rendendo così importante la scelta della temperatura di pastorizzazione ed il tempo della sosta. La chiave sta proprio nel trovare il compromesso di temperatura e tempo di sosta al fine di eliminare la carica microbologica pur mantenendo il più possibile inalterate le qualità del latte.

Lo scambiatore è composto da quattro sezioni di scambio termico. Nella prima viene effettuata una prima parte di recupero termico al termine del quale il latte viene mandato alla scrematura (che va fatta a circa 50°C). Al rientro dalla screma il latte scremato passa nella sezione 2 che è ancora di recupero termico per poi andare nella sezione 4 dove viene portato a 73 °C facendolo scambiare in controcorrente con acqua calda. A valle di tutte le sezioni, dopo che tutto il recupero è stato effettuato, il latte viene ancora raffreddato con acqua gelida fino a 5°C e poi stoccato. Nella Figura 9 - Sezioni pastorizzatore è mostrato il pastorizzatore e le varie sezioni.

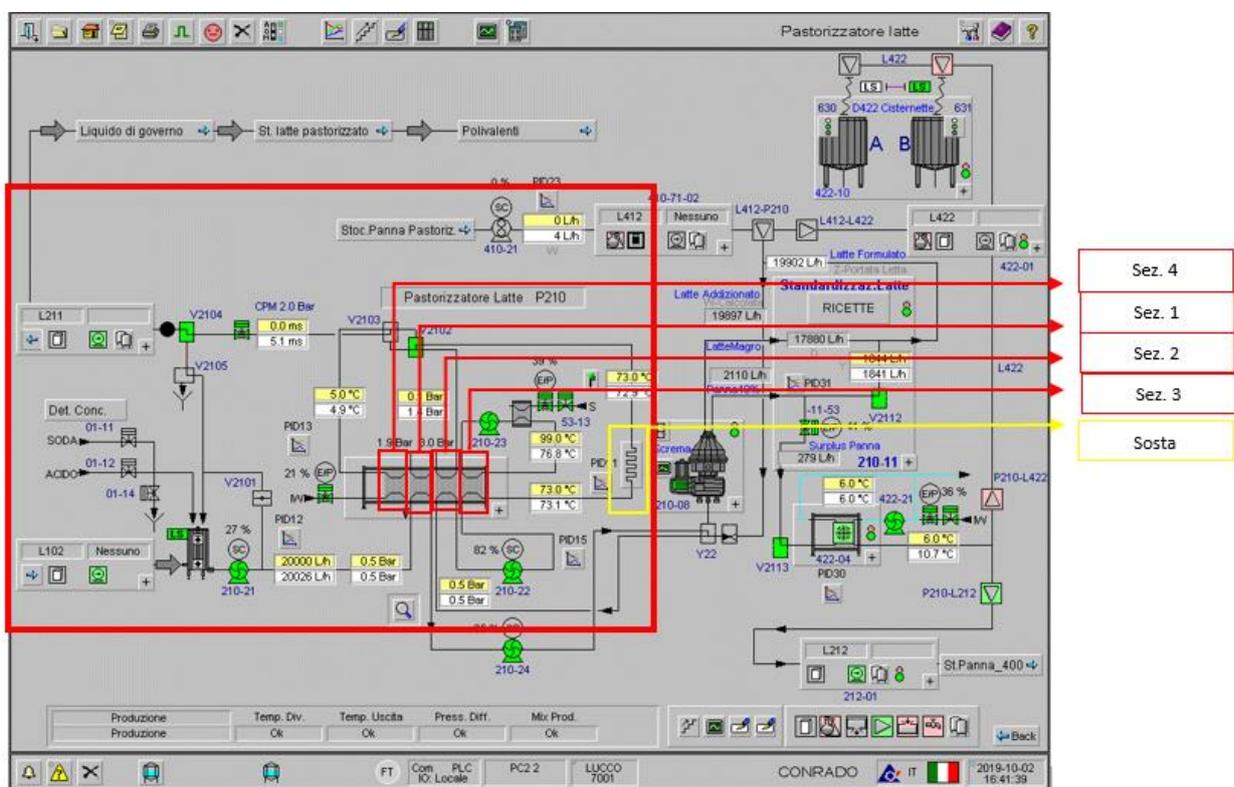


Figura 9 - Sezioni pastorizzatore

Nella Figura 10 - Temperature pastorizzatore, invece, è mostrato il grafico di temperatura nell'arco della giornata in uscita dal pastorizzatore. Questo ci dà un'idea di quante ore e in che momenti è localizzato questo processo in una giornata tipo. Nella realtà, però, non esistono orari e durate fisse in quanto le quantità di latte e le collocazioni temporali nella giornata sono estremamente variabili sia durante l'anno che nella giornata. Questo è dovuto a variazioni stagionali, esigenze produttive che variano innumerevoli volte durante l'anno e altri fattori. Si può comunque estrapolare una media dicendo che la pastorizzazione in genere dura dalle 10 alle 12-13 ore e si colloca tra le 4 del mattino fino alle 15-16 del pomeriggio.

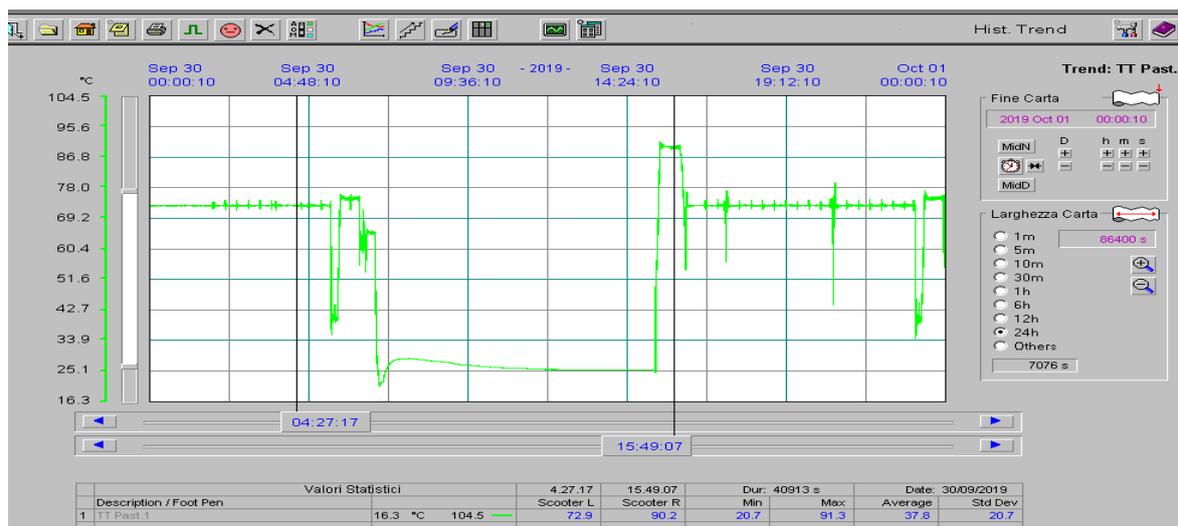


Figura 10 - Temperature pasteurizzatore

Scrematura

Durante l'arco dell'anno il tenore di grasso nel latte in arrivo dalle stalle varia significativamente. In estate infatti la percentuale è più bassa e si arriva ad avere anche il 3,7%, mentre in inverno cresce parecchio fino a toccare il 4,10%. I fattori che influenzano principalmente questo fattore sono la bassa fermentazione della fibra della razione dovuta alla sua scarsa qualità, la carenza di azoto di cui sono "ghiotti" i batteri responsabili della fermentazione, il pH troppo basso oppure ancora una carenza di sodio.

Per avere un prodotto finito standard e con le stesse qualità durante tutto l'anno, diventa quindi necessario fare in modo che il latte lavorato abbia sempre lo stesso tenore di grasso. Questo obiettivo si raggiunge tramite la scrematura del latte fino ad una percentuale scelta del 3,5%.

La scrematura consiste nella separazione della componente grassa del latte per mezzo della centrifugazione. Il latte scremato e avente il giusto tenore di grasso viene poi mandato in produzione, mentre la panna derivante dalla scrematura viene raffreddata e poi stoccata prima di essere venduta. Come si vede dall'immagine, la scrematura è un passaggio intermedio della pastorizzazione. Questo si fa perché la scrematura ha la sua massima efficienza se fatta a 50°C. Infatti il latte che nel pasteurizzatore ha già raggiunto quella temperatura dopo il recupero termico con il latte in uscita, viene mandato direttamente alla screma per poi tornare nello scambiatore e terminare l'ultima fase della pastorizzazione.

Considerando che il latte lavorato al giorno può arrivare al massimo a circa 220000 litri, facendo un semplice bilancio in massa e di componenti si può risalire a quanta panna si ottiene:

$$\left\{ \begin{array}{l} Li = Ls + P \\ Li \cdot \alpha = Ls \cdot \beta + P \cdot \gamma \end{array} \right.$$

Dove:

- Li è la quantità di latte intero
- Ls è la quantità di latte scremato
- P è la quantità di panna
- α è il tenore di grasso del latte intero
- β è il tenore di grasso del latte scremato
- γ è il tenore di grasso della panna

Conoscendo il tenore di grasso del latte intero in ingresso e sapendo che in genere il latte scremato che si vuole ottenere ha un tenore del 3,5% e quello della panna è 40%, si possono ricavare le uniche incognite che sono le quantità L_s e P.

$$P = Li * \left(\frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} \right)$$

$$Ls = Li * \left(\frac{\alpha - \gamma}{\beta - \gamma} \right)$$

Equazione 1

Sotto in Figura 11 vediamo uno schema della scrematrice.

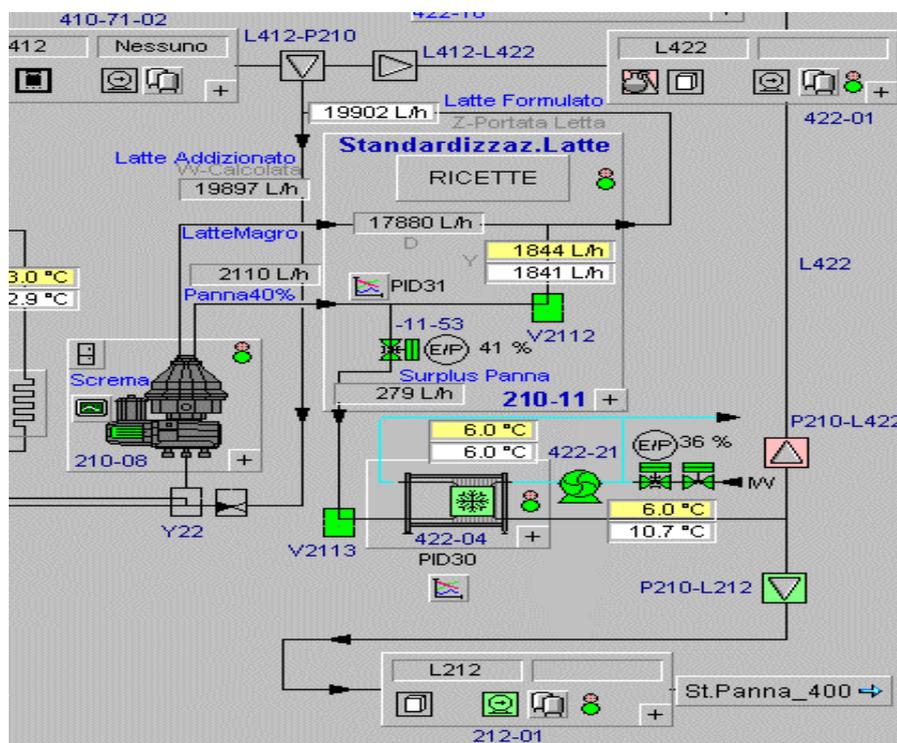


Figura 11 - Scrematrice

Nel dettaglio, il latte scaldato con recupero termico nella prima sezione di scambio del pastorizzatore viene mandato a scremare. La screma centrifuga ed estrae tutto il grasso dal latte ottenendo quindi panna al 40% e latte scremato allo 0% circa. Dopodiché parte della panna viene spillata ed utilizzata per rititolare il latte e portarlo ad una percentuale di grasso del 3,5%, mentre la restante parte viene raffreddata in uno scambiatore dove scorre acqua gelida e poi stoccata in un serbatoio panna. Sotto vengono mostrati i serbatoi di stoccaggio panna. In Figura 12 - Stoccaggio e pastorizzazione panna, nel riquadro giallo sono raggruppati i serbatoi di stoccaggio S401 ed S402 della panna da latte in arrivo dalla scrematrice vista sopra (210) e dai camion in arrivo in caso di acquisto dall'esterno. Hanno una capienza entrambi di 10000 litri.

Nel riquadro rosso, invece, sono evidenziati i serbatoi S411, S412 ed S413 dove viene messa la panna da siero e la panna già pastorizzata. Essi hanno una capienza rispettivamente di: 10000, 10000 e 15000 litri.

Tutti i serbatoi rappresentati sono dotati di camicia termica dove scorre acqua gelida per il mantenimento della temperatura.

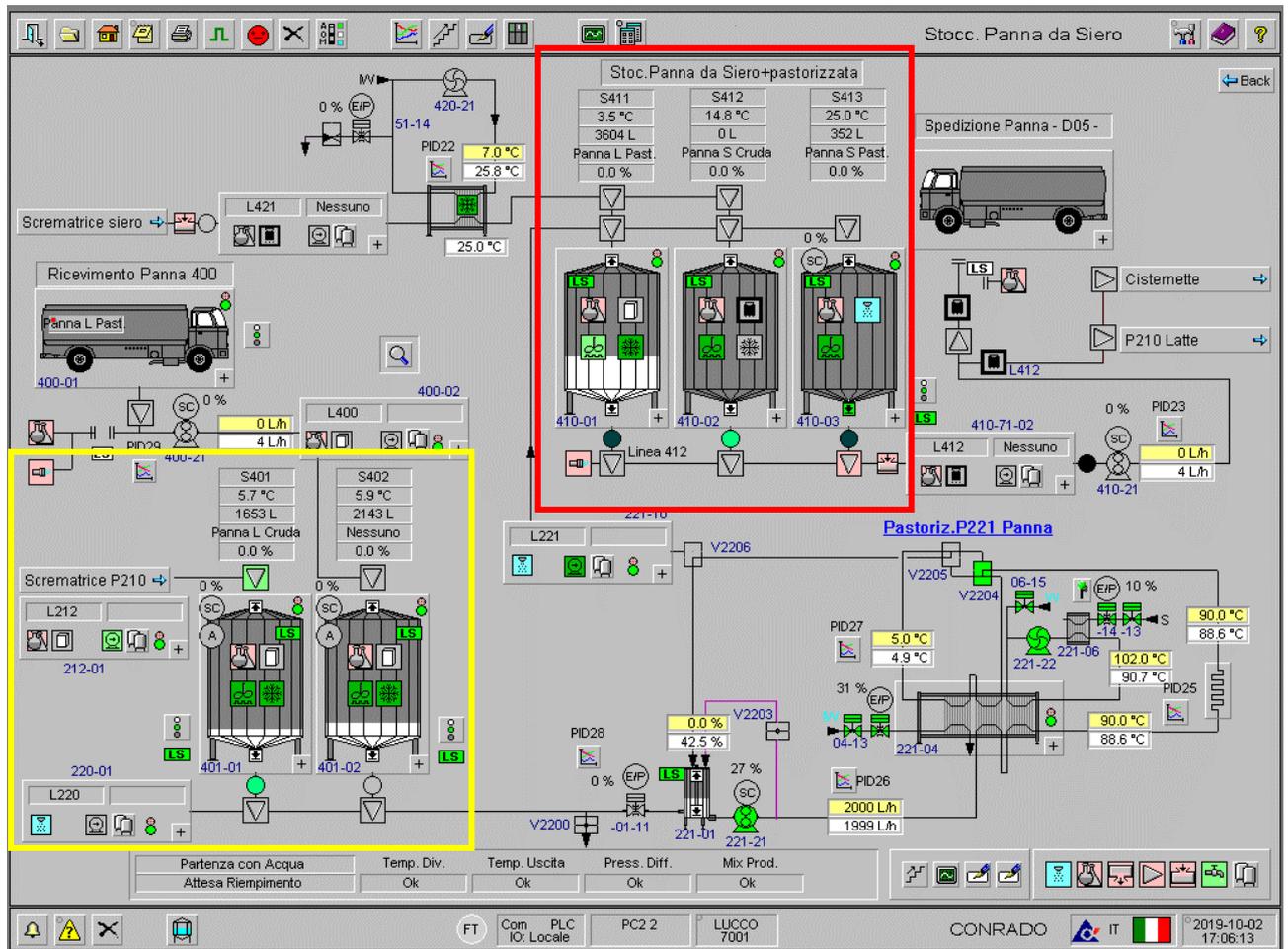


Figura 12 - Stoccaggio e pastorizzazione panna

Coagulazione nelle polivalenti

Il vero e proprio processo di produzione del formaggio ha inizio nelle vasche polivalenti. Il latte pastorizzato non viene mai lavorato in diretta ma viene prima raffreddato e stoccato. Nel momento in cui si decide di lavorare viene portato da 4 a 40°C da un preriscaldatore per poi essere mandato nelle vasche. Qui viene aggiunto il caglio e, dopo circa 30-40 minuti a quella temperatura, si ha la formazione della cagliata che si separa dal siero. La cagliata viene poi rotta per mezzo di bracci meccanici e mandata ai drenatori. Il siero dolce prodotto, invece, va al reparto ricotta oppure viene raffreddato e poi venduto. A livello di fabbisogno termico freddo questo processo non ha alcuna richiesta.

In azienda vi sono 4 polivalenti da 11.000 litri ciascuna. Nelle giornate di maggiore produzione si arriva anche a fare 20 polivalenti per un totale di 220.000 litri di latte lavorato al giorno.

Come quantità sappiamo che la resa in siero dolce è di circa il 70% del latte totale (considerando sia il siero dolce proveniente dalle polivalenti che quello proveniente dalla prima fase della maturazione nei drenatori). Di questo 70%, il 10% andrà generalmente a fare ricotta, mentre il restante 60% viene raffreddato e venduto.



Figura 13 - Polivalenti Bertsch

Maturazione

La cagliata inizia a questo punto la fase di maturazione all'interno dei drenatori. Qui espelle, nella prima fase, ancora del siero dolce e nella seconda fase del siero acido. Nei drenatori viene ancora mantenuto un ambiente tra i 35 e i 40°C, ma sono dotati di un sistema di raffreddamento che viene azionato solo nei casi in cui si ha la necessità di ritardare la maturazione. Azione che si compie generalmente per esigenze di tipo tecnico-produttivo, per esempio quando ci sono dei guasti o degli interventi sui macchinari a valle dei drenatori.

I drenatori in totale sono 8.



Figura 14 - Drenatori

Filatura

Dopo che tutto il siero è stato espulso ed è avvenuta la maturazione la pasta va alle filatrici. La filatura viene fatta per mezzo di una coclea che comprime e tira ripetutamente la pasta. In questa fase, effettuata con irrorazione della pasta con acqua calda, si ha ancora dell'espulsione di siero acido il quale, insieme a quello raccolto precedentemente nell'ultima fase di maturazione, viene scremato per ottenere della panna e del siero scremato da vendere.

In totale vi sono 5 filatrici, 4 della CMT e 1 filatrice a vapore ALMAC per produzioni specifiche dedicate soprattutto a linee di prodotto destinate a pizzerie.

Formatura

A questo punto la pasta è pronta per la creazione delle forme di mozzarella per mezzo delle formatrici. Esse in base alle referenze ed alla linea produttiva, potranno fare diverse pezzature come: ciliegine, 125gr, 200gr e altri. Alcune lavorazioni come la formazione dei nodini vengono ancora effettuate a mano da esperti casari pugliesi.

Rassodamento

Le mozzarelle appena formate ed ancora calde vengono raffreddate e rassodate immergendole in acqua fredda a circa 10 °C. Qui vi permangono per qualche ora. In realtà non tutto il prodotto finisce nelle vasche di rassodamento, ma parte di esso viene trasportato dalle formatrici alle confezionatrici nei vasconi con ruote spinti dagli addetti di turno. Questa procedura non è altro che la stessa che avviene nelle vasche di rassodamento vere e proprie con la differenza che non è automatizzata.

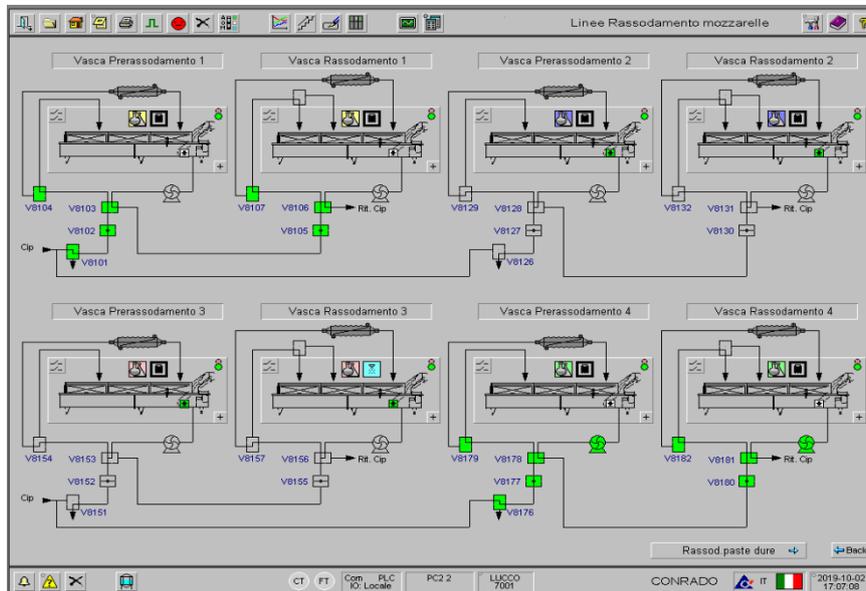


Figura 15 - Vasche di rassodamento



Figura 16 - Vasca di rassodamento

Confezionamento

Ogni prodotto, appartenente ad una specifica referenza commerciale, viene poi smistato e mandato tramite dei nastri trasportatori alla confezionatrice predisposta per quella referenza. L'operazione della confezionatrice è quella di mettere il prodotto all'interno della sua confezione primaria che generalmente è una vaschetta oppure una bustina insieme al liquido di governo che ha l'obiettivo di conservare il prodotto e di mantenere le sue proprietà organolettiche fino al momento del consumo. Dopo che la mozzarella è stata confezionata, viene mandata sempre per mezzo di nastri trasportatori nel reparto imballaggio dove viene imballata in cartoni più grandi insieme ad altre mozzarelle. Prima di essere imballata, però, viene ispezionata da un metal detector e dall'occhio attento di un operatore per rilevare eventuali anomalie.

4. ANALISI DEI CARICHI FRIGORIFERI

RICHIESTA TERMICA DEI PROCESSI PRODUTTIVI

Vediamo ora un elenco dei processi che richiedono energia termica fredda:

- Stoccaggio e abbattimento del latte da 8 a 4°C nei serbatoi mediante camicia termica.
- L'ultimo stadio dello scambiatore dopo la pastorizzazione richiede il raffreddamento del latte fino a 4 °C
- La panna derivante dalla scrematura sia di latte che di siero va raffreddata fino a 8-10 °C
- La panna va poi pastorizzata e nuovamente raffreddata.
- I drenatori hanno una sezione di raffreddamento per ritardare la maturazione.
- Sia il siero acido che il siero dolce non destinato a ricotta vanno raffreddati fino a 6-8 °C.
- Nelle vasche di rassodamento vi è acqua che deve rimanere a circa 10°C portando il prodotto da circa 70 a 10-15°C.
- Durante il confezionamento viene immesso nella confezione del liquido di governo che deve essere preventivamente raffreddato a circa 3°C.
- Dopo la scrematura del siero, la panna derivante va raffreddata.

Lo stoccaggio del latte

Come già detto sopra il latte arriva dall'esterno tramite autotrasportatori e viene immesso nei serbatoi di stoccaggio. Essi hanno una camicia termica dove scorre acqua gelida. Per il calcolo del fabbisogno termico è stato necessario tenere in conto due contributi, quello per l'abbattimento di temperatura nel caso in cui il latte arrivasse più caldo di 3-4 °C e quello per il mantenimento di temperatura dovuto alle dispersioni termiche. In primo luogo occorre analizzare la sezione del serbatoio in modo da poter ricavare un coefficiente globale di scambio, sapendo che dentro vi è convezione forzata (latte messo in movimento da agitatori meccanici) e fuori vi è convezione naturale tra aria e parete del serbatoio.

I materiali utilizzati sono:

- acciaio INOX aisi304 di spessore variabile da 2 mm a 14 mm. Questo ha la sola funzione di portanza meccanico-strutturale che dipende essenzialmente dalle pressioni interne-esterne e dalle sollecitazioni esterne che il serbatoio può subire (vento, neve, sisma etc...). Ai fini del calcolo del coefficiente globale di scambio questo strato potrebbe anche essere trascurato in quanto si tratta di spessori minimi e con coefficiente conduttivo molto elevato.
- Materiale coibentante che di solito è lana di vetro. Qui gli spessori variano da 40-50mm fino a 150 mm. Il suo obiettivo è quello di ridurre il più possibile le dispersioni termiche e di proteggere dalle fonti di calore.

In Figura 17 vediamo uno spaccato del serbatoio nella sezione dove non c'è la camicia termica e uno dove c'è.

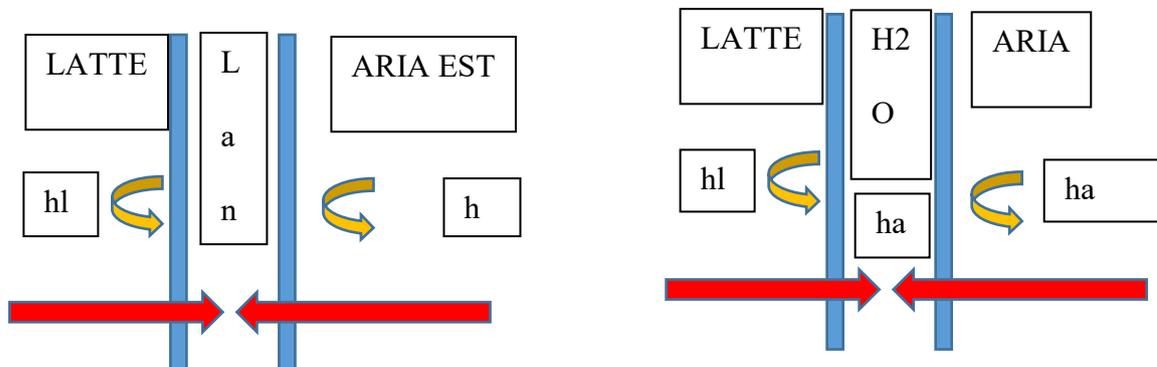


Figura 17 - Sezione serbatoio senza camicia a sinistra e con camicia a destra

Per il calcolo del coefficiente globale di scambio termico è stata utilizzata la seguente formula valida per pareti cilindriche:

$$U \cdot A = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda \cdot L} + \frac{1}{h_{est} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_e \cdot L}}$$

Equazione 2 - Coefficiente globale di scambio termico per parete cilindrica

Dove:

- h_{int} è il coefficiente di scambio convettivo tra latte interno e parete
- r_i è il raggio interno del serbatoio
- L è l'altezza del serbatoio
- λ è il coefficiente di conduzione del materiale
- h_{est} è il coefficiente di scambio convettivo tra parete ed aria esterna
- r_e è il raggio esterno del serbatoio

Le assunzioni adottate sono:

- Nella parte di serbatoio dove vi è la camicia termica non vengono considerate le dispersioni termiche. Quindi si considera soltanto lo scambio termico tra acqua gelida e latte.
- Le dispersioni termiche dal fondo e dalla testa del serbatoio vengono trascurate.
- Dentro il serbatoio vi è un agitatore meccanico per migliorare lo scambio termico che si muove a bassa frequenza, quindi non si può parlare di convezione naturale, bensì di convezione forzata. Prendiamo un valore medio basso di $1000 \text{ W/m}^2\text{K}$ poiché un valori intorno ai $10.000 \text{ W/m}^2\text{K}$ si hanno solo negli scambiatori di calore a tubi d'acqua.

Configurazione di scambio termico	$\bar{h}_c \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$
Aria in convezione naturale	6÷30
Aria in convezione forzata	30÷300
Acqua in convezione forzata	300÷12000
Acqua in ebollizione	3000÷60000
Vapore acqueo in condensazione	6000÷120000
Olio in convezione forzata	60÷700

Tabella 2 - I coefficienti di scambio termico convettivo

Provando a calcolare il coefficiente tramite le correlazioni empiriche della fluidodinamica non ci allontaniamo troppo dal valore atteso di 1000 W/m²K.
 Infatti se prendiamo la correlazione con moto turbolento di Dittus-Boelter

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33}$$

Equazione 3 - Dittus Boelter

Con

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} = \frac{1000 \cdot 0,8 \cdot 1,5}{0,00147} = 816326,5$$

Equazione 4 - Numero di Reynolds

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{\lambda} = \frac{0,00147 \cdot 3800}{0,63} = 8,86$$

Equazione 5 - Numero di Prand

Sostituendo i valori nell' equazione 2 $Nu = 2535$

Ora possiamo calcolare il coefficiente di scambio termico convettivo h:

$$h = \frac{Nu \cdot \lambda}{d} = \frac{2535 \cdot 0,63}{1,5} = 1064,70 \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

- Viene assunto un valore di coefficiente convettivo dell'aria esterna pari a 20 W/m²K preso dalla Tabella 2. Valore scelto considerando che la zona in cui sono posti non è particolarmente ventosa.
- Temperatura dell'acqua gelida all'interno della camicia costante.

Ora possiamo calcolare attraverso l' Equazione 2 i coefficienti globali di scambio termico prima riferito alla sezione con camicia (Uc) e a quella senza (Us).

Risultano rispettivamente:

$$U_c = 6881,9 \left[\frac{W}{K} \right]$$

$$U_s = 31,6 \left[\frac{W}{K} \right]$$

Vediamo ora uno schema del volume di controllo del serbatoio cercando di individuare i flussi termici.

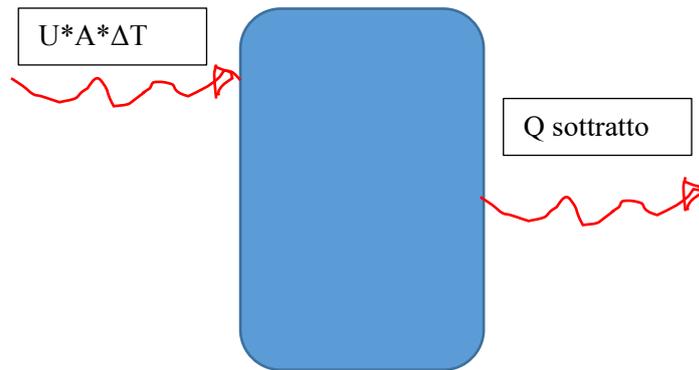


Figura 18 - Volume di controllo del serbatoio

E' stata quindi impostata un'equazione differenziale per simulare la variazione della temperatura del latte all'interno del serbatoio:

$$m \cdot Cp \cdot \frac{dTl}{dt} = Us \cdot As \cdot (Test - Tl) - Q$$

Equazione 6

Il problema è che le incognite in questa equazione sono 2: temperatura latte e Q sottratto. Scriviamo quindi il Q sottratto come:

$$Q = Uc \cdot Ac \cdot (Th20 - Tl)$$

Equazione 7

Dove l'unica incognita a questo punto è Tl. Sostituendo ora l'Equazione 7 nell'Equazione 6 otteniamo:

$$m \cdot Cp \cdot \frac{dTl}{dt} = Us \cdot As \cdot (Test - Tl) - Uc \cdot Ac \cdot (Th20 - Tl)$$

Equazione 8

A questo punto si può risolvere come equazione differenziale non omogenea del primo ordine imponendo poi la condizione iniziale:

$$Tl(t = 0) = Tl \text{ iniz.}$$

Tl iniziale che nei casi peggiori è di 5-6°C.

La soluzione finale è:

$$Tl = \left(T_{iniz} - \frac{\beta}{\alpha_1 - \alpha_2} \right) \cdot e^{(-\alpha_1 - \alpha_2) \cdot t} + \frac{\beta}{\alpha_1 - \alpha_2} \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Equazione 9

Con:

$$\beta = \frac{U_s \cdot A_s}{m \cdot C_p} \cdot T_{amb} + \frac{U_c \cdot A_c}{m \cdot C_p} \cdot T_{h20}$$

$$\alpha_1 = \frac{U_s \cdot A_s}{m \cdot C_p} \quad \text{e} \quad \alpha_2 = \frac{U_c \cdot A_c}{m \cdot C_p}$$

Conoscendo ora le temperature del latte nel tempo e considerando la temperatura dell'acqua gelida costante all'interno della camicia possiamo calcolarci la potenza in kW necessaria come:

$$P = \frac{U_c \cdot (T_l - T_{h20})}{10^3} \quad [kW]$$

Equazione 10

Sotto in Figura 19 e in Figura 20 vediamo l'andamento della temperatura del latte prima e della potenza scambiata istantanea poi.

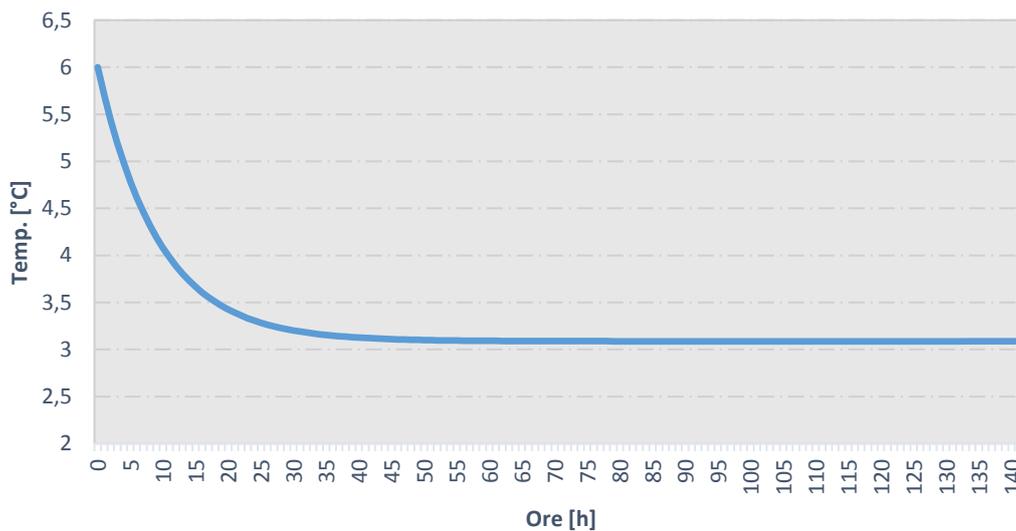


Figura 19 - Andamento temperatura latte nel serbatoio

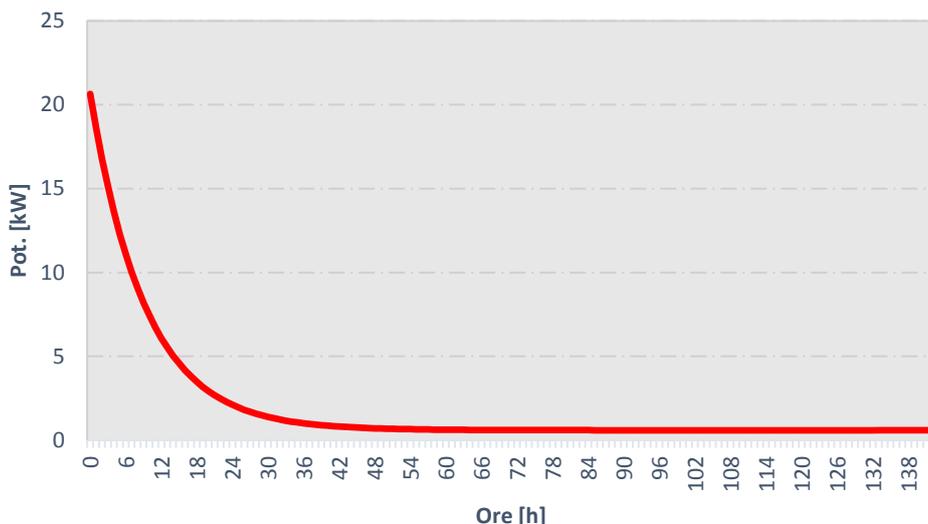


Figura 20 - Potenza istantanea di scambio tra H2O gelida e latte stoccato

Considerando che il tempo medio in cui si vuole abbattere la temperatura del latte da 5-6 °C a 3-4°C è di circa 10 ore, ci mettiamo, in fase di dimensionamento del fabbisogno, nelle condizioni peggiori possibili che corrispondono ad un salto termico da 6 a 3 °C in un tempo di 10 ore. Ci serve, però, un valore di potenza fisso da inserire nei calcoli dei fabbisogni. Per fare ciò potremmo estrarre la media delle potenze istantanee nell'arco delle prime 10 ore, ma così facendo vediamo che il latte riesce a portarsi solo a circa 4°C. Prendiamo quindi la media delle potenze istantanee sulle prime 8 ore (e non sulle prime 10) in modo da tenerci più alti.

Si ottiene così una potenza media di **14,5 kW** arrotondando per eccesso per un serbatoio completamente carico da 60.000 litri. Possiamo così ricavarci un coefficiente che ci dice i kW necessari a raffreddare un litro di latte semplicemente dividendo la potenza ottenuta per i litri del serbatoio preso come esempio.

$$Coeff. = \frac{14,5}{60000} = \mathbf{0,00024} \left[\frac{kW}{l} \right]$$

Equazione 11 - coefficiente kW a litro per il raffreddamento del latte nei serbatoi

I litri complessivi che tutti i serbatoi possono accogliere sono 420.000, ma bisogna considerare che non sono mai tutti contemporaneamente pieni e che parte di essi sono utilizzati per stoccare il latte pastorizzato e già raffreddato quindi svolgono solo l'azione di mantenimento di temperatura per qualche ora. Si può considerare dunque un coefficiente di riempimento dei serbatoi dello 0,6 che rappresenta comunque una condizione limite in cui i serbatoi sono molto pieni. Si ottiene così un volume da raffreddare di $420.000 \cdot 0,6 = 252.000$ litri. E moltiplicando per il coefficiente trovato in Equazione 11, otteniamo la potenza complessiva per lo stoccaggio e l'abbattimento di temperatura del latte nei serbatoi che è pari a **60 kW**.

La pastorizzazione

Come abbiamo visto nel precedente capitolo introduttivo, l'obiettivo della pastorizzazione è quello di trattare termicamente il latte al fine di abbatterne la carica batterica. Lo scambiatore che effettua questo processo è dotato di diverse sezioni tra cui due di recupero termico, una di riscaldamento fino a 73 °C e l'ultima, quella che interessa a noi, per il raffreddamento post pastorizzazione. Raramente il latte pastorizzato viene poi lavorato in diretta, quindi la maggior parte delle volte dopo esser stato pastorizzato, viene raffreddato e poi stoccato per qualche ora prima di essere lavorato.

	FLUIDO	Cal. Specifico	Portata	T in	T out	DeltaT	Potenza scambiata
		kJ/Kg/K	Kg/h	°C	°C	°C	kW
I	Latte crudo preriscaldato	3,8	20600,0	67,8	75,0	-7,2	-157,5
	Acqua calda	4,2	30000,0	79,0	74,5	4,5	157,5
II	Latte crudo	3,8	20600,0	4,0	68,0	-64,0	-1391,6
	Latte pastorizzato	3,8	20600,0	75,0	11,0	64,0	1391,6
III	Acqua gelida	4,2	30000,0	1,0	5,3	-4,3	-152,2
	Latte pastorizzato	3,8	20600,0	11,0	4,0	7,0	152,2

Tabella 3 - Dati di progetto scambiatore pastorizzatore

In Tabella 3 vengono riportati i dati di progetto dello scambiatore del pastorizzatore. La sezione che ci interessa è soltanto la terza, quella dove avviene il raffreddamento. L'acqua gelida entra ad una temperatura di 1 grado e scambia in controcorrente con il latte appena pastorizzato fino a raggiungere una T di 5,3 gradi. Il latte, invece, entra ad 11 °C dopo aver fatto il recupero termico ed esce a 4 gradi. La portata lato acqua è di 30000 kg/h mentre quella lato latte è di 20600 kg/h.

Gli unici misuratori presenti sono quelli di temperatura di fine ed inizio sosta e in uscita dal pastorizzatore dopo la sezione di raffreddamento. Inoltre è presente un misuratore di portata all'ingresso del pastorizzatore. Rimane impossibile estrarre un grafico delle potenze istantanee a carico della sezione di raffreddamento, quindi è necessario affidarsi ai dati di progetto. Si nota dunque che la potenza termica fredda richiesta dal pastorizzatore è di **152 kW**.

Per tutti i processi vedremo due situazioni, la prima riguardante le condizioni attuali e medie di lavorazione e la seconda in cui si tengono in conto le condizioni attuali di picco e gli eventuali ampliamenti futuri.

Nel caso della pastorizzazione questi due scenari vengono sintetizzati nelle quantità di latte lavorate al giorno, che nel primo caso sono di circa 160.000 litri/giorno e nel secondo ci si può spingere anche a 220.000-230.000 litri/giorno. In base alla quantità di latte lavorato, in questo caso la potenza richiesta del processo non viene influenzata, ma cambiano le ore di funzionamento del pastorizzatore, andando ad incidere quindi sull'energia richiesta alla fine della giornata e non sulla potenza di picco. L'analisi sulle energie verrà eseguita al fondo di questo capitolo, ma già qui, al fondo di ogni calcolo relativo ad

un processo, verrà inserita una tabella dove si prospettano le potenze e le ore di utilizzo nei due casi: media/attuale e picco/ampliamento futuro.

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [l]	160.000	230.000
Potenza [kW]	152	152
Ore [h]	8	11

Tabella 4 - Quantità e ore di funzionamento giornaliere del pastorizzatore

Sotto in figura Figura 21 vediamo uno schema dettagliato del pastorizzatore TetraPak. Nel dettaglio si tratta di uno scambiatore a piastre ovvero uno scambiatore costituito da due testate di chiusura ed un pacco piastre. Le piastre di scambio sono realizzate pressando a freddo una lamiera. Esse sono dotate di corrugazioni che assicurano al fluido un'alta turbolenza e quindi un alto coefficiente di scambio termico. Dopo il serraggio delle piastre queste ultime sono provviste di guarnizioni che assicurano un'effettiva tenuta tra i fluidi e l'atmosfera. Inoltre la miscelazione dei fluidi è impedita dalla tenuta a guarnizione doppia attorno ai bocchelli di estremità.

Per completezza vediamo l'equazione che regola lo scambio termico in uno scambiatore:

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta_{mlog}$$

Equazione 12

Dove:

$$\Delta_{mlog} = \frac{(T_{milkin} - T_{wout}) - (T_{milkout} - T_{win})}{\ln\left(\frac{T_{milkin} - T_{wout}}{T_{milkout} - T_{win}}\right)}$$

Equazione 13

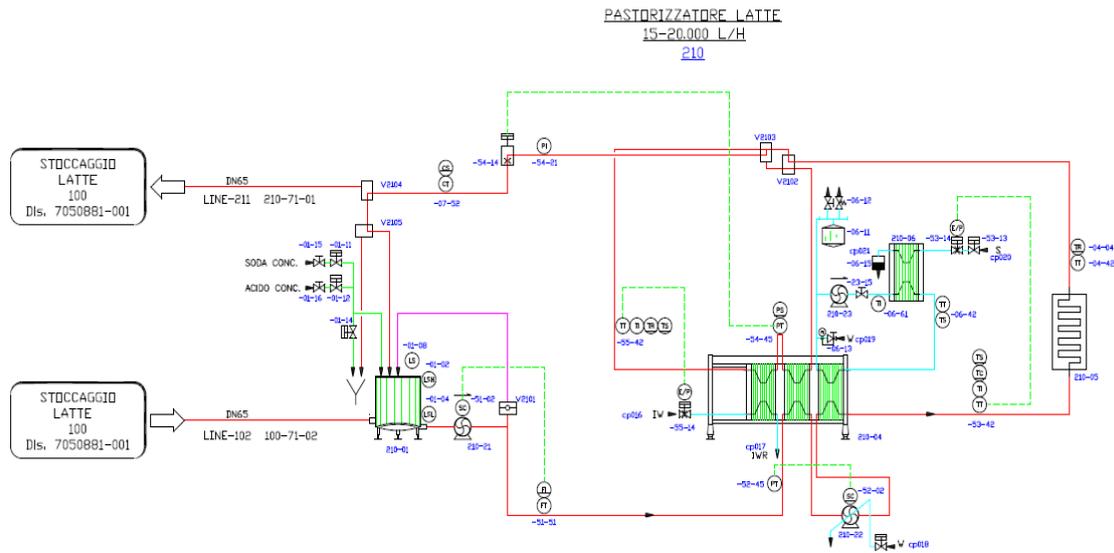


Figura 21 - Pastorizzatore TPFE

Scrematura del latte

La scrematura, come sappiamo, è un passaggio intermedio della pastorizzazione. Questo processo, infatti, per avere la massima efficienza, richiede una temperatura di circa 50°C ed è per questo che il recupero termico tra latte crudo e latte pastorizzato nel pasteurizzatore viene interrotto. La panna derivante dalla scrematura del latte deve essere immediatamente raffreddata per poi essere stoccata. A partire dalla quantità di latte massimo che può essere lavorato giornalmente, possiamo ricavarci, tramite l' Equazione 1, la quantità di panna da raffreddare.

Anche qui vediamo i due scenari attuale e futuro.

Nel dettaglio si può pensare di lavorare al massimo all'incirca 230.000 litri di latte al giorno che assumiamo con un tenore di grasso medio del 3,8%. La panna che si ottiene dalla scrematura la si vuole al 40% e il latte scremato al 2%.

$$P = Li * \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} = 230000 * \frac{3,8 - 2}{40 - 2} = 10895 \left[\frac{kg}{gg} \right]$$

Lo scambiatore, come vediamo in

Tabella 5 ha una portata di progetto di 2000 kg/h, ma non viene mai utilizzato alla massima portata poiché la panna uscente dalla scrematrice viene raffreddata in diretta dopo la scrematura e pertanto può essere al massimo:

$$m_{panna} = m_{pastorizzatore} * \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} = 20600 * \frac{3,8 - 2}{40 - 2} = 976 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

	FLUIDO	Cal. Specifico	PORTATA	T in	T out	DeltaT	Potenza scambiata
		kJ/Kg/K	Kg/h	°C	°C	°C	kW
I	Panna da latte	3,8	2000,0	50,0	8,0	42,0	88,7
	Acqua gelida	4,2	8000,0	4,0	13,4	-9,4	-87,7

Tabella 5 - Raffreddatore panna da latte

La potenza di scambio del raffreddatore panna da latte è di

$$Q = m_{panna} \cdot C_p \cdot \Delta T = \frac{976}{3600} \cdot 3,8 \cdot 42 \cong 43 \text{ [kW]}$$

Nel caso medio attuale invece lavoriamo una quantità di latte medio di circa 160.000 litri al 3,8% e lo vogliamo portare ad un tenore del 3,5%, pertanto:

$$P = Li \cdot \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} = 160000 \cdot \frac{3,8 - 3,5}{40 - 3,5} = 1315 \left[\frac{kg}{gg} \right]$$

Va rivista anche la portata che passa nello scambiatore, come sopra:

$$m_{panna} = m_{pastorizzatore} \cdot \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} = 20600 \cdot \frac{3,8 - 3,5}{40 - 3,5} = 169,3 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

E la potenza:

$$Q = m_{panna} \cdot C_p \cdot \Delta T = \frac{169,3}{3600} \cdot 3,8 \cdot 42 \cong 7,5 \text{ [kW]}$$

Riassumendo:

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [l]	1.315	10.895
Potenza [kW]	7,5	43
Ore [h]	8	11

Tabella 6 - Ore utilizzo e potenza raffreddatore panna nei due scenari

Le temperature di ingresso ed uscita della panna sono rispettivamente 50 e 8 °C. E' fondamentale non raffreddare la panna ad una temperatura più bassa di quella indicata in quanto si andrebbe incontro ad una significativa densificazione della panna stessa che porterebbe a problematiche tecniche e sulla qualità del prodotto. Per fare questo è necessario non avere acqua gelida al di sotto dei 4 °C. Affinché ciò non accada, vi è un loop nel quale scorre l'acqua gelida il quale, tramite una valvola, reintegra nuova acqua gelida qualora quella presente nel circuito si fosse scaldata troppo oltre i 4 °C.

Pastorizzazione panna da latte

La panna derivante dal latte, raffreddata e stoccata va poi pastorizzata. Anche qui, come nel latte, questo processo ha l'obiettivo di eliminare i microorganismi patogeni sensibili al calore come batteri in forma vegetativa, funghi e lieviti.

Nella situazione attuale la quantità di panna da raffreddare è, come calcolato sopra, di 1315 kg/giorno. I dati dello scambiatore vengono riportati sotto in Tabella 7. Come si vede si hanno 3 sezioni di cui una di recupero termico tra panna pastorizzata e panna cruda, una di riscaldamento in controcorrente con acqua calda e l'ultima di raffreddamento in controcorrente con acqua gelida.

	FLUIDO	Cal. Specifico kJ/Kg/K	PORTATA Kg/h	T in °C	T out °C	DeltaT °C	Potenza scambiata kW
I	Panna	3,8	2000	82	94	-13	-25,2
	Acqua calda	4,2	4000	95,5	90,1	5,4	25,2
II	Panna	3,8	2000	95	18,6	76,4	161,3
	Panna	3,8	2000	5	82	-77	-162,6
III	Acqua gelida	4,2	6000	2,5	6,3	-3,8	-26,6
	Panna	3,8	2000	18,6	6	12,6	26,6

Tabella 7 - Dati di progetto scambiatore pastorizzatore panna

La portata dello scambiatore è sempre la stessa anche se cambiano le quantità lavorate. Le quantità lavorate rimangono quelle analizzate nel processo sopra (raffreddamento panna da latte). Cambierà soltanto la durata della pastorizzazione come vediamo nella tabella sotto:

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [l]	1.315	10.895
Potenza [kW]	26,6	26,6
Ore [h]	1	5

Tabella 8 - Ore e potenze pastorizzatore panna nei due scenari

Raffreddamento siero dolce

Il siero dolce, ovvero quello proveniente dalle polivalenti e dalla prima fase dei maturatori, deve essere raffreddato per la vendita oppure andare al reparto ricotta per la produzione di ricotta. In Tabella 9 vediamo i dati di progetto dello scambiatore del raffreddamento del siero dolce.

	FLUIDO	Cal. Specifico kJ/Kg/K	PORTATA Kg/h	T in °C	T out °C	DeltaT °C	Potenza scambiata kW
I	Siero dolce	3,8	15000	40	8	32	506,7
	Acqua gelida	4,2	15000	2	31,0	-29,0	-506,7

Tabella 9 - Dati di progetto scambiatore siero dolce

Da tabella si evince che lo scambiatore abbia solo una sezione di raffreddamento, in realtà ne ha 2, una in cui effettua la prima parte di abbassamento della temperatura con acqua di pozzo e l'ultima parte con l'acqua gelida. Negli ultimi tempi, però, la sezione con acqua di pozzo non viene più utilizzata in quanto quest'ultima è un bene sempre più utilizzato ma con disponibilità sempre più limitata. Tutto l'abbattimento di temperatura è imputato quindi all'acqua gelida e la sezione di scambio è soltanto più una.

La quantità di siero dolce derivante dalla coagulazione e dalla prima fase della maturazione è circa il 70% del latte lavorato. Di questo 70%, solo il 60% deve essere raffreddato poiché il restante 10% va al reparto ricotta. Dunque le quantità e le ore di utilizzo le vediamo in Tabella 10.

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [l]	96.000	136270
Potenza [kW]	506,7	506,7
Ore [h]	6	9

Tabella 10 - Quantità, durate e potenze del raffreddatore siero dolce nei due scenari

Per quanto riguarda il prospetto futuro, ci sarà l'intenzione di scremare anche il siero dolce e non soltanto il siero acido. Dunque dal 70% di siero dolce totale, il 10% va sempre e comunque al reparto ricotta, mentre il restante 60% non viene più subito raffreddato, ma prima scremato per estrarre panna e poi raffreddato successivamente. Dunque il siero da raffreddare post scrematura, usando l'Equazione 1, è dato da:

$$Siero = L_{lavorato} \cdot 0,6 \cdot \frac{\alpha - \gamma}{\beta - \gamma} = 230000 \cdot 0,6 \cdot \frac{0,6 - 40}{0,1 - 40} = 136270 [l]$$

Raffreddamento siero acido

Il siero acido proveniente dalla seconda fase di maturazione nei drenatori, dalle filatrici e dal reparto ricotta viene scremato e poi raffreddato. La quantità di siero acido prodotto corrisponde al 16% del latte lavorato, ma a questa percentuale dobbiamo simulare un 15% in più per il siero proveniente dal reparto molli siccome vi è una sola unità di trattamento siero acido che gestisce sia quello dal reparto molli che quello dal reparto filati. Nella situazione attuale è operativa una macchina che riesce a scremare solo fino al 23% il siero, ma in futuro il progetto è quello di sostituire la scrematrice siero con una che riesca a raggiungere il 40%. Con queste informazioni possiamo ricavarci i dati di lavorazione attuali e futuri.

Nella configurazione attuale, comunque, il siero acido scremato non viene raffreddato in quanto essendo un sottoprodotto che viene utilizzato prevalentemente dal settore agricolo, non vi è la stretta necessità di raffreddamento.

In futuro, invece, ci potrebbe essere l'ipotesi di raffreddamento con le seguenti quantità:

$$Siero_{acido} = L_{lavorato} \cdot 0,3 \cdot \frac{0,6 - 40}{0,1 - 40} = 68135 [l]$$

I dati dello scambiatore sono quelli riportati in

	FLUIDO	Cal. Specifico kJ/Kg/K	PORTATA Kg/h	T in °C	T out °C	DeltaT °C	Potenza scambiata kW
I	Siero scremato	3,8	16000	50	5,9	44,1	744,6
	Acqua gelida	4,2	30000	1	22,3	-21,3	-744,6

Tabella 11 - Dati scambiatore siero acido scremato

Riassumendo:

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [l]	-	68135
Potenza [kW]	-	744
Ore [h]	-	4

Tabella 12 - potenze e durate raffreddatore siero acido

Raffreddamento panna da siero

La panna derivante dalla scrematura del siero va raffreddata. Ad oggi si ha solo la panna proveniente dal siero acido, mentre in futuro, come già detto sopra, l'obiettivo è quello di scremare anche il siero dolce. Lo scambiatore per il raffreddamento panna ha le seguenti caratteristiche:

	FLUIDO	Cal. Specifico	PORTATA	T in	T out	DeltaT	Potenza scambiata
		kJ/Kg/K	Kg/h	°C	°C	°C	kW
I	Panna da siero	3,8	221	45	10,0	35,0	8,2
	Acqua gelida	4,2	2103	5	8,4	-3,4	-8,2

Tabella 13 - Dati scambiatore raffreddatore panna da siero

La panna da raffreddare al momento è:

$$Panna_{siero} = L_{lavorato} \cdot 0,3 \cdot \frac{0,6 - 0,1}{23 - 0,1} = 1048 [l] = 1310[kg]$$

Mentre nel futuro bisognerà tenere conto sia della panna da siero acido che di quella da siero dolce:

$$Panna_{siero} = L_{lavorato} \cdot 0,6 \cdot \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} + L_{lavorato} \cdot 0,3 \cdot \frac{\alpha - \beta}{\gamma - \beta} = 1729 + 865 = 2594 [l]$$

$$= 3242 [kg]$$

Anche qui vediamo in tabella riassunte le potenze e le quantità di panna lavorata nella situazione attuale ed in quella futura.

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [kg]	1.310	3242
Potenza [kW]	8,2	8,2
Ore [h]	6	15

Tabella 14 - Quantità, potenza e ore di funzionamento raffreddatore panna

Pastorizzazione panna da siero

Sia la panna da siero acido che quella da siero dolce in futuro, devono subire il trattamento di pastorizzazione e successivamente essere raffreddate, proprio come accade per il latte crudo quando arriva in azienda. Le quantità da trattare sono esattamente quelle indicate nel paragrafo precedente. Anche i dati dello scambiatore di calore li abbiamo già visti nel paragrafo relativo alla scrematura della panna da latte in Tabella 7, in quanto si tratta esattamente dello stesso. Vediamo quindi solo più il riassunto nella seguente tabella:

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [kg]	1.310	3242
Potenza [kW]	26,6	26,6
Ore [h]	1	2

Tabella 15 - Quantità, potenze e ore di funzionamento pastoreizzatore panna da siero

Raffreddamento liquido di governo

Il liquido di governo è quel liquido che viene inserito nelle confezioni dei prodotti per mantenerli sani ed edibili fino al momento del consumo. Esso è contenuto in due serbatoi localizzati all'interno dello stabilimento produttivo, ma a differenza dei serbatoi per lo stoccaggio latte, non è dotato di camicia termica per il raffreddamento ma ha uno scambiatore di calore apposito. La portata di liquido che riesce a processare è di 9900 Kg/h. La quantità giornaliera di liquido di governo raffreddato non ci è dato saperla poiché non vi sono misuratori di portata e nemmeno abbiamo modo di sapere quanto liquido vi è in ogni vaschetta o bustina di prodotto; anche perché questo dato sarebbe estremamente variabile con la referenza specifica. Si può stimare però che il raffreddatore liquido di governo è attivo per tutto il periodo di produzione e in particolare per tutto il periodo di confezionamento che indicativamente va dalle 6 del mattino alle 17-18 del pomeriggio. Dunque 10-12 ore di funzionamento. Moltiplicando quindi la portata di progetto dello scambiatore per il numero di ore ipotizzato, si può risalire ad una quantità giornaliera di 118.800 litri.

Per quanto riguarda la potenza dello scambiatore di 34 kW, per essere realistici, si potrebbe supporre più bassa in quanto è norma che non tutto il liquido processato nello scambiatore vada alle confezionatrici, ma ritorni nel serbatoio. Questo fa sì che la temperatura del liquido ancora da raffreddare sia più bassa del previsto, abbassando così la potenza da imputare allo scambiatore. Per essere cautelativi viene comunque tenuta in considerazione una potenza di 34 kW.

	FLUIDO	Cal. Specifico	PORTATA	T in	T out	DeltaT	Potenza scambiata
		kJ/Kg/K	Kg/h	°C	°C	°C	kW
I	Liquido di governo	4,2	9900	6	3,1	2,9	33,8
	Acqua gelida	4,2	10000	1	3,9	-2,9	-33,8

Tabella 16 - Dati di progetto scambiatore liquido di governo

	MEDIA ATTUALE
Q.tà giornaliera [l]	-
Potenza [kW]	34
Ore [h]	12

Tabella 17 - Potenza e ore di funzionamento raffreddatore liquido di governo

Vasche di rassodamento e vasconi

Le vasche di rassodamento servono a raffreddare e rassodare il prodotto appena finito e formato. Su questo processo non abbiamo, però, nessun dato di portata relativo allo scambiatore di acqua gelida e nemmeno relativo alle temperature o alle ore di stazionamento del prodotto nelle vasche. Possiamo però dire in linea del tutto generale grazie ad alcune misurazione spot che il prodotto vi entra ad una temperatura media di circa 70 °C ed esce tra gli 8 e i 12°C (10°C media). Si ha quindi un delta di 60 gradi. La resa in prodotto a partire dalla quantità di latte lavorato è di circa il 17%. Il funzionamento delle vasche di rassodamento dura dalle 5 del mattino fino alle 15 del pomeriggio per un totale di 10 ore giornaliere. Il calore specifico¹ per la mozzarella è di circa 3,3 kJ/kg K. Quindi la portata attuale in kg/s sarà data da:

$$m_{mozz} = \frac{160000 \cdot 0,17}{10 \cdot 3600} = 0,76 \frac{kg}{s}$$

Quella di picco invece:

$$m_{mozz} = \frac{230000 \cdot 0,17}{10 \cdot 3600} = 1,1 \frac{kg}{s}$$

Le potenze saranno quindi rispettivamente:

$$Pot_{att} = 0,76 \cdot 3,3 \cdot 60 = 150 [kW]$$

$$Pot_{picco} = 1,1 \cdot 3,3 \cdot 60 = 218 [kW]$$

Riassumendo:

	MEDIA ATTUALE	PICCO FUTURO
Q.tà giornaliera [kg]	27.200	39.100
Potenza [kW]	150	218
Ore [h]	10	10

Tabella 18 - Vasche di rassodamento e vasconi

¹ Preso da http://sito.entecra.it/portale/public/documenti/progetto_qualiform.pdf

I CARICHI FRIGORIFERI DI CELLE E UTA

Fino a questo punto abbiamo visto ed analizzato tutti i carichi termici strettamente legati al processo produttivo del formaggio partendo dal latte crudo. Questa però è soltanto una parte del reale fabbisogno di freddo dell'azienda, poiché vi è una quota significativa dovuta al raffreddamento delle celle e dei locali di picking e al trattamento aria nei locali: produzione, confezionamento/imballaggio e ricotta.

Lo scopo principale delle celle frigorifere è quello di abbattere la temperatura del prodotto appena finito e di mantenerla fino al momento del confezionamento se non è ancora stato confezionato oppure fino alla spedizione se è già stato confezionato ed imballato. In generale, infatti, abbiamo delle celle dedicate appositamente all'abbattimento di temperatura del prodotto e altre dedicate soltanto al mantenimento della stessa. Solitamente queste ultime sono quelle che anticipano la spedizione del prodotto verso le catene della distribuzione. E' quindi molto importante avere un sistema di raffreddamento efficiente e che raggiunga, anche in estate, i target di temperatura per la corretta conservazione del prodotto e per la soddisfazione del cliente che lo acquista. In tutte le celle frigorifere presenti nell'azienda non vi è trattamento dell'aria ma solo raffrescamento e raramente ricircolo forzato dell'aria interna.

Altro discorso è invece quello da fare per i locali dove è necessario effettuare il trattamento aria garantendo quindi una quota di rinnovo per il benessere degli occupanti e per la salubrità dell'ambiente dove vi è la produzione di un prodotto alimentare e quindi più sensibile.

In questo capitolo verranno quindi stimati i carichi necessari per climatizzare i reparti produttivi e le celle frigorifere.

Il condizionamento delle celle frigorifere

In molti casi i flussi termici vengono calcolati in regime stazionario, mentre essi (in estate) sono in realtà caratterizzati da una fluttuazione nell'arco della giornata dovuta fondamentalmente alla variazione della radiazione solare. A causa, però, dell'inerzia termica più o meno grande delle strutture, il flusso termico istantaneo che penetra nelle strutture non si trasforma tutto e subito in carico di raffreddamento.

Vediamo un elenco delle modalità con cui il flusso termico penetra in ambiente:

- Radiazione solare attraverso le superfici trasparenti (non presenti nelle celle analizzate).
- Trasmissione attraverso le finestre (non presenti nelle celle analizzate).
- Trasmissione attraverso le pareti, il tetto ed il pavimento.
- Generazione da parte degli occupanti (che possiamo considerare assente per le celle frigorifere le quali per la maggior parte del tempo non vedono l'ingresso ed il flusso di personale).
- Generazione dall'illuminazione (che trascuriamo poiché nelle celle vi è un sistema di accensione e spegnimento automatici in base alla presenza o assenza del personale).
- Generazione legata all'abbattimento di temperatura del prodotto caldo.
- Infiltrazioni aria esterna dovuta all'apertura porte.
- Eventuali altre cause.

Nella Figura 22 è riportato uno schematico diagramma che rappresenta lo sfasamento e l'ampiezza del carico di raffreddamento rispetto all'apporto istantaneo di calore in base all'inerzia termica della struttura (cioè in funzione della massa frontale della parete). Come si vede, più la massa frontale è bassa e più il carico di raffreddamento seguirà fedelmente l'apporto istantaneo di calore. Si possono a questo punto effettuare due tipi di calcolo, uno semplice che si può risolvere anche manualmente e uno più dettagliato che richiede necessariamente l'impiego di un elaboratore. L'approccio rigoroso richiede infatti un bilancio termico in regime variabile dove è necessario conoscere le temperature superficiali delle pareti e di conseguenza il carico termico da rimuovere. Un'analisi così dettagliata non è però lo scopo principale di questa tesi e pertanto verranno fatte delle assunzioni e delle semplificazioni per rendere il problema più facilmente risolvibile. Nel dettaglio, le celle frigorifere sono tutte poste all'interno dei reparti produttivi e quasi nessuna di esse è direttamente confinante con l'esterno. Questo semplifica i conti evitando di suddividere le pareti esterne in base all'esposizione. Supponendo poi anche le pareti esterne con un'elevata inerzia termica (le coperture e le pareti usate hanno notevole peso e capacità termica), si ottiene un carico termico giornaliero con poche fluttuazioni.

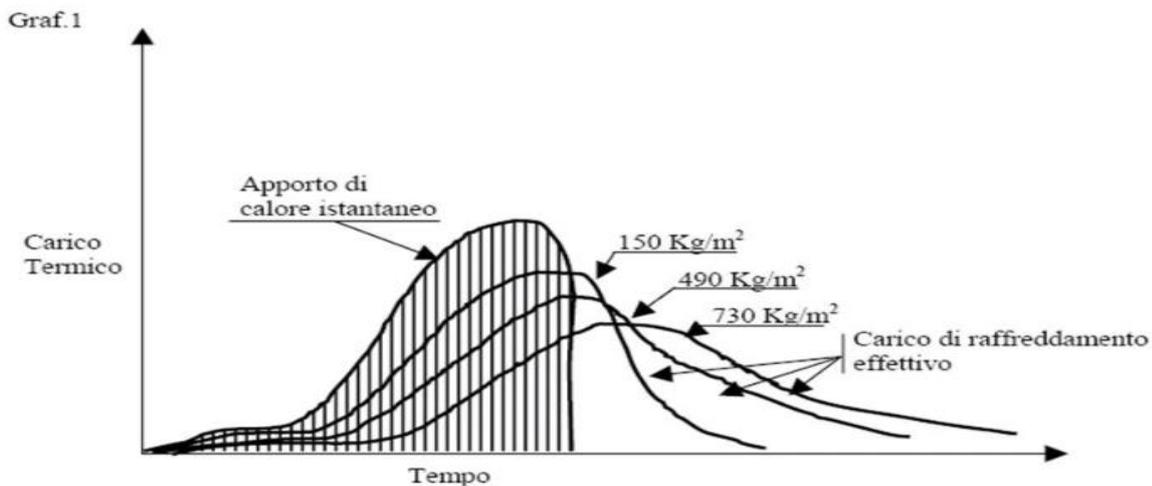


Figura 22 - Come varia il carico di raffreddamento con l'inerzia termica della struttura

Quindi riassumendo:

$$Q_i = Q_{tr} + Q_{int} + Q_{porte} + Q_{pt}$$

Dove: Q_i è il carico termico dell'impianto, Q_{tr} è il calore entrante per trasmissione dalle pareti, Q_{int} sono gli apporti interni dovuti principalmente al prodotto caldo da raffreddare, Q_{porte} è il calore dovuto alle infiltrazioni di aria per l'apertura delle porte e Q_{pt} è il calore dovuto ai ponti termici.

Flusso di calore attraverso pareti interne, soffitto e pavimento

Come abbiamo già visto le pareti che racchiudono le celle non confinano con l'esterno a parte un solo lato del locale spedizione. Quindi le pareti scambiano l'aria dei locali adiacenti e che a loro volta hanno una loro temperatura di set point. L'equazione che governa lo scambio termico per trasmissione attraverso le pareti è la seguente:

$$Q = \sum_i K_i \cdot A_i \cdot (T_i - T_a)$$

Equazione 14 - Equazione dello scambio termico per le pareti

Con T_i temperatura di set point della cella i -esima, T_a temperatura dell'ambiente confinante, A_i Superficie [m^2] della parete i -esima e K_i è la trasmittanza specifica globale della generica parete di confine [W/m^2K] ed è pari a:

$$K_i = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{h_e}} \quad \left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Equazione 15 - Trasmittanza globale di scambio termico

Dove h_i ed h_e sono i coefficienti di adduzioni interni ed esterni, λ ed s sono la conducibilità e lo spessore del materiale i -esimo che compone la parete. Considerando che il cuore delle pareti delle celle è composto da poliuretano espanso ($\lambda=0,03$ W/mK) dello spessore di 7 cm circa e considerando dei coefficienti di adduzione tipici di 25 W/m²K, e trascurando il rivestimento dell'isolante (sottile e con elevata conducibilità termica) si ottiene un valore orientativo di K_i pari a 0,42 W/(m²K). Per il calcolo invece della temperatura esterna che tenga in conto dell'irraggiamento solare, useremo in questa analisi la temperatura sole aria. Ovvero una temperatura fittizia dell'aria esterna che apporterebbe sulla superficie esterna della parete lo stesso flusso termico che si ha nella realtà per effetto della radiazione solare incidente e della adduzione con l'aria esterna. Questa temperatura verrà tenuta in conto come temperatura dell'aria esterna e quindi inserita nell'equazione di scambio termico delle pareti e del soffitto.

Il valore di radiazione solare globale è stato preso dallo storico dei dati della stazione meteorologica dell'Università degli Studi di Torino del dipartimento di Fisica. Sotto in Figura 23 vediamo un grafico che rappresenta l'andamento della radiazione solare globale nell'arco della giornata in una giornata tipo estiva.

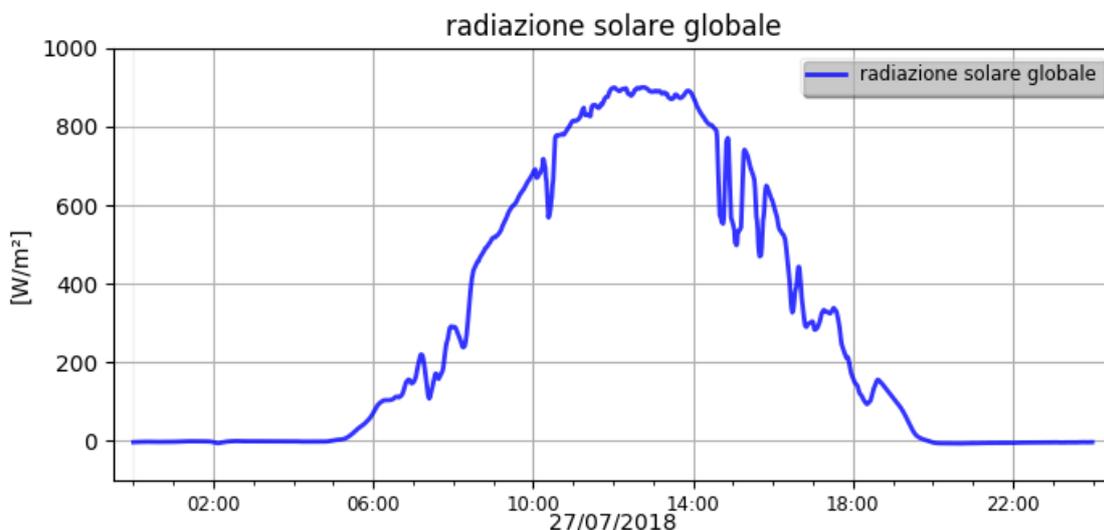


Figura 23 - Andamento giornaliero radiazione solare

Questo grafico ci serve per estrapolare un valore medio di radiazione solare che poi ci servirà per ricavare la temperatura aria-sole. Considerando che, ai fini del dimensionamento, si stanno valutando i valori di picco ovvero quelli che offrono le condizioni di carico termico maggiore, possiamo dire che la radiazione solare media nell'arco della giornata è di 650 W/m² anche se in realtà è minore. Le equazioni che ci permettono di ricavare la T_{as} sono le seguenti:

$$\frac{Q}{A} = \alpha \cdot E_t + h_0(T_0 - T_s)$$

Equazione 16

$$\frac{Q}{A} = h_0 \cdot (T_e - T_s)$$

Equazione 17

Mettendo insieme l'Equazione 16 e l'Equazione 17:

$$T_e = T_0 + \frac{\alpha \cdot E_t}{h_0}$$

Equazione 18

Dove α è il coefficiente di assorbimento della parete, E_t è la radiazione solare e h_0 è il coefficiente di adduzione esterno. Questo calcolo per essere rigoroso andrebbe eseguito per tutta la giornata facendo variare nella formula la radiazione solare e le temperature esterne ed eventualmente poi fare una media per utilizzare un valore unico. Questo però è già stato fatto e si può trovare in letteratura una tabella con i delta temperatura rispetto alla temperatura esterna per una certa latitudine al variare della massa frontale della parete. In particolare per la tabella sotto mostrata è stata considerata una latitudine di 40°.

Differenze di temperatura equivalenti ΔT_e (°C) per pareti verticali.

Esposizione Parete	Peso del muro (kg/m ²)	Ora solare																							
		18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
NE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	-0,3	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4	2,5	8,1	11,9	12,5	13,1	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4	2,5	13,1	11,9	10,8	8,1	5,3	5,8	6,4	6,9
	500	6,4	6,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3	3	2,5	2,5	1,9	1,3	1,9	1,9	1,9	5,3	8,5	8,1	7,4	6,4	5,3	5,8
	700	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6	3,6	2,5	2,5	3	3	3	3	5,3	7,4	8,5	7,4	6,4	6,4
E	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9	0,2	9,2	16,4	18,1	19,7	19,2	17,4	10,8	6,4	6,9	7,4	7,4
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	2,5	1,9	1,3	0,2	0,2	-0,3	-0,8	-0,8	-0,3	11,3	16,4	16,9	16,9	10,2	7,4	6,9	6,4	6,9
	500	7,4	7,4	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,6	3	2,5	2,5	3	4,2	7,4	10,8	13,1	13,6	13,1	10,8	9,7	8,5
	700	8,5	7,4	6,4	6,9	7,4	7,4	7,4	6,9	6,9	6,4	6,4	6,4	5,8	5,3	5,3	4,7	4,2	4,7	5,3	8,1	9,7	10,2	9,7	9,2
SE	100	7,4	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4	5,3	3	6,9	10,2	14,1	14,7	15,2	14,1	13,1	10,2	8,5	8,1
	300	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	4,2	3	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8	0,2	0,2	-0,3	6,9	10,8	13,1	15,2	14,1	13,6	11,3	9,7	8,1
	500	7,4	6,9	6,4	5,8	5,3	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	4,2	3,6	3,6	3,6	3	3	3	5,8	8,5	9,2	9,7	10,2	9,7	8,5
	700	8,5	8,1	7,4	6,9	6,4	6,4	6,4	5,8	5,8	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3	5,8	7,4	8,1	8,5	9,7
S	100	8,5	6,4	5,3	3,6	3	1,3	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-2,5	0,2	1,9	7,4	11,9	14,7	16,4	15,2	14,1	10,8
	300	10,8	8,1	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8	-0,8	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	3,6	6,4	10,8	13,1	13,6	14,1	12,5
	500	9,7	8,1	7,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	3,6	3	3	2,5	1,9	1,9	0,8	0,8	1,3	1,9	4,1	6,4	8,1	8,5	9,7	
	700	7,4	8,1	8,5	8,5	7,4	6,4	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6	3,6	3	3	2,5	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	3,6	5,3	6,9
SO	100	23,1	18,4	13,1	6,4	3	1,9	0,8	0,2	0,2	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,9	3	10,2	14,1	18,6	21,9	22,5
	300	19,7	19,2	18,6	10,8	5,3	3,6	3	2,5	1,9	1,9	1,3	1,3	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	4,2	6,4	13,1	17,5	19,2
	500	11,9	12,5	13,1	12,5	11,9	8,1	5,3	5,3	4,7	4,7	4,2	3,6	3,6	2,5	3	2,5	1,9	2,5	3	3,6	4,2	6,4	7,4	10,2
	700	5,3	8,1	9,7	10,2	10,8	6,9	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	3,6	3	3	3,6	4,2	4,7	4,7
O	100	26,3	18,6	11,9	7,4	4,2	2,5	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,9	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3	7,4	10,8	17,5	21,9	24,7
	300	21,9	22,5	19,7	15,2	8,5	5,3	3	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8	0,8	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	0,8	1,9	3,6	5,3	10,2	14,1	18,6
	500	10,8	13,6	15,2	14,7	14,1	10,2	7,4	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3,6	3	3	3	3	3	3,6	4,2	5,3	6,4	9,2
	700	6,4	7,4	8,5	11,3	11,9	12,5	11,9	10,8	9,7	8,5	8,1	6,9	6,4	5,8	5,3	4,7	4,2	4,2	4,2	4,2	4,2	5,3	5,3	5,8
NO	100	21,9	20,3	18,6	9,7	3	1,9	0,8	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4	-1,9	-2,5	-2,5	-1,4	-0,3	1,3	3	5,3	6,4	10,2	13,1	18,1
	300	16,4	16,9	17,5	11,3	6,4	4,2	3	1,9	1,3	0,2	-0,3	-0,8	-1,4	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,3	0,8	3	4,2	5,3	6,4	11,3
	500	6,4	9,1	10,8	11,3	11,9	7,4	4,2	3,6	3,6	3	3	2,5	2,5	9	9	9	9	9	9	9	9	9	2,5	3
	700	4,2	4,7	5,3	7,4	9,7	10,2	10,8	8,5	6,9	5,8	5,3	4,7	4,2	3,6	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3,6
N	100	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	-0,3	-0,3	-0,8	-0,8	-1,4	-1,4	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	0,2	1,9	4,2	5,3	6,4	7,4	6,9
	300	6,4	6,4	6,4	5,3	4,2	3	1,9	0,8	0,2	-0,3	-0,8	-1,4	-1,9	-1,9	-2,5	-1,9	-1,4	-0,8	-0,3	1,3	3	4,2	5,3	5,8
	500	2,5	2,5	4,2	3,6	3	2,5	1,9	1,3	1,3	0,8	0,8	0,2	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3	1,9	2,5	
	700	1,9	2,5	3	3,6	4,2	3,6	3	1,9	1,3	0,8	0,8	0,2	0,2	0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	0,2	0,8	1,3

Tabella 19 - Delta temperatura aria esterna

Come si può notare, i delta temperatura dell'aria esterna variano sia in base all'esposizione della parete e sia in base alle masse frontali delle pareti stesse. Infatti più massa frontale della parete sarà elevata e più la differenza di temperatura sarà sfasata rispetto alle ore centrali dove la radiazione solare è maggiore. Ma non solo, anche l'ampiezza della differenza sarà più smorzata in abbinamento a pareti con massa superficiale più elevata. La tabella si riferisce ad una latitudine di 40°, simile quindi alle nostre zone. Ad un' escursione termica giornaliera di 11 gradi e una differenza di temperatura tra temperatura esterna di progetto e interna di progetto pari ad 8°C. Quest'ultima come abbiamo visto è più bassa di quella del caso in esame e pertanto vi è un'altra tabella che indica i delta temperatura aggiuntivi. Nel caso in esame bisogna aggiungere ulteriori 10 °C.

Quindi per una parete esposta a sud-ovest, come è l'unica parete di una cella confinante con l'esterno (locale spedizione), ipotizzando una parete con massa frontale molto elevata (700 kg/m²) siccome si tratta di muratura in cemento spesso ricoperta da pietre di fiume, si nota che il massimo delta di temperatura è di 8,5°C. Ipotizzando ancora una temperatura esterna in estate pari a circa 28 gradi e aggiungendo l'appena trovato delta, otteniamo una Tas=46,5°C.

Flusso di calore dovuto ai ponti termici

Un ponte termico è la parte dell'involucro edilizio dove la temperatura superficiale interna e la resistenza termica, altrove uniforme, cambiano in modo significativo per effetto di:

- Combinazione e penetrazione di materiali a conduttività termica diversa.
- Differenze tra l'area della superficie disperdente sul lato interno e quella del lato esterno.
- Stratigrafie con materiali a spessori variabili.

Per ognuna di queste tipologie sarà necessario individuare il corretto coefficiente di dispersione lineare ψ e poi calcolare le varie dispersioni per ogni ponte termico individuato. Siccome, però, il calcolo dei ponti termici non è lo scopo di questa tesi, verrà adottato un metodo molto più semplice e sbrigativo che prevede la stima di questo tipo di dispersione associandone una percentuale verosimile alle dispersioni superficiali da pareti opache. In linea di massima, da letteratura e da vari calcoli, si possono approssimare le dispersioni dei ponti termici come il 25% delle dispersioni da parete. Grazie a questa assunzione potremo facilmente calcolare questa quota.

Flusso di calore per apporti interni

Per apporti interni si intendono tutti quelle fonti di calore che appartengono al volume di controllo della cella frigorifera e che contribuiscono al riscaldamento della stessa. In questa categoria rientrano persone, macchinari, illuminazione, prodotto da raffreddare più varie ed eventuali. Nel caso in esame, le celle frigorifere, sono locali adibiti al semplice raffreddamento e stazionamento del prodotto finito o quasi finito e pertanto non vedono, di per sé, un grande afflusso di personale se non nei momenti in cui le pedane di prodotti devono essere spostate da una cella all'altra. Si tratta comunque di tempi brevi e sporadici nell'arco della giornata e di conseguenza l'apporto di calore dovuto al personale non verrà considerato.

Discorso analogo si può fare per l'illuminazione in quanto tutte le celle sono dotate di sensori di movimento che accendono e spengono le luci in base alla presenza o meno del personale, che comunque vi transita poco. Inoltre nessuna cella è dotata di macchinari attivi che apportano calore. L'unica vera voce da considerare negli apporti interni è quindi quella dovuta al calore da asportare al prodotto.

Ogni cella ha una sua destinazione d'uso e quindi una tipologia specifica di prodotti per cui viene utilizzata e ogni prodotto ha le sue caratteristiche in termini di quantità prodotte, temperature e tempi di abbattimento e stazionamento. Sotto vediamo la formula per il calcolo del carico termico dovuto all'abbattimento di temperatura del prodotto:

$$Q = \frac{M \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2)}{\tau}$$

Equazione 19

Con M massa di prodotto da raffreddare [kg], C_p calore specifico del prodotto [kJ/KgK], T_1 temperatura di ingresso prodotto, T_2 temperatura di uscita del prodotto e τ tempo in cui si vuole compiere il salto di temperatura da T_1 a T_2 .

Per la stima delle masse e dei tempi di permanenza medi sono stati interrogati i responsabili di reparto cercando di capire quali fossero i flussi massimi di prodotto e stimando un tempo di permanenza per ogni prodotto e quindi per ogni cella.

Flusso di calore per apertura porte

Un altro apporto da considerare è il flusso di aria calda entrante nel momento dell'apertura della porta di accesso alla cella. Infatti durante l'apertura della porta si crea uno scambio naturale di aria tra i due ambienti dovuto principalmente alla differenza delle densità dell'aria stessa. Questo provoca inevitabilmente una perdita di energia che però diventa importante soltanto in quei locali dove l'apertura delle porte è frequente e l'ambiente confinante ha una temperatura molto più alta di quella di set point della cella. Come vedremo dai calcoli questo termine ha un valore significativo solo per il locale carico/scarico merci dove le porte vengono aperte e chiuse spesso ed a volte vengono addirittura lasciate aperte per facilitare le operazioni di carico e scarico.

Per il calcolo della portata d'aria che fluisce tra i due ambienti per differenza di densità è stata utilizzata la formula di Gosney-Olama:

$$G_a = \left[C_{infi} \cdot A \cdot \sqrt{H} \cdot \left(\frac{\rho_i - \rho_0}{\rho_i} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} \right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{\frac{3}{2}} \right] \cdot \left(\frac{\rho_i - \rho_0}{2} \right)$$

Equazione 20 - Gosney e Olama

Dove:

- G_a =portata massica dell'aria entrante [m^3/s];
- C_{infi} = coefficiente di infiltrazione= 0,692 $\sqrt{m/s}$;
- A = area frontale della porta [m^2];
- H = altezza della porta [m];
- ρ_i = densità dell'aria fredda [kg/m^3];
- ρ_0 = densità dell'aria calda [kg/m^3];

Una volta calcolata la portata che caratterizza la cella si può calcolare, conoscendo le temperature delle celle, la potenza associata a questo scambio:

$$Q = G_a \cdot C_p \cdot (T_0 - T_i)$$

Equazione 21

Il carico frigorifero dovuto all'apertura porte può essere dunque notevole, per questo motivo bisogna fare in modo che la porta venga aperta solo lo stretto necessario, stabilendo una frequenza e un periodo massimo di apertura. Questi valori dipendono dalla tipologia operativa della cella e dalle condizioni ambientali circostanti.

La potenza che troviamo con l'Equazione 21 è la potenza istantanea nel momento in cui si apre la porta. Questo valore però lo si deve moltiplicare per un numero verosimile di apertura al giorno e per il tempo medio di apertura così da ottenere l'energia necessaria a far fronte a questo tipo di carico. Per tornare poi ad una potenza si deve ipotizzare un arco temporale in cui si vuole somministrare questa energia. Come esempio facciamo queste ipotesi per il locale carico-scarico merci che è il più significativo sotto questo aspetto.

Essendo un locale di transizione dove il prodotto stoccato in azienda viene caricato sui furgoni per la spedizione, le bocche di carico sono spesso e volentieri aperte. Si può ipotizzare quindi un tempo medio di apertura di 20 minuti per un totale di 20 volte al giorno. Carico da distribuire ipoteticamente su 7 ore.

Finora abbiamo definito in modo qualitativo i carichi termici a cui devono fare fronte le celle. Per le analisi quantitative verrà mostrata la tabella Excel con i valori di potenza dettagliati per ogni tipo di carico e per ogni cella.

CELLA DENOMINAZIONE	NUMERO	Trasmissione pareti										Q ponti termici	Raffredd. Prodotto	Qtot	
		Qporte	Q1	Q2	Q3	Q4	Q5	Q6	Q7	Q8	Q9				Q10
Locale spedizione	1	267,7	308,6	476,4	220,1	12,0	142,7	1158,7	202,8	479,9	7021,9	13458,6	4696,3	0,0	28,4
Locale scarico merci	2	3899,9	101,5	101,5	1330,2	-401,6	0,0	0,0	0,0	1092,2	2894,4	1023,7	1023,7	4676,2	
Locale abbattimento prodotto	3	8,6	-25,6	230,5	52,2	91,4	0,0	0,0	0,0	1219,1	2402,3	794,0	794,0	112227,9	
Articella	4	0,0	-247,4	247,4	-34,0	48,6	0,0	0,0	0,0	322,1	853,5	238,0	238,0	1,4	
Loc ricotta fresca	5	0,0	269,5	269,5	149,6	0,0	0,0	0,0	0,0	449,0	942,8	416,1	416,1	5,9	
Loc pasta dura	6	0,0	269,5	269,5	0,0	153,0	0,0	0,0	0,0	459,0	963,8	423,0	423,0	12,4	
Loc fermenti e caglio	7	49,0	269,5	269,5	185,7	53,1	0,0	0,0	0,0	462,5	864,1	420,9	420,9	6,8	
Loc abb. Ricotta	8	0,0	193,8	193,8	0,0	134,3	0,0	0,0	0,0	322,5	731,9	315,3	315,3	7,9	
Quanti elettrici	9	0,0	191,9	191,9	112,3	56,1	0,0	0,0	0,0	202,2	1870,1	524,9	524,9	3,1	
Sala comandi	10	0,0	45,6	45,6	0,0	56,1	0,0	0,0	0,0	0,0	792,3	187,9	187,9	1,1	
Loc Affumicati	11	701,1	265,6	199,2	102,0	20,4	0,0	0,0	0,0	290,6	610,2	297,6	297,6	19,7	
Loc Caciocavalli	12	338,8	225,8	159,4	-17,6	70,5	0,0	0,0	0,0	200,9	477,1	223,2	223,2	13,0	

Nel grafico a barre sottostante vediamo le potenze richieste dalle singole celle.

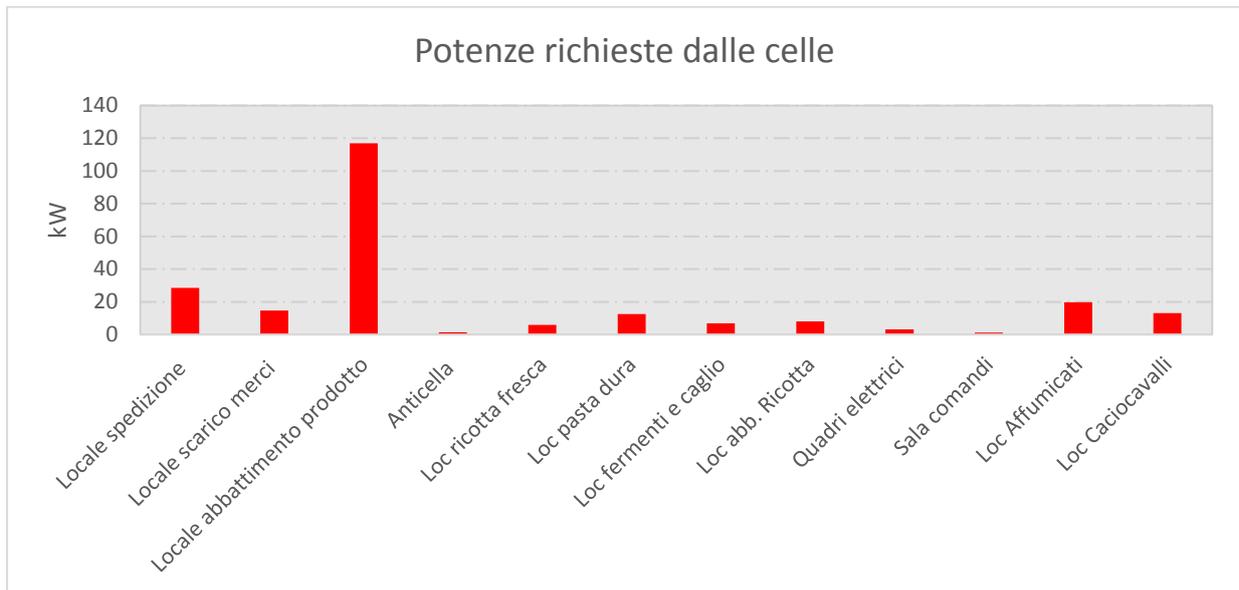


Figura 24 - Potenze richieste dalle celle frigorifere

Facendo poi la somma delle potenze di tutte le celle otteniamo **231,6 kW** complessivi. Circa la metà di questa potenza complessiva è localizzata nella cella dell'abbattimento del prodotto. Si tratta di una cella che vede in ingresso il prodotto appena finito ed ancora caldo e che deve, per l'appunto, abbattearlo di temperatura (generalmente fino a 1-2 gradi).

E' fondamentale in fase di studio comprendere al meglio la distribuzione dei carichi all'interno dell'azienda in modo da sviluppare idee e miglioramenti (intesi come efficientamenti) là dove vi è un ampio consumo di risorsa primaria che nel nostro caso è la potenza frigorifera. In ottica di ciò, oltre a confrontare tra loro le varie celle in termini di potenza, è utile anche confrontare tra loro i vari tipi di carico che affliggono una cella indifferentemente da quale essa sia. Ed ecco il prossimo grafico a barre che chiarisce le idee:

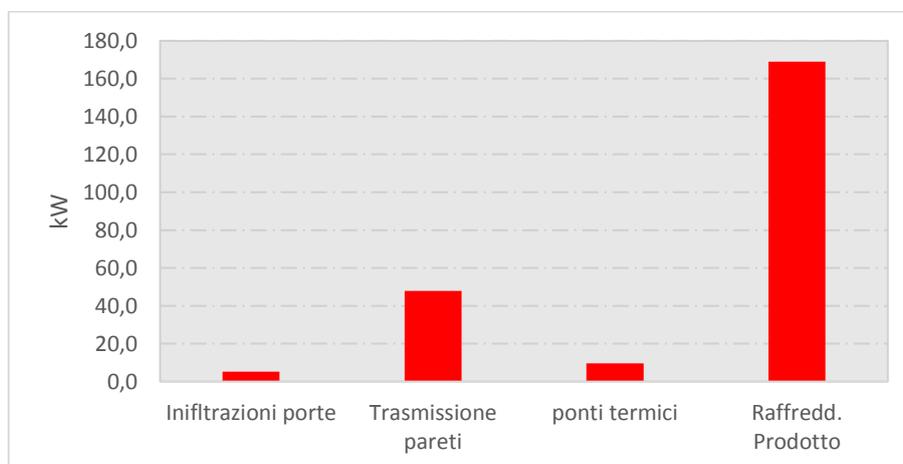


Figura 25 - Confronto tra i carichi termici delle celle frigorifere

E' evidente dalla Figura 25 che il carico termico per il raffreddamento del prodotto è il più significativo. Da questo potrebbero partire una serie di considerazioni su quali interventi si possono effettuare per andare a ridurre il fabbisogno. Per esempio si potrebbe pensare di alzare le temperature di ingresso in cella dei prodotti in modo da ridurre il delta temperatura e quindi anche la potenza. Oppure aumentare i tempi di abbattimento di temperatura del prodotto in modo tale, di nuovo, da ridurre la potenza richiesta. E' anche evidente che sarà poco proficuo andare ad agire sulla dispersione dalle porte poiché si tratta di un contributo trascurabile rispetto alle altre voci.

Il trattamento aria

A differenza delle celle frigorifere, i locali produzione/imballaggio e ricotta sono ambienti in cui vi è del personale al lavoro oltre al prodotto che nel corso della sua trasformazione è a contatto con l'aria del locale poiché ancora non confezionato. Per questi motivi è necessario garantire ogni ora una portata di aria di rinnovo proveniente dall'esterno. Vi sono infatti 3 Unità Trattamento Aria di cui una che serve il locale produzione, una che serve sia il locale produzione che il locale imballaggio e l'ultima che serve il locale ricotta. Per semplicità di calcolo ai fini del solo dimensionamento in termini di potenza della nuova centrale è stato scelto di trattare questi tre locali che hanno le stesse esigenze termo igrometriche, come un locale unico trattato da un'unica UTA.

Per il dimensionamento è necessario prima stimare i carichi termici presenti nel locale:

Dispersione pareti

Per il calcolo delle dispersioni dalle pareti si è proceduto analogamente a quanto fatto per il caso delle celle frigorifere considerando un coefficiente globale di scambio termico delle pareti pari a 0,75 W/m²K e una temperatura interna di set point pari a 22 gradi.

La potenza ottenuta è di **31 kW**.

Carico per illuminazione

Il guadagno di calore dovuto all'illuminazione è una parte non trascurabile del carico termico ambiente ed è quindi necessario valutarlo con attenzione. Si deve in questo caso tener presente che non tutto il calore corrispondente alla potenza elettrica assorbita viene trasformato in carico di raffreddamento. Soltanto una parte dell'energia assorbita, infatti, viene dissipata per convezione e la si ritrova subito in ambiente, la rimanente parte (circa l'80%) viene emessa sotto forma di radiazione: di quest'ultima una parte la si ritroverà in ambiente una volta che sia stata assorbita dalle pareti e poi ceduta per convezione all'aria. In una lampada ad incandescenza il 10% dell'energia assorbita viene trasformato in luce, l'80% è dissipato per irraggiamento e solo un 10% è dissipato per convezione e conduzione diventando un carico di raffreddamento istantaneo. I tubi fluorescenti, invece trasformano il 25% di energia assorbita in luce, un 25% è dissipato per irraggiamento, mentre un 50% è immesso in ambiente per conduzione e convezione. Il calcolo della quantità totale di calore emessa da una lampada si può eseguire con l'espressione:

$$Q = f_u \cdot f_i \cdot P \cdot \psi \quad [W]$$

Equazione 22

Dove:

- Q = quantità di calore istantanea [W]
- P = potenza delle lampade
- f_u = coefficiente di utilizzazione, pari al rapporto tra le lampade realmente utilizzate e le lampade installate. Noi lo supporremo pari a 1.
- f_i = fattore di incremento per tenere conto, per esempio, della dissipazione dello starter delle lampade fluorescenti. Noi lo supporremo pari a 1.
- Ψ è la frazione di potenza elettrica che non viene trasformata in luce. Per noi 0,75.

Qualora non si abbiano dati precisi sulla potenza elettrica installata per l'illuminazione, si può calcolare la quantità di calore emessa nel reparto considerando i valori d'illuminamento generalmente mantenuti e da questi, con l'ausilio della prossima tabella, desumere la potenza elettrica installata. L'unità di misura dell'illuminamento, il lux, è l'illuminamento prodotto dal flusso luminoso di 1 lm (lumen), ripartito uniformemente su una superficie con area di 1 m² (1 lux = 1 lm/m²). Conoscendo, quindi, il livello di illuminamento e considerando che: per le lampade ad incandescenza occorre una potenza di 200-250W per 1000 lx e per lampade fluorescenti occorre una potenza di 20-40W per 1000 lx.

Destinazione del locale o attività svolta	Livello di illuminamento Lux	Potenza elettrica installata (W/m ²)	
		Lampade a incandescenza	Lampade fluorescenti
Depositi, corridoi, zone di sosta temporanea	100	20-25	4_8
Lavorazioni grossolane a mano	300	60-75	10_20
Lavorazioni su macchine utensili, lavoratori	500	100-120	12_24
Uffici, sale disegno, supermercati, lavori di precisione	750	-	15-30
Lavori di precisione, esame dei colori, meccanica fine	1000	-	20-40
Lavori di estrema precisione	1500	-	30-60
Attività particolari	2000	-	40-80

Figura 26 - Valori di illuminamento in base all'attività

La tabella in Figura 26, oltre mostrare i valori di illuminamento generalmente richiesti in base all'attività svolta, mostra anche la potenza elettrica da installare facendo distinzione tra lampade ad incandescenza e lampade a fluorescenza. Nel nostro caso, di lavorazioni grossolane a mano, i lux richiesti sono circa 300 e la potenza installata considerando la presenza di metà lampade a fluorescenza e metà ad incandescenza è di circa 40 W/m². Moltiplicando per la superficie di 2991,26 m² e per i coefficienti visti sopra (f_u , f_i e ψ) si ottiene così un valore di potenza termica pari a **89 kW**.

Apparecchiature elettriche

E' sicuramente il carico più elevato nei casi industriali come il nostro e probabilmente anche quello di più difficile stima. L'apporto istantaneo di calore da parte di apparecchiature dotate di motori elettrici quali confezionatrici, filatrici, nastri trasportatori ecc. si può calcolare con l'espressione:

$$Q = (f_u \cdot f_i \cdot P) / \eta_m$$

Equazione 23

Dove:

- Q= calore emesso dall'apparecchiatura in funzione
- fu= fattore di utilizzazione. Per noi pari a 0,7.
- fm= fattore di carico del motore. Pari a 0,8.
- P= potenza nominale del motore [W]
- η_m = efficienza del motore. Pari a 0,8.

Come già anticipato si tratta del carico termico più elevato e infatti abbiamo **171,5 kW**.

Flusso di calore per ventilazione e infiltrazione

Quando ci si trova di fronte a infiltrazioni di aria esterna direttamente dall'esterno negli ambienti attraverso finestre, porte ecc., occorre valutare la quantità d'aria introdotta e calcolare il calore sensibile e latente che si somma al carico termico ambiente e che deve essere compensato adeguatamente dall'aria immessa. In alcuni casi, però, con l'aria trattata immessa con l'impianto si riesce a pressurizzare gli ambienti così da eliminare o ridurre significativamente le infiltrazioni direttamente dall'esterno. Questo è quello che generalmente si fa negli stabilimenti alimentari e quindi nei reparti in questione. Per questo motivo gli apporti sensibili e latenti dovuti alle infiltrazioni non vanno considerati.

Carico sensibile e calore latente degli occupanti

Anche gli operatori presenti nell'orario di lavoro costituiscono, anche se secondario, un carico termico a cui deve far fronte la centrale frigorifera.

Per la stima delle persone mediamente presenti all'interno dei 3 reparti sono stati eseguiti dei sopralluoghi mirati in tre diverse ore della giornata e contato il personale all'opera. E' risultato che in media nel locale produttivo sono presenti circa 20 persone, nel reparto ricotta circa 5 e nel reparto imballaggio circa 15 per un totale di 40 persone in media.

Sapendo che ogni persona che svolge un'attività mediamente leggera emette circa 110 W di calore sensibile e 185 W di calore latente, possiamo facilmente calcolare la potenza necessaria per far fronte a questo carico ed è di **4,4 kW** di calore sensibile e **7,4 kW** di calore latente.

Calore latente dei macchinari

La stima del calore latente prodotto dai macchinari è piuttosto difficile in quanto non è possibile misurare o quantificare in maniera precisa gli sfiati di vapore provenienti da polivalenti, bollitori e filatrici. La difficoltà è insita nel fatto che gli sfiati non sono localizzati sempre negli stessi punti e nemmeno sistematici in termini temporali. L'unico modo che abbiamo per avere un'idea quantitativa del vapore emesso da uno sfiato potrebbe essere quello di sovrapporre allo sfiato una piastra di metallo fredda, attendere un intervallo di tempo e misurare prima e dopo l'operazione la piastra in modo tale da poter sapere quanta acqua si è depositata, ottenendo così una portata.

Quello che quindi è stato fatto è supporre che il calore latente emesso dai macchinari è circa 4 volte superiore rispetto a quello emesso dalle persone. Il che equivale a dire che i macchinari emettono un calore latente pari a quello che emetterebbero 160 persone. E quindi pari a **29,6 kW** di calore latente.

Il dimensionamento dell'UTA

Concludendo si può affermare che il calcolo dei flussi termici istantanei di calore non è semplice grazie al fatto che si hanno incertezze riguardo le potenze elettriche installate nei vari reparti, il fattore di utilizzazione e soprattutto il calore latente da questi emesso.

Vengono ora riassunti nella tabella sottostante i vari carichi termici dei locali produzione, imballaggio e ricotta.

	Carico sensibile [kW]	Carico latente [kW]
Q pareti	31	-
Q illuminazione	89	-
Q macchinari	171,5	29,6
Q persone	4,4	7,4
Totale	296	37

Possiamo quindi risalire alla definizione della retta ambiente che si trova come il rapporto tra il calore sensibile e il calore totale (sensibile + latente):

$$r = \frac{\Delta h_{sens}}{\Delta h_{tot}}$$

Che troviamo essere pari a 0,89, valore che nonostante tutte le ipotesi adottate, risulta comunque veritiero se confrontato con altri casi reali.

Questi locali hanno la necessità di un buon condizionamento che mantenga tutto l'anno la T del locale a 22 °C con il 50 % di U.R..

Per capire meglio le grandezze in gioco è bene riferirsi al diagramma di Mollier.

Non è quindi necessario lavorare con tutta aria esterna: l'aria immessa in ambiente sarà in parte di rinnovo ed in parte di ricircolo. La quantità di aria di rinnovo dipende dal tipo di locale e dal numero di persone presenti. La UNI 10339 prevede le seguenti portate d'aria di rinnovo [m^3/h persona]:

Sale conferenze: 36

Uffici: 40

Teatri: 20

Negozi: 36

Aule scolastiche: 22

Camere d'ospedale: 40

Discoteche: 40

Impianti alimentari: 50

E' comunque necessario assicurare sempre almeno un ricambio pari a 1-2 volumi/ora. Nel nostro caso è stato scelto un rinnovo di 1,5 volumi ora in modo da non dover raffreddare a spese dell'acqua gelida, una quantità di aria esterna troppo elevata, ma mantenendo comunque un buon tasso di rinnovo.

Dividendo il carico termico totale (333kW) per il salto entalpico tra "T" ed "A" si ottiene una portata volumetrica di circa 55 kg/s, che supponendo una densità dell'aria pari a $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$, è pari a $165.000 \text{ m}^3/\text{h}$ e corrisponde con i dati di progetto delle unità presenti. Ricaviamo ora la portata di aria di rinnovo (sapendo che la volumetria interna è pari a 14358 m^3) e la portata di ricircolo che sono rispettivamente pari a: $21.537 \text{ m}^3/\text{h}$ e $143.463 \text{ m}^3/\text{h}$.

Questo ricircolo di aria ovviamente abbassa di molto la potenza richiesta dalla batteria fredda.

Facendo un semplice bilancio sensibile tra l'aria di ripresa del reparto e l'aria esterna si ottiene la temperatura di mescolamento:

$$21537 \cdot C_p \cdot (35 - T_x) = 143463 \cdot C_p \cdot (T_x - 22)$$

Si ottiene una T di $23,8 \text{ }^\circ\text{C}$. Si ottiene così il punto M, risultato del mescolamento e relativo alle condizioni dell'aria prima di entrare nelle sezioni delle batterie. La batteria fredda dovrà portare l'aria dalle condizioni M fino alle condizioni U (posto sul segmento orizzontale che dal punto I incrocia la curva di saturazione) attraverso un raffreddamento solo sensibile all'inizio (attraverso una trasformazione orizzontale ad umidità specifica costante) e un raffreddamento con deumidificazione in seguito (seguendo verso il basso la curva di saturazione fino al punto U). Nel caso reale l'uscita della batteria fredda è un punto che si trova tra U e I: tracciando il segmento BM si trova l'intersezione con UI che chiamiamo O (output). Se il punto O non è molto distante dal punto I, la batteria calda in estate si può anche non utilizzare. Concludendo, la potenza termica fredda è la stessa che serve ad effettuare il salto entalpico tra M ed O con una portata di 55 kg/s.

Otteniamo quindi una potenza della batteria pari a **550 kW** complessivi. Questa potenza andrebbe ripartita nelle 3 UTA presenti, ma per il nostro fine di calcolo dei fabbisogni non è necessario.

I CARICHI TERMICI COMPLESSIVI

Fino ad ora sono stati calcolati e stimati in modo separato i vari carichi frigoriferi dell'azienda, facendo distinzione tra carichi termici legati ai processi e carichi termici legati al raffrescamento ed al condizionamento di celle ed UTA.

Il passo successivo è quello di mettere insieme tutto quanto per arrivare ad un'ipotetica curva di carico giornaliera. Per fare ciò si andranno a collocare le varie utenze termiche fredde nell'arco della giornata in cui effettivamente vengono utilizzate. Ognuna avrà la potenza ed il numero di ore di utilizzo calcolati nei paragrafi precedenti, facendo distinzione tra la situazione attuale e l'ipotesi di ampliamento futuro con l'incremento dei volumi produttivi e il cambiamento di alcuni macchinari. Si è scelto di dividere la giornata in ore: la risoluzione sarà quindi di 60 minuti. Nel caso il processo considerato abbia una durata che è sottomultiplo dell'ora considerata, questo verrà approssimato quasi sempre per eccesso così da, al più, sovrastimare leggermente il carico. Una risoluzione maggiore avrebbe però comportato una stima troppo grezza e quindi poco indicativa. Mentre una risoluzione minore, ad esempio 5 minuti, avrebbe rispecchiato in maniera molto fedele e realistica il reale profilo di carico di una singola giornata, ma bisogna essere consapevoli che le caratteristiche di un giorno possono essere anche molto diverse da quelle di un altro siccome trattasi di un impianto alimentare e quindi molto influenzato da materia prima in entrata ed esigenze produttive variabili. Una risoluzione di 5 minuti quindi sarebbe stata perfetta per l'analisi della singola giornata ma poco rappresentativa per un'analisi più generica.

Attraverso il timesheet che vediamo nella prossima figura è stata così creata la curva di carico giornaliera con i valori precedentemente calcolati sia per la situazione media attuale (Tabella 20) e sia per le condizioni di picco (Tabella 21). Ad ogni ora del giorno sono stati collocati i processi che realisticamente sono attivi in quella determinata ora e al fondo, nella colonna dei totali, sono state sommate tutte le potenze presenti nell'ora.

	Past. Latte	Panna latte	Past. latte	Panna siero	Past. siero	Panna dolce	Raffr. Serb.	Liq. Governo	Vasche di rass.	TOT.
Ore	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]						
00:00							7			7
01:00							7			7
02:00							6			6
03:00							55			55
04:00	152	8			508		50			718
05:00	152	8			508		45		150	863
06:00	152	8		26	508	8	40	34	150	926
07:00	152	8			508	8	36	34	150	896
08:00	152	8			508	8	33	34	150	893
09:00	152	8			508	8	30	34	150	890
10:00	152	8			508	8	27	34	150	887
11:00	152	8				8	24	34	150	376
12:00						8	22	34	150	214
13:00							20	34	150	204
14:00							18	34	150	202
15:00							16	34		50
16:00			26				15	34		75
17:00							14	34		48
18:00							12			12
19:00							11			11
20:00							10			10
21:00							9			9
22:00							9			9
23:00							8			8

Tabella 20 - Timesheet processi - carico medio

Ore	Past. Latte	Panna latte	Past. Panna latte	Past. Panna siero	Siero dolce	Panna siero	Raffr. Serb.	Liq. Governo	Vasche di rass.	Siero acido	TOT
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
00:00							10				10
01:00							9				9
02:00							8				8
03:00						8	79				87
04:00	152	43			508	8	71				782
05:00	152	43			508	8	64		218		993
06:00	152	43		26	508	8	58	34	218		1047
07:00	152	43		26	508	8	52	34	218		1041
08:00	152	43			508	8	47	34	218		1010
09:00	152	43			508	8	43	34	218		1006
10:00	152	43			508	8	39	34	218		1002
11:00	152	43			508	8	35	34	218		998
12:00	152	43			508	8	32	34	218		995
13:00	152	43				8	29	34	218		484
14:00	152	43				8	26	34	218		481
15:00						8	24	34			66
16:00			26			8	22	34			90
17:00			26			8	20	34			88
18:00			26				18				44
19:00			26				16				42
20:00			26				15			740	781
21:00							14			740	754
22:00							13			740	753
23:00							12			740	752

Tabella 21 - Timesheet processi - carico di picco

Sotto in Figura 28 vediamo proiettati il profilo di carico che rispecchia le condizioni medie attuali e quello che rappresenta le condizioni di picco future. In realtà la parola “picco” si riferisce alle condizioni attuali di picco, ovvero le quantità di latte lavorate considerate in questo scenario sono del tutto allineate alle condizioni di massima produzione degli ultimi anni.

Quindi, se vogliamo, le condizioni di picco attuali, potranno essere le condizioni medie future. Mentre la parola “future” si riferisce al fatto che vi è l’intenzione di effettuare alcuni interventi e modifiche al processo produttivo. Per esempio vi sarà l’intenzione di raffreddare anche il siero acido per poi venderlo, oppure di acquistare una nuova scrematrice siero che sia in grado di scremare la panna fino al 40% e di processare sia il siero acido (che attualmente viene già scremato) che il siero dolce che non va a fare ricotta.

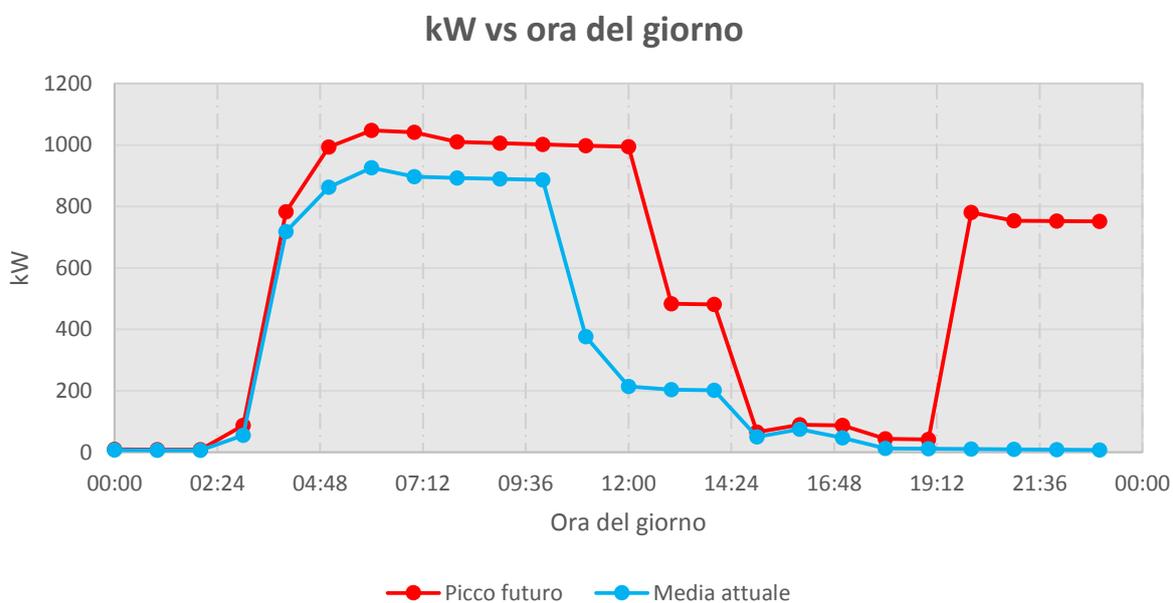


Figura 28 - Profilo di carico medio attuale vs di picco

Il carico che è stato mostrato in Figura 28 è riferito alla richiesta dei soli processi. Quindi a quel profilo si deve aggiungere la richiesta di celle frigorifere ed UTA. La scelta di valutare anche in modo separato il profilo di carico dei processi e quello complessivo è dovuta al fatto che, come vedremo nei prossimi capitoli, l’impianto frigorifero attualmente esistente è centralizzato (ovvero c’è una sola centrale frigorifera), ma ha 2 vettori termici differenti: acqua glicolata per celle ed UTA e acqua gelida con vasca ad accumulo di ghiaccio per i processi produttivi.

Come si può notare i due scenari differiscono sia per il picco di potenza (926 kW vs 1047 KW) ma soprattutto per l’energia richiesta giornaliera che nel primo caso è di 7.378 kWh e nel secondo è di 13.321 kWh).

Ciò che influisce molto sulla differenza in termini di energia tra i due scenari è soprattutto l’inserimento dello scambiatore per il raffreddamento del siero acido, attività che ad oggi non viene eseguita in quanto questo sottoprodotto viene scremato e poi venduto caldo. In azienda, nella realtà, non vi è la certezza matematica che questo processo verrà implementato poiché bisogna analizzare bene ritorni economici e fattibilità dal punto di vista energetico.

Sotto in Figura 29 è stato riportato il profilo di carico delle celle frigorifere. Gli energy driver a cui è stato legato il consumo delle celle sono sia la temperatura esterna che l'afflusso di prodotto durante l'arco della giornata. La temperatura esterna è poco influente in quanto quasi tutte le celle non confinano con l'esterno e quindi non ne risentono in modo particolare (la differenza di potenza tra giorno e notte legata alla T delle celle è di circa 10kW).

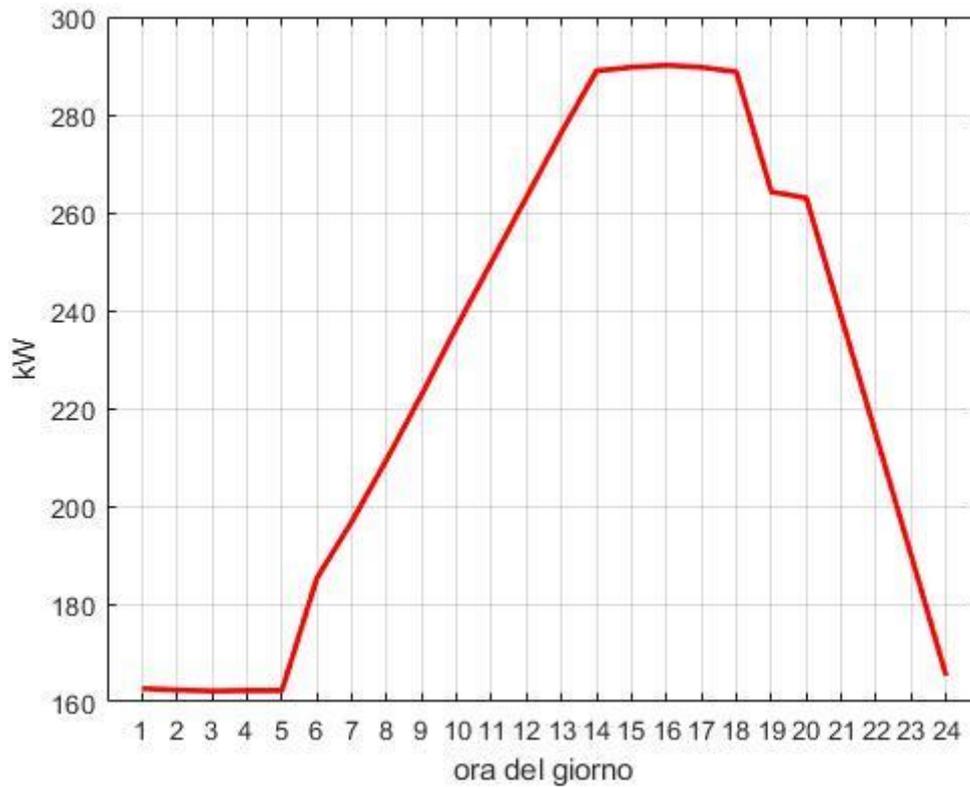


Figura 29 - Profilo di carico celle frigorifere

Nell'immagine successiva, invece, è illustrato il carico termico legato alle UTA. Carico che è stato ridotto del 40% nelle ore notturne quando vi è poco personale, ancora pochi macchinari sono accesi e soprattutto le temperature esterne dell'aria di rinnovo si abbassano anche di 10-15 °C rispetto alle ore di punta.

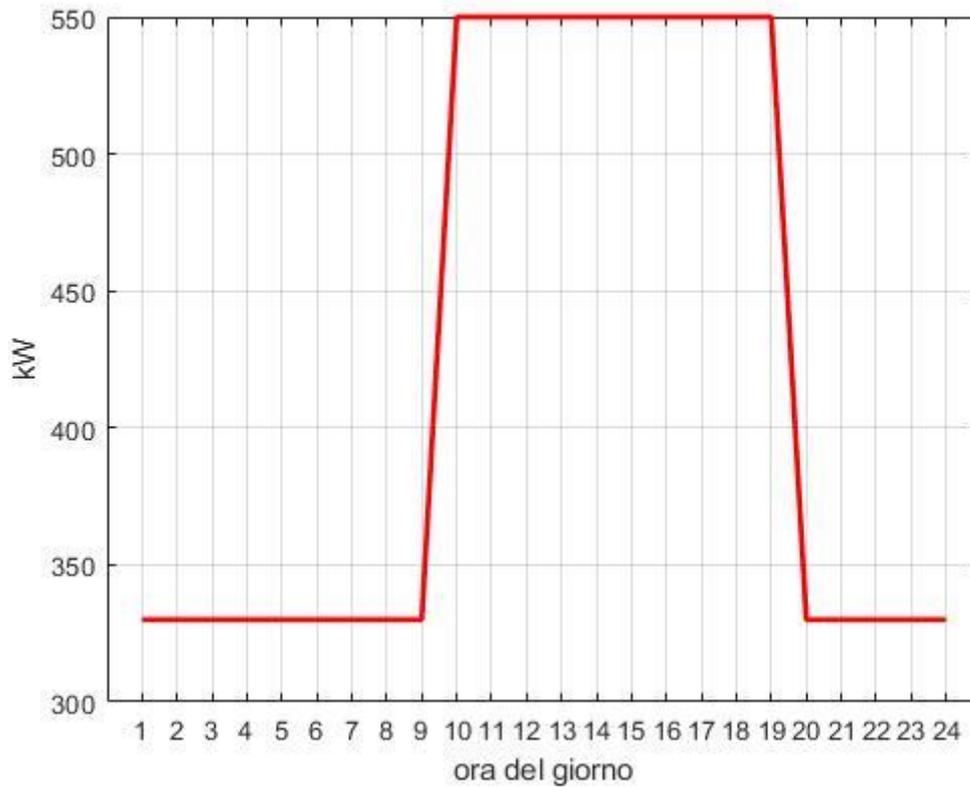


Figura 30 - Profilo di carico UTA

Ora, per avere i profili di carico complessivi dobbiamo solo aggiungere questi due carichi ai timesheet relativi ai processi precedentemente visti e plottare le nuove curve.

Ore	Past. Latte	Panna latte	Past. Panna latte	Past. Panna siero	Siero dolce	Panna siero	Raffr. Serb.	Liq. Governo	Vasche di rass. celle	UTA	TOT.	
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
00:00							7			163	300	470
01:00							7			162	300	469
02:00							6			162	300	469
03:00							55			162	300	517
04:00	152	8			508		50			162	300	1180
05:00	152	8			508		45		150	185	300	1348
06:00	152	8		26	508	8	40	34	150	197	300	1423
07:00	152	8			508	8	36	34	150	210	300	1406
08:00	152	8			508	8	33	34	150	223	300	1416
09:00	152	8			508	8	30	34	150	237	300	1426
10:00	152	8			508	8	27	34	150	250	300	1437
11:00	152	8				8	24	34	150	263	550	1190
12:00						8	22	34	150	276	550	1040
13:00							20	34	150	289	550	1043
14:00							18	34	150	290	550	1042
15:00							16	34		290	550	891
16:00			26				15	34		290	550	915
17:00							14	34		289	550	886
18:00							12			264	550	827
19:00							11			263	550	824
20:00							10			239	550	799
21:00							9			214	300	524
22:00							9			190	300	499
23:00							8			165	300	473

Figura 31 - Timesheet complessivo - carico medio

Ore	Past. Latte	Panna latte	Past. Panna latte	Panna siero	Siero dolce	Panna siero	Raffr. Serb.	Liq. Governo	Vasche di rass. celle	UTA	Siero acido	TOT	
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	
00:00							10			163	330		503
01:00							9			162	330		501
02:00							8			162	330		501
03:00						8	79			162	330		579
04:00	152	43			508	8	71			162	330		1275
05:00	152	43			508	8	64		218	185	330		1509
06:00	152	43		26	508	8	58	34	218	197	330		1574
07:00	152	43		26	508	8	52	34	218	210	330		1581
08:00	152	43			508	8	47	34	218	223	330		1563
09:00	152	43			508	8	43	34	218	237	330		1572
10:00	152	43			508	8	39	34	218	250	330		1582
11:00	152	43			508	8	35	34	218	263	550		1811
12:00	152	43			508	8	32	34	218	276	550		1821
13:00	152	43				8	29	34	218	289	550		1323
14:00	152	43				8	26	34	218	290	550		1321
15:00						8	24	34		290	550		906
16:00			26			8	22	34		290	550		929
17:00			26			8	20	34		289	550		926
18:00			26				18			264	550		858
19:00			26				16			263	550		855
20:00			26				15			239	550	740	1570
21:00							14			214	330	740	1298
22:00							13			190	330	740	1272
23:00							12			165	330	740	1247

Figura 32 - Timesheet complessivo - carico di picco

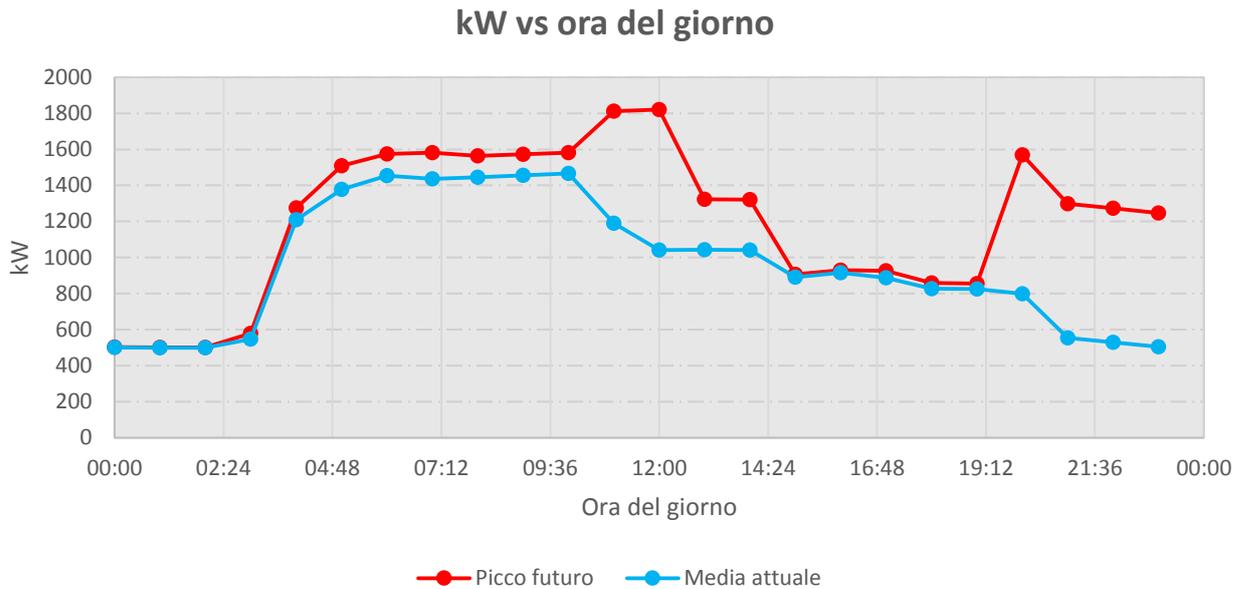


Figura 33 - Profili di carico complessivi

In Figura 33 vediamo i plot dei profili di carico complessivi nei due scenari ipotizzati. Si nota che grazie al computo anche di celle ed UTA si ha una baseline di potenza di almeno 500 kW fissi durante tutto l'arco della giornata che poi aumentano considerevolmente durante le ore centrali. Nel caso "medio" abbiamo un picco di potenza che si attesta a 1.467 kW, mentre nel caso di picco a 1.821 kW. Anche qua possiamo vedere le differenze in termini di energia giornaliera: 22.934 kWh vs 28.877 kWh.

Per avere un feedback rapido di quelle che sono le differenze tra media e picco e tra solo processi e complessivo è stato costruito il grafico in Figura 34.

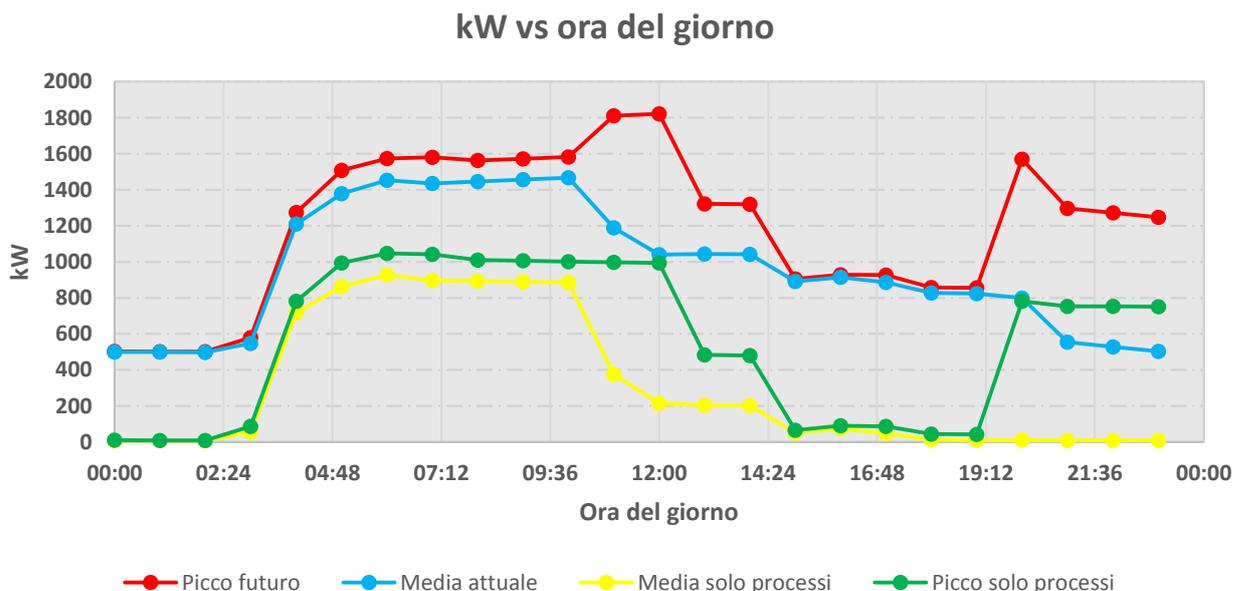


Figura 34 - Profili di carico medi e di picco, con e senza celle-UTA

Quello che fondamentale succede aggiungendo celle ed UTA è una traslazione verticale delle curve, e di conseguenza anche i relativi picchi di potenza traslano verso l'alto.

A conferma dell'andamento calcolato attraverso dati di progetto e ipotesi varie viene illustrato nel prossimo grafico l'andamento reale della curva di carico elettrica giornaliera (acquistata + prodotta da cogeneratore) riferita a tre mesi diversi per vedere la stagionalità e riferita al primo giovedì del mese preso in esame.

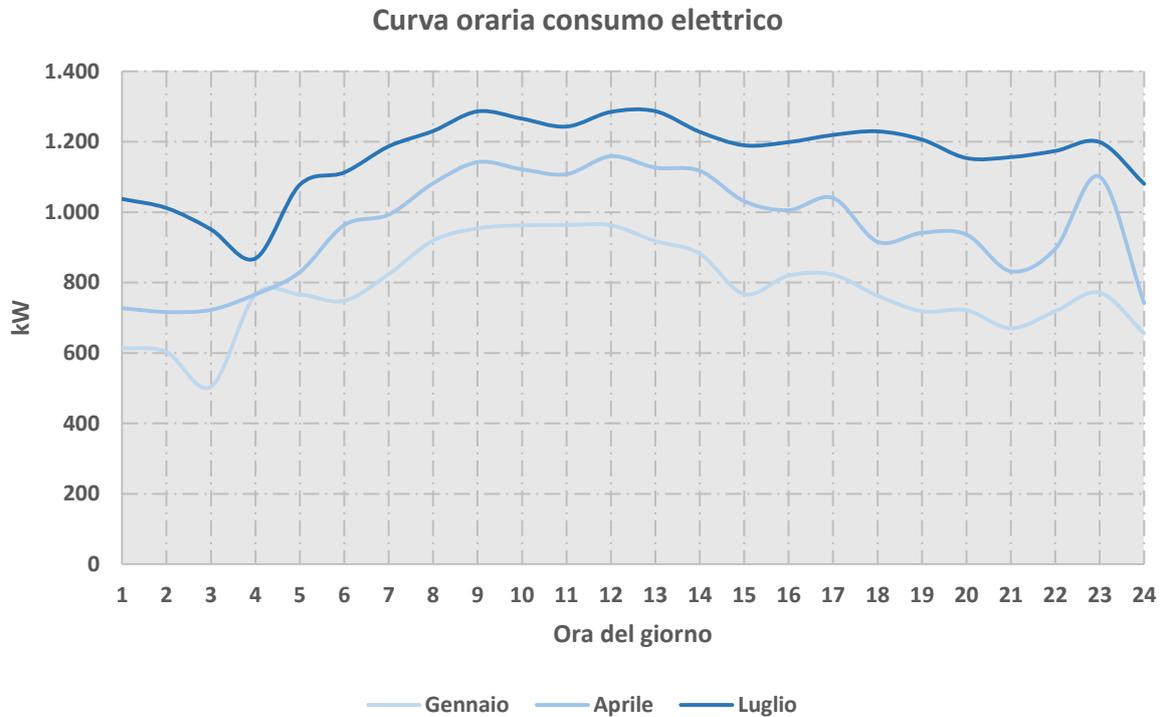


Figura 35 - Curva di carico elettrico reale presa dal portale e-distribuzione

La cosa interessante da notare è la conferma dell'andamento nell'arco della giornata dei carichi elettrici i quali, in parte, sono proprio un riflesso diretto della curva di carico dei fabbisogni frigoriferi precedentemente mostrata. Naturalmente non vi è solo il carico frigorifero che contribuisce al profilo complessivo in Figura 35, ma anche altri fattori come percentuali di macchinari attivi, luci, compressori aria etc etc che aumentano nelle ore centrali dove si concentra maggiormente la produzione.

Per avere una visione più completa dei carichi frigoriferi aziendali andremo ora a vedere il peso percentuale degli stessi.

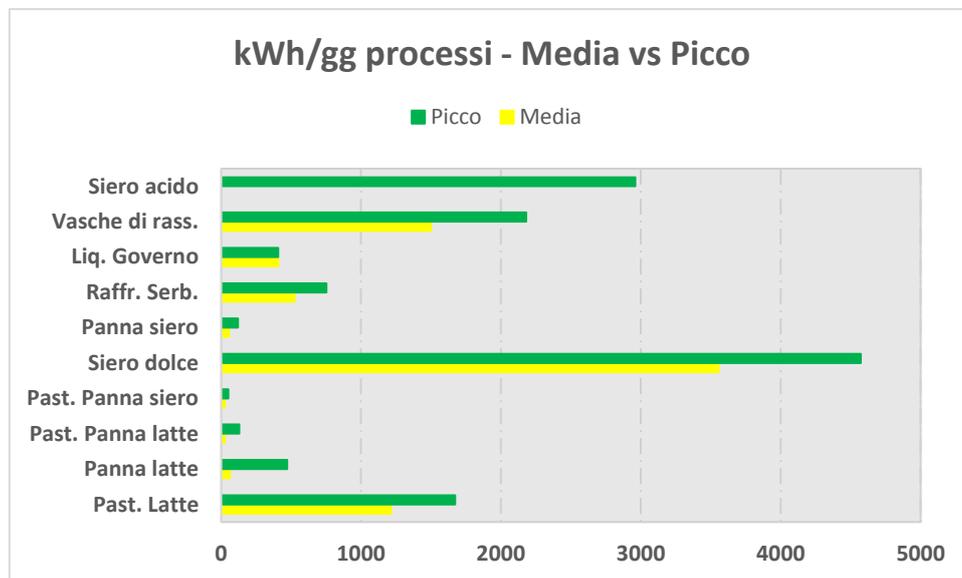


Figura 36 - kWh/gg processi produttivi

Come si vede dalla Figura 36, il processo maggiormente energivoro è proprio il raffreddamento del siero dolce con i suoi 3500 kWh nello scenario medio attuale e 4500 kWh in quello di picco. Oltre ad avere una richiesta energetica molto elevata, ha anche un valore di potenza elevato, secondo solo al siero acido. E' evidente che in sede di valutazioni di eventuali efficientamenti, come ad esempi dei recuperi termici, andremo a focalizzare l'attenzione solo su quelli che sono i processi più energivori in modo da ottenere dei risparmi consistenti.

Nella Figura 37 invece vediamo il peso in termini di energia spesa al giorno dei processi produttivi a confronto con quello delle celle frigorifere e delle unità di trattamento aria. Le UTA sono il carico frigorifero, in termini energetici, più cospicuo dell'azienda. Esse infatti devono processare grandi volumi d'aria in modo da garantire un corretto ricircolo ed un buon rinnovo con aria esterna che nei mesi estivi si trova ad una temperatura molto elevata e di conseguenza il carico che grava sulla batteria fredda dell'UTA è elevato.

Il carico frigorifero delle celle, invece, è molto più legato alle masse di prodotto che vi transitano piuttosto che alle temperature esterne e quindi connesso ai volumi produttivi. C'è da aspettarsi che con l'avanzare degli anni il consumo delle celle aumenterà, mentre quello delle UTA rimarrà pressoché invariato o comunque aumenterà (seppur in misura minore) a causa del continuo aumento delle temperature medie dovuto al riscaldamento globale. Anche il carico dei processi è fortemente legato ai volumi produttivi.

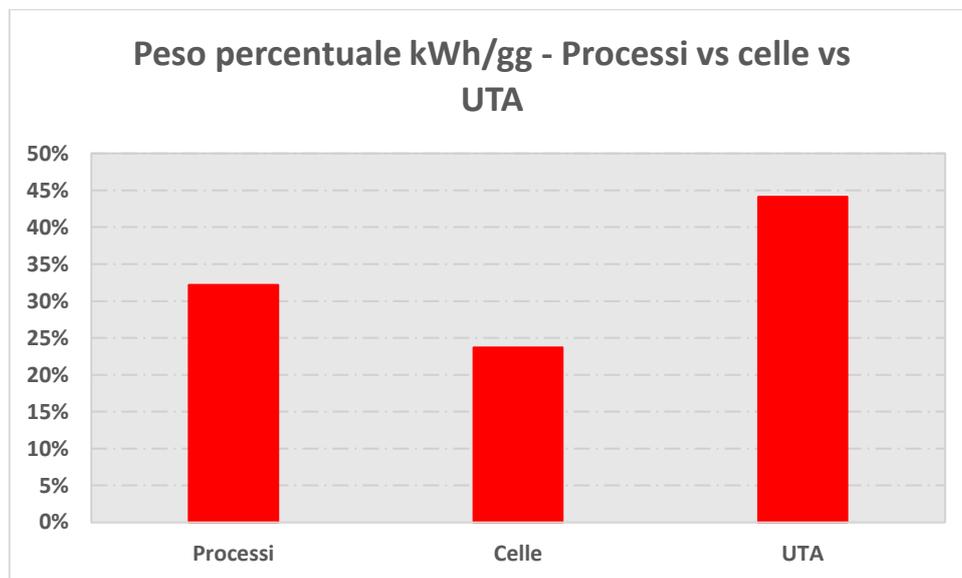


Figura 37

I CARICHI TERMICI ED ELETTRICI ANNUALI

Finiamo questo capitolo con l'analisi dei carichi termici ed elettrici su base annua.

L'obiettivo principale di questa parte è mettere in particolare evidenza gli energy driver responsabili del consumo energetico legato alla produzione di freddo.

In particolare sono stati individuati 3 energy driver:

- Temperatura esterna. Tale driver influenza molto le celle frigorifere e le unità di trattamento aria. I due si collegano grazie a dispersioni termiche e trattamento di aria esterna. E' evidente che più la temperatura esterna è alta e più il consumo sarà elevato.
- Kilogrammi di latte lavorato giornaliero. In base alla quantità di latte lavorato nella giornata variano, ovviamente, le quantità processate e dunque anche le ore dei trattamenti che richiedono energia termica fredda.
- Kilogrammi di prodotto finito giornaliero. Questo parametro è fortemente legato al precedente in quanto non è altro che una percentuale, più o meno fissa, dei kilogrammi di latte lavorato al giorno. Questa percentuale in realtà è variabile dal 16 % al 18 %, ma per semplicità si è presa una media del 17% e la si è ritenuta costante durante tutto l'anno. Questo driver influisce sul carico termico poiché più elevata sarà la quantità di prodotto tanto più sarà elevata l'energia da impiegare per abbatterlo di temperatura nelle celle frigorifere.

Nei prossimi due grafici vediamo l'andamento annuale dei tre energy driver individuati:

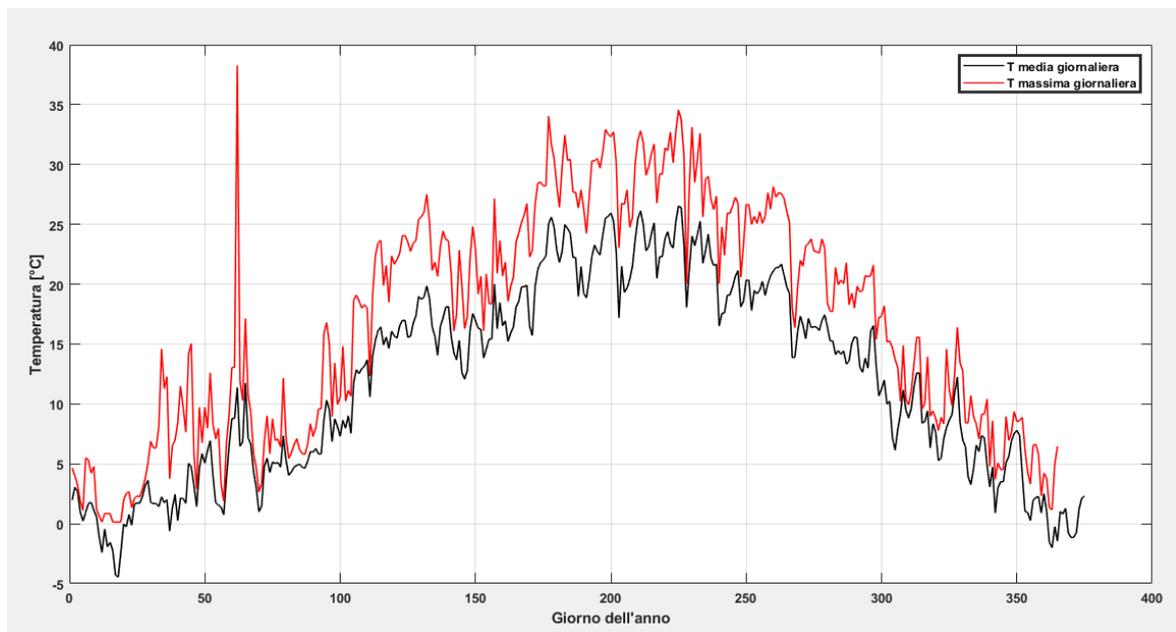


Figura 38 - Andamento temperature massime e medie durante l'anno

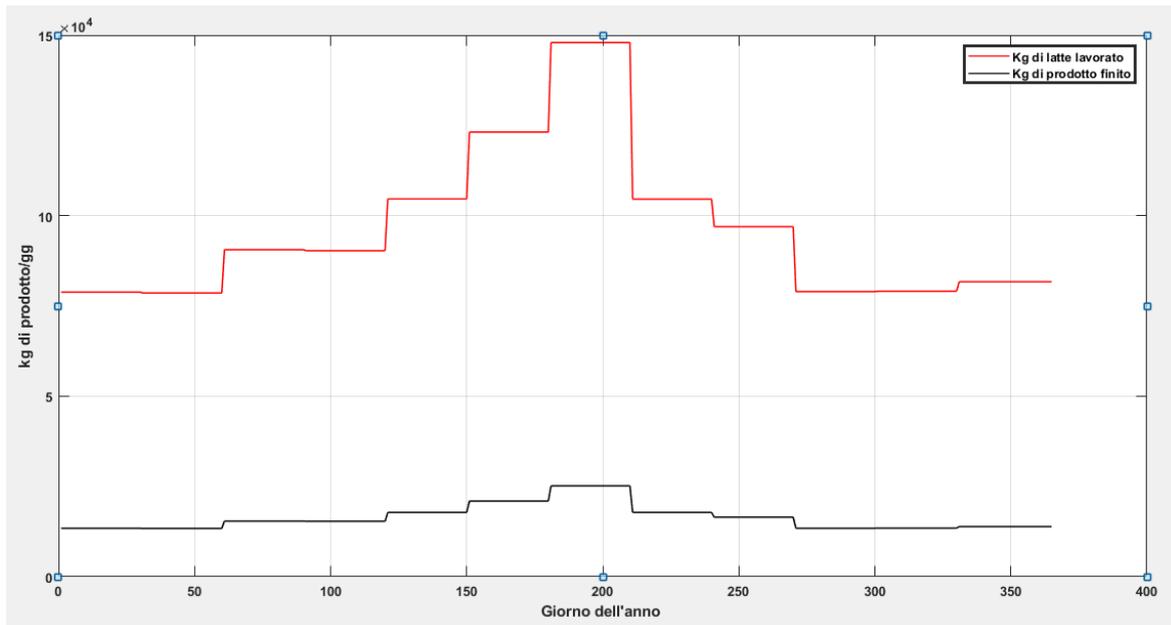


Figura 39 - Andamento kg di latte lavorato e prodotto finito giornalieri

La prima figura si riferisce all'energy driver temperature. Il grafico è stato ricavato a partire da un file Excel con i valori orari di temperatura per tutto l'anno 1991 a Torino. Poi con uno script su MATLAB sono state ricavate temperature medie e massime giornaliere e poi graficate.

Nel secondo grafico invece sono riportati gli andamenti dei kg di latte lavorato e kg di prodotto finito giornalieri. Anche qui è stato ricavato con l'ausilio di MATLAB a partire da un file Excel con i valori mensili di latte lavorato e prodotto finito. Si è poi diviso per i giorni lavorativi e si è trovata una quantità giornaliera costante per tutto il mese. Purtroppo non si avevano a disposizione i valori reali giornalieri.

Dopo aver estrapolato i vettori con i 3 energy driver che caratterizzano il sistema, si è passati a scrivere il codice MATLAB per la stima del fabbisogno termico ed elettrico dello stabilimento in esame. Si noti bene che tutte le voci che rappresentano un carico termico freddo, non sono frutto di misurazioni né tanto meno valori reali. Pertanto si tratta di stime basate fondamentalmente sui calcoli di progetto (come abbiamo visto fin' ora) con conferme sporadiche derivate da misurazioni spot.

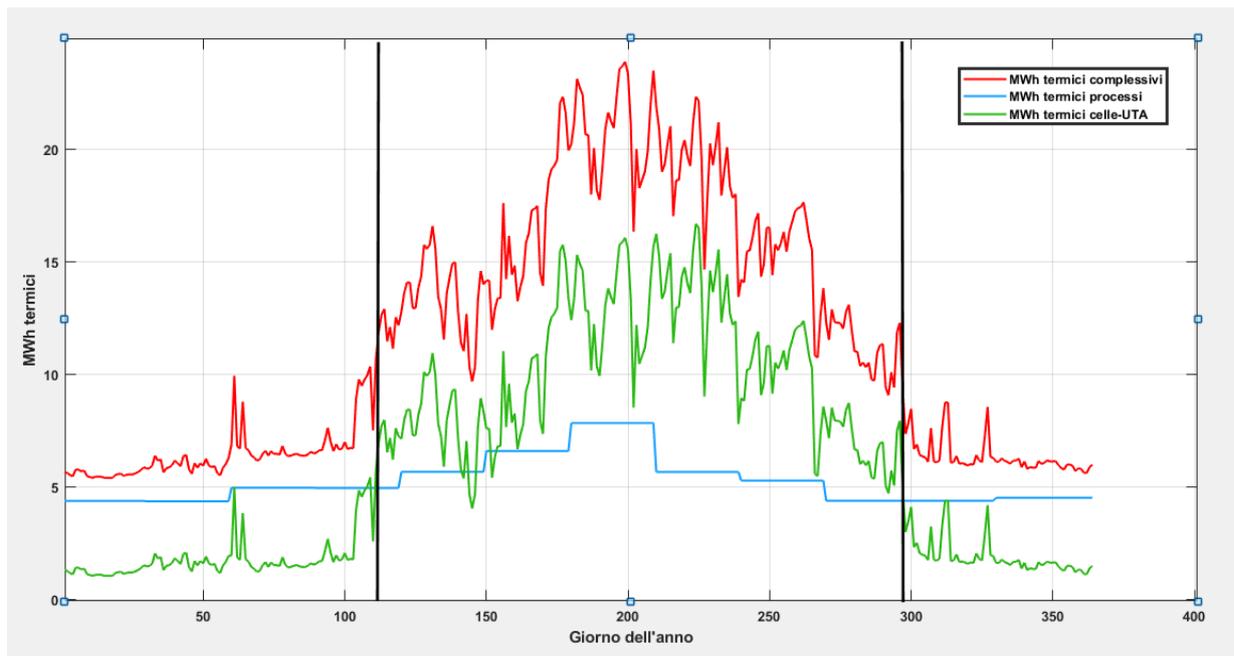


Figura 40 - Carichi termici annuali

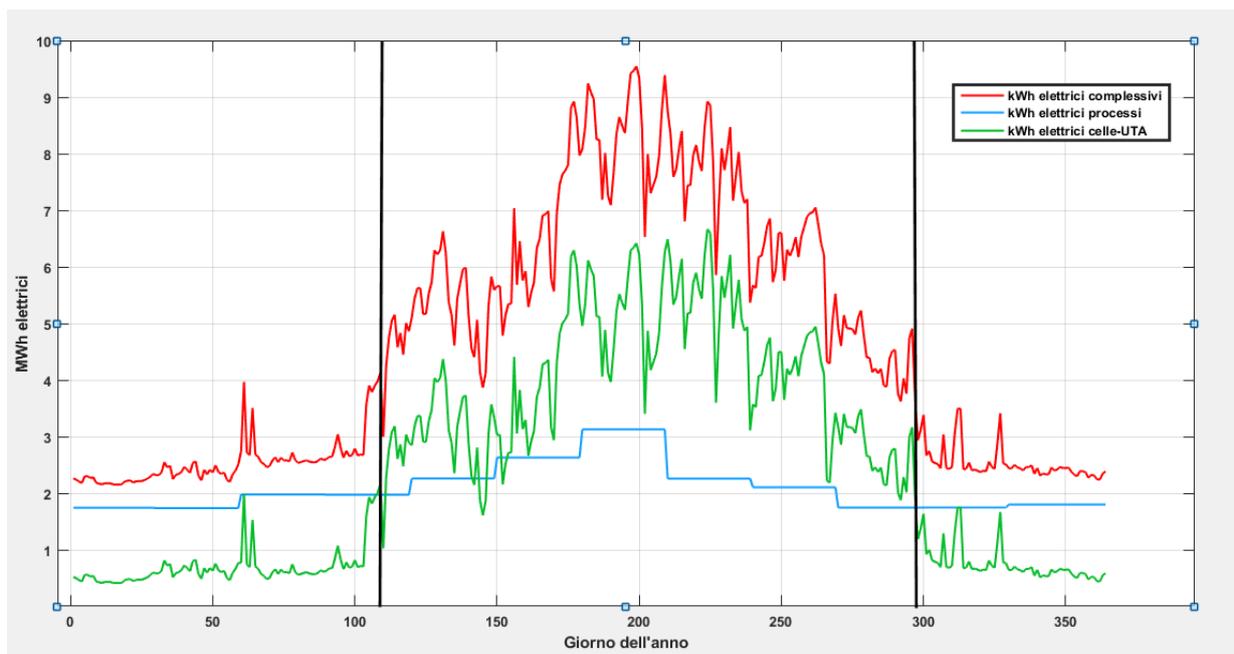


Figura 41 - Carichi elettrici annuali

Nelle due figure precedenti ciò che è interessante notare è che per circa 170 giorni all'anno, ovvero quasi la metà, il carico termico dei processi è superiore a quello delle celle e delle UTA che sono fortemente dipendenti dalla temperatura esterna. Mentre il carico che ricade sull'acqua gelida (processi) è molto più costante. Per i restanti giorni, all'interno delle due linee nere, nei mesi più caldi, il trend si inverte facendo prevalere il carico termico di celle ed UTA su quello dei processi.

Si nota anche che si hanno picchi di energia termica giornaliera di circa 24.000 kWh e circa 9500 kWh di energia elettrica.

Si può fare un confronto almeno qualitativo tra questi andamenti e quelli che si ottengono diagrammando i consumi di energia elettrica presi dalle bollette ENEL e dalla quota prodotta dal cogeneratore. Ovviamente i due valori differiscono in quanto i consumi riportati in bolletta sono i consumi complessivi dell'azienda e non quelli relativi alla sola centrale frigorigena.

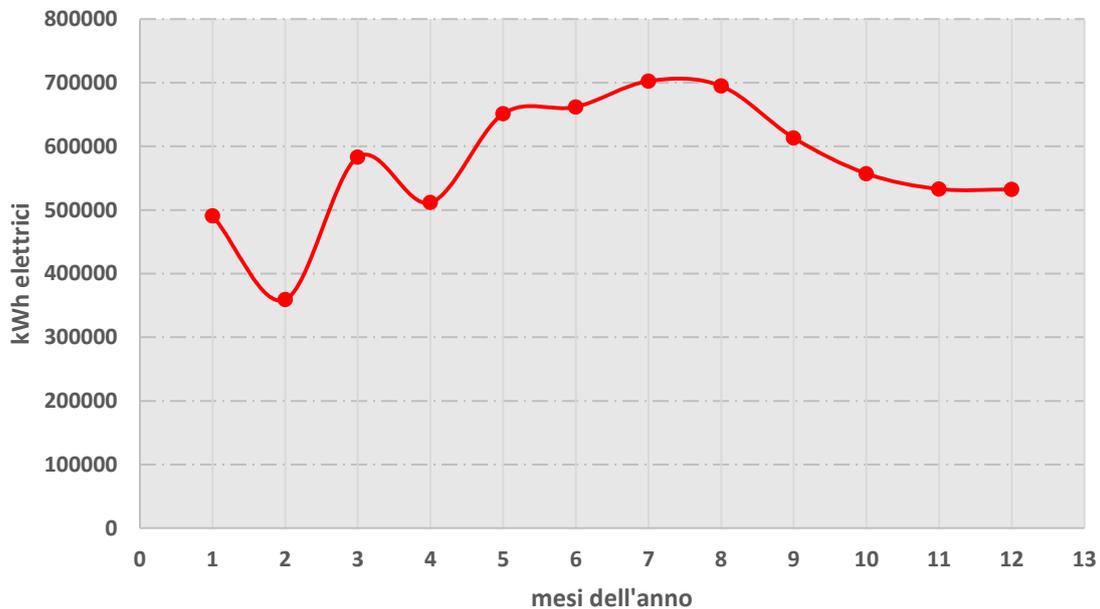


Figura 42 - Andamento consumo elettrico da bolletta ENEL + cogeneratore (anno 2015)

Come si vede in Figura 42 l'andamento dei consumi elettrici è abbastanza fedele a quello stimato della centrale frigorigena. Si può anche notare una sorta di base load elettrico che si posiziona a circa 500.000 kWh/mese che poi aumenta fino a circa 700.000 kWh/mese nei mesi più caldi. Questo incremento è da imputare principalmente a due fattori:

- In estate le temperature esterne aumentano e di conseguenza aumentano i consumi per il raffrescamento ed in particolar modo quelle delle unità di trattamento aria.
- Nei mesi estivi i volumi produttivi aumentano e dunque anche il numero delle utenze elettriche ed il loro tempo di funzionamento aumentano. Aumentando così anche i consumi.

E' anche interessante assegnare una percentuale di incidenza del consumo della centrale frigorigena sul consumo totale elettrico dell'azienda. Questo, in una fase di monitoraggio, è molto utile per andare a capire quanto effettivamente incide sul consumo aziendale totale l'utenza che stiamo analizzando. Non avrebbe senso pensare di efficientare una parte di azienda i cui consumi sono, per esempio, al di sotto del 1% del consumo totale. Nel nostro caso, però, non è solo un discorso di efficientamento, ma soprattutto di risoluzione di un problema (carenza di supply).

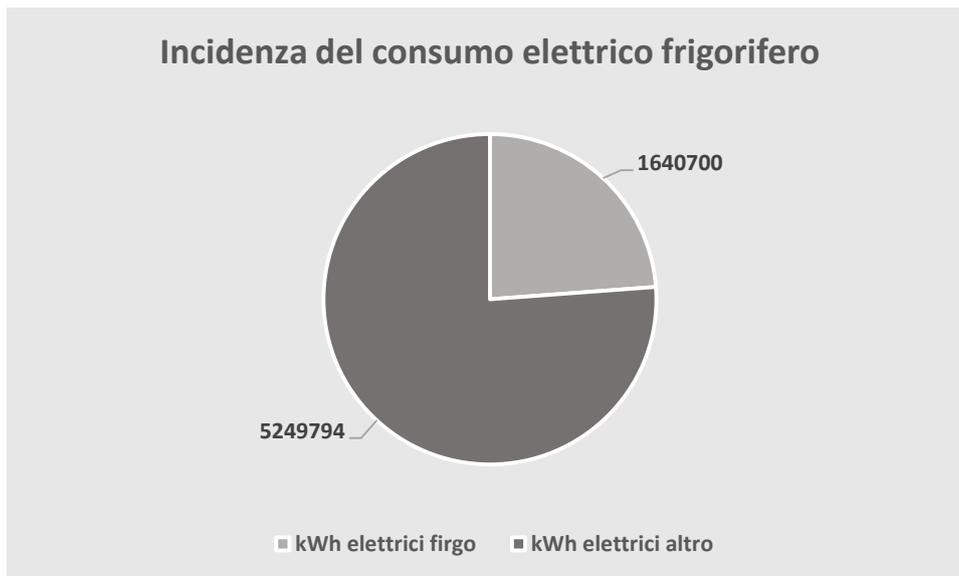


Figura 43 - Incidenza del consumo elettrico frigorifero

Il consumo elettrico frigorifero incide per circa il 24 % del consumo totale elettrico annuale dell'azienda. Questo valore è stato ottenuto con un COP di progetto di 2,5, ma se considerassimo una graduale perdita di rendimento nel corso degli anni unita al fatto che gli evaporatori potrebbero essere dimensionati per erogare al massimo 700 kW circa, il COP sarebbe 2,05. Con un COP più basso il consumo di energia elettrica sarebbe più alto e di conseguenza l'incidenza del consumo frigorifero aumenterebbe fino al 28 %.

Per concludere questo capitolo viene ancora analizzata la curva che lega consumi con energy driver e ne viene trovata la correlazione.

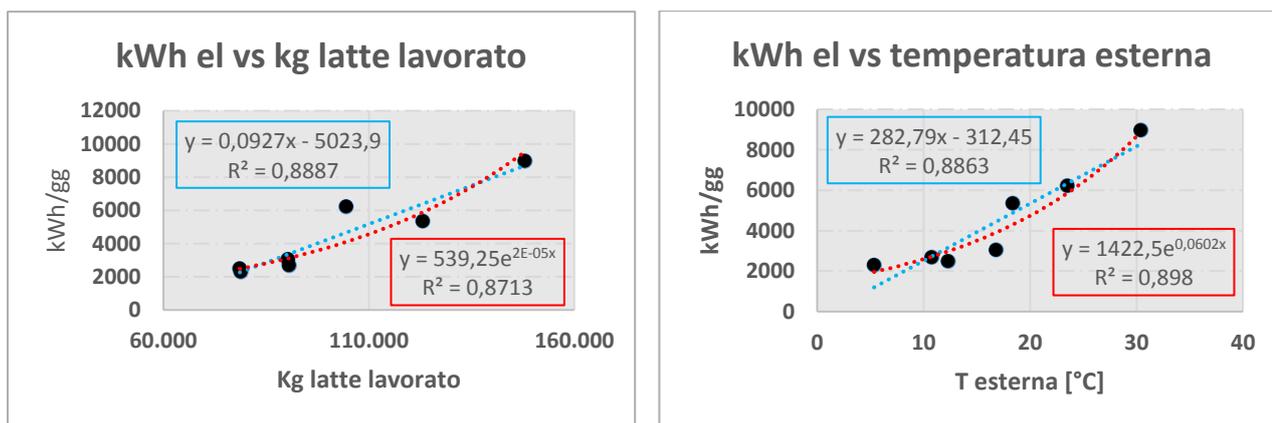


Figura 44

In Figura 44 sono state trovate, tramite le linee di tendenza di Excel, le correlazioni tra i due principali energy driver (kg di latte lavorato al giorno e temperatura esterna). Per ogni correlazione si è scelto di esporre due equazioni, una lineare e una esponenziale. La prima è più efficace nel caso dei kg lavorati e la seconda nel caso della temperatura esterna.

Questo lo si può confermare guardando il coefficiente di determinazione R^2 il quale più è prossimo al valore 1 e più significa che l'equazione predice bene il valore della variabile dipendente. Si tenga ancora ben presente che i dati puntuali riportati sui grafici sono frutto di stime e calcoli di progetto e perciò non rappresentano la realtà. Dunque le correlazioni che sono state ottenute sono stime delle stime e pertanto l'analisi appena effettuata è puramente a titolo rappresentativo e può solo dare un'idea indicativa di come variano i consumi al variare degli energy driver individuati.

Finisce così la prima parte in cui si è analizzata a fondo la domanda energetica fredda dell'azienda. Seguiranno i capitoli sull'analisi del supply e degli eventuali miglioramenti/efficientamenti da applicare all'assetto attuale del caseificio.

5. ANALISI DELLA CONFIGURAZIONE IMPIANTISTICA ATTUALE

LA SITUAZIONE IMPIANTISTICA ATTUALE

La centrale attualmente installata (costruita circa 15 anni fa) è costituita da 4 compressori a vite funzionanti a R404A da 120 HP (circa 90 kW) ciascuno installati su apposita base metallica. Ogni coppia (ovvero un totale di 2 coppie) alimenta un evaporatore ed una torre di condensazione, si hanno quindi due evaporatori e due torri di condensazione. L'impianto non è a espansione diretta e pertanto il freon negli evaporatori scambia con un fluido secondario che è l'acqua glicolata stoccata all'interno di un polmone (con glicole propilenico al 40%). La presenza del glicole è spiegata dal fatto che l'obiettivo è avere un fluido alla temperatura di -8/-10 °C e che quindi ghiaccerebbe se fosse acqua pura. Mentre la condensazione è effettuata con due torri di condensazione indipendenti che raffreddano con dell'acqua di pozzo il freon che scorre in una serpentina. Sotto in Figura 45 vediamo il layout dell'impianto nel suo complesso.

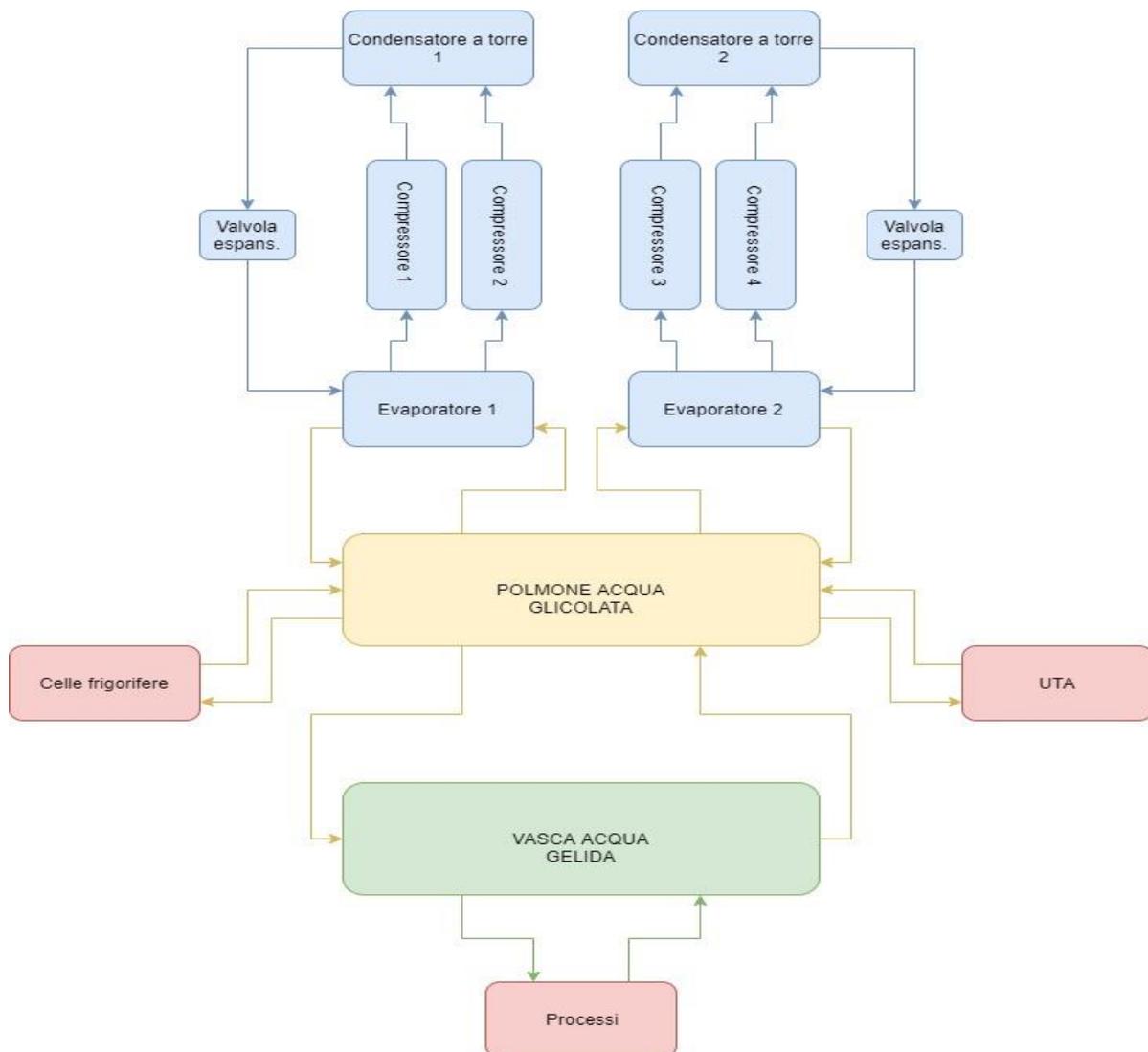


Figura 45 - Centrale frigorifera reparto filati

Le pressioni di progetto della centrale sono 15,1 bar quella di alta pressione e 3,9 bar quella di bassa. I compressori aspirano il gas refrigerante ad una temperatura di circa -10/-11°C e lo pompano a circa 38-40 °C.

Le pressioni che poi vengono misurate ed esposte sugli indicatori presenti sono 3,1 bar quella di bassa pressione e 15-17 °C quella di alta. Grazie a queste uniche misure possiamo disegnare sul diagramma P-h il ciclo termodinamico (Figura 47).

Cenni sul condensatore evaporativo

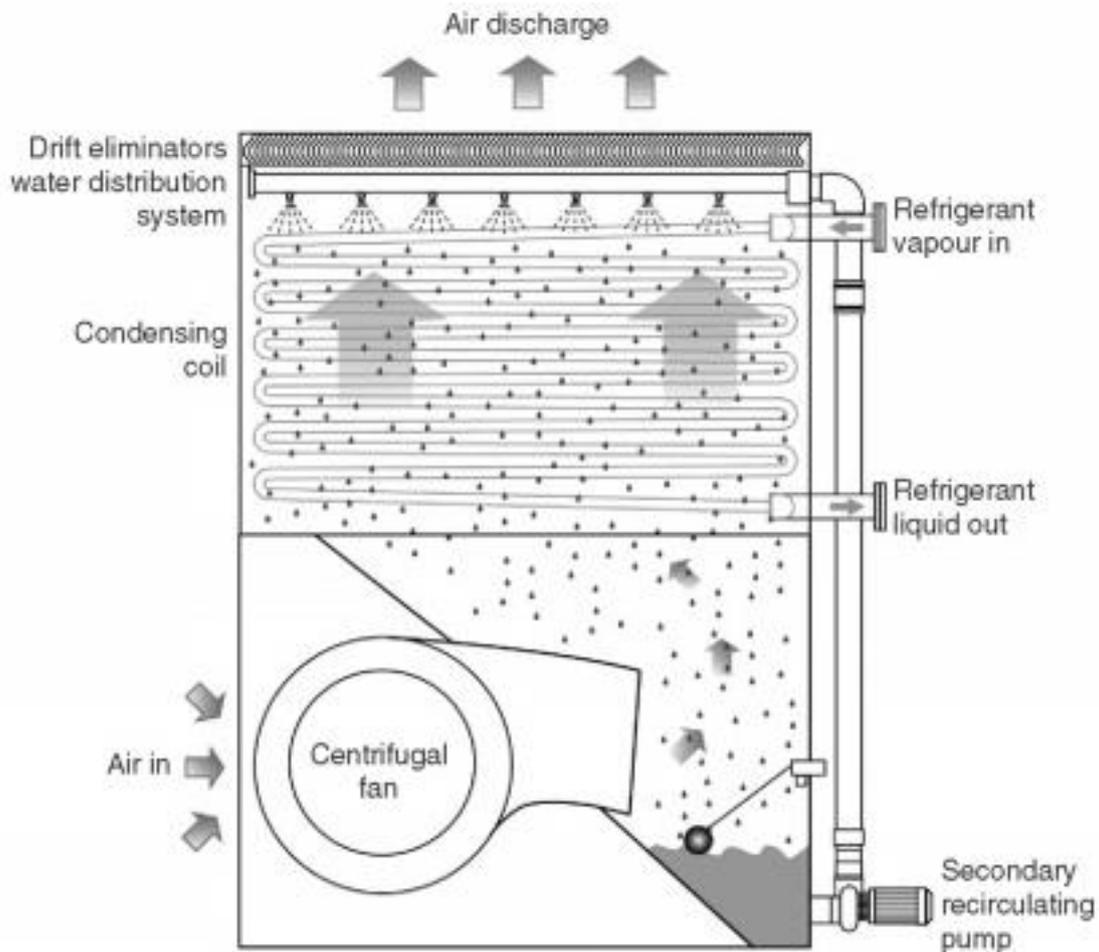


Figura 46 - Schema condensatore evaporativo

I condensatori sono delle torri evaporative che combinano le funzioni di un condensatore ad aria con quelle di una torre di raffreddamento. Il refrigerante condensa nei tubi che sono spruzzati con acqua, attraverso cui passa il flusso dell'aria. L'evaporazione di una parte dell'acqua nell'aria è il processo dominante per lo smaltimento del calore nell'atmosfera.

E' un apparecchio che offre una T di condensazione più bassa anche della combinazione condensatore ad acqua/torre di raffreddamento. Infatti per questo condensatore si elimina lo scambio termico intermedio con l'acqua proveniente dalla torre evaporativa. Con questo tipo di condensatore si porta direttamente il fluido refrigerante nel condensatore con dei tubi che si sviluppano a serpentina in altezza.

Tutti i condensatori evaporativi sono dotati di una sezione di spurgo per contrastare l'eccessivo indurimento delle acque e di conseguenza risulta necessario prevedere anche un reintegro di acqua che nel nostro caso può arrivare nei mesi peggiori anche a 500 m³ a settimana. La perdita di acqua è comunque molto meno importante rispetto ai condensatori ad acqua a perdere.

Fondamentalmente si differenziano in meglio rispetto ai condensatori ad aria per il fatto che si riesce ad operare la condensazione del fluido freddo a temperature più basse. Di contro ha un costo d'acquisto e una spesa di manutenzione più elevati poiché non c'è acqua in circolazione. Quelli ad aria sono consigliati specialmente in quei luoghi dove la temperatura di bulbo secco massima non supera i 25-27 °C per evitare di alzare troppo la temperatura di condensazione.

Il ciclo termodinamico

Con il dato di pressione e temperatura in uscita dal compressore abbiamo il valore di surriscaldamento del refrigerante ma non sappiamo nulla sul sottoraffreddamento, ipotizziamo quindi che la fine della condensazione sia proprio in corrispondenza della curva di liquido saturo. La condensazione 2-3 è una trasformazione a pressione costante. L'espansione 3-4 è una trasformazione isoentalpica fino alla pressione di evaporazione. La trasformazione 4-1 è l'evaporazione in cui si ha l'effetto utile frigorifero. La compressione 1-2 è isoentropica fino alla pressione di condensazione.

Il freon circolante nel ciclo scambia all'evaporatore con l'acqua glicolata che, per ipotesi di progetto, dovrebbe trovarsi a circa -8/-10°C. Mentre al condensatore per deduzione abbiamo trovato che la condensazione, avvenendo a 15 bar, è ad una temperatura di 28-30 °C. Si può supporre quindi che l'acqua che circola nel condensatore sia ad una temperatura simile a quella del bulbo umido dell'aria che di solito è minore di quella di bulbo secco anche di 8-12 gradi a seconda dell'umidità relativa.

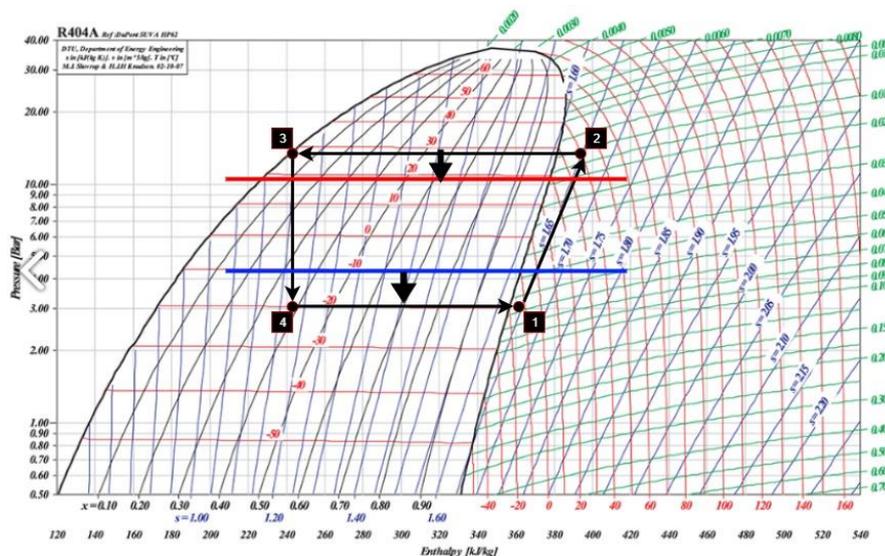


Figura 47 - Ciclo termodinamico

Dati di progetto e operatività

PARAMETRO	VALORE	UNITÀ DI MISURA
Resa frigorifera	920	kW
Numero compressori	4	-
Potenza assorbita centrale	120x4	Hp
Condensazione	Aria e acqua	
Fluido frigorifero	R404A	
Pressione di esercizio HP	15	bar
Pressione di esercizio LP	3,2	bar
Fluido secondario	Glicole propilenico 40%	
Temp. Uscita prodotto	-8,5	°C
Temp. Ingresso prodotto	-5	°C
Pot. Resa singolo compressore	230	kW
T evaporazione	-12	°C
T condensazione	33	°C
Accumulo termico vasca	4500	kWh
Potenza chiller	450	kW
Portata glicole richiesta	27,5	L/s

Tabella 22 - Dati di progetto centrale frigorifera

Questa centrale è stata studiata ed architettata con lo scopo di accumulare energia termica nel ghiaccio di notte per poi restituirla di giorno. Infatti come è noto, le tariffe dell'energia elettrica penalizzano moltissimo tutti i processi che avvengono nelle ore di punta. Quindi immagazzinare ghiaccio nelle ore notturne di bassa tariffa energetica e basso carico e scioglierlo durante il giorno soddisfacendo le richieste energetiche, rappresenta un vero e proprio risparmio energetico. Il ciclo frigorifero funzionerebbe perciò nelle 10-12 ore notturne dove l'energia elettrica costa meno invece che funzionare 24h su 24 fornendo la potenza termica istantanea. Altri due fondamentali motivi per cui si sceglie di lavorare di notte sono:

- Il compressore lavora costantemente per 8 ore giornaliere ad alti carichi, evitando così qualsiasi tipo di fermata e ripartenza che influenza negativamente la vita media e le prestazioni dopo qualche anno di funzionamento. Una soluzione senza accumulo richiederebbe di seguire istante per istante la richiesta termica e sarebbe quindi soggetto a continue regolazioni, stacchi e attacchi.
- Lavorando solo di notte le temperature esterne sono più basse e di conseguenza anche le temperature di progetto della condensazione possono essere più basse. Questo comporta una minore potenza assorbita del compressore e al contempo una maggiore resa frigorifera.

L'utilizzo di un fluido secondario, come in questo caso il glicole propilenico, abbassa il COP generale dell'impianto per via della presenza di uno scambio termico intermedio, ma nonostante questo risulta molto consigliato per i seguenti motivi:

- Consente di avere un circuito di fluido frigorifero più piccolo e di conseguenza è necessario meno fluido. Si diminuisce così la carica di refrigerante.
- Garantisce più sicurezza e meno probabilità di perdita grazie al fatto, appunto, che il circuito frigo è più piccolo e più confinato. Evitando quindi la possibilità di avere perdite di refrigerante all'interno della vasca di acqua gelida.
- Più facilità di controllo del carico frigorifero fornito e di creazione della giusta quantità di ghiaccio: il ghiaccio si crea tutto attorno alle diverse serpentine, indipendenti tra loro, alimentate ad acqua glicolata.

Ma focalizziamo l'attenzione ora sulla realtà dell'impianto che, essendo sottodimensionato e non più efficiente, lavora 24 ore su 24 a pieno regime per almeno l'80% delle ore settimanali (considerando i periodi di fermo e la domenica). Questo come già evidenziato nei paragrafi precedenti è causa del fatto che col passare degli anni, i volumi produttivi sono aumentati e sono subentrati alcuni processi che all'epoca non venivano effettuati. Ne è l'esempio il raffreddamento del siero dolce.

La centrale frigorifera quindi riesce, in linea teorica, a fornire 920 kW termici al polmone di acqua glicolata il quale poi deve spartirsi tra celle ed UTA e vasca di acqua gelida che serve i processi. Il chiller che raffredda la vasca di acqua gelida con il glicole propilenico è in grado, come vediamo in Tabella 22, di fornire al massimo 450 kW e quindi supponendo che questi siano reali e sempre mantenuti, la potenza disponibile rimanente per le celle e le UTA è di $920 - 450 = 470$ kW.

Insufficienza della centrale attuale

E' noto, ormai da qualche anno, che nei mesi di maggior carico termico la centrale frigorifera attualmente installata non riesce a soddisfare i fabbisogni dell'azienda. Questa considerazione è frutto dell'esperienza giornaliera nella quale spesso e volentieri nelle celle frigorifere non si riescono a raggiungere le temperature di set point volute oppure le temperature di uscita dagli scambiatori di calore (tipo pastorizzatore latte) sono più alte di quelle che ci si aspetta.

Questa sensazione non è stata confermata solo dal confronto tra il calcolo dei fabbisogni e l'effettiva capacità della centrale, ma anche dai dati raccolti durante l'attività di tirocinio presso l'azienda in questione. Infatti, nonostante la scarsa presenza di misuratori, si è riusciti a fare delle valutazioni sperimentali che hanno poi dato ulteriore conferma di quanto detto sopra.

In particolare le uniche e poche misure a disposizione sono:

- La temperatura di mandata dell'acqua gelida
- La temperatura di ritorno dell'acqua gelida
- Le temperature istantanee delle celle frigorifere e dei locali produttivi prese da software supervisore.
- Ghiacciato della vasca ad acqua gelida.

Partendo dalle temperature delle celle frigorifere vediamo nella figura sottostante una schermata del supervisore dove, abbinato ad ogni locale, vi è la temperatura in quel momento misurata da una sonda. Temperatura che è campita in rosso se si trova al di sopra del valore si set point e verde se viceversa.

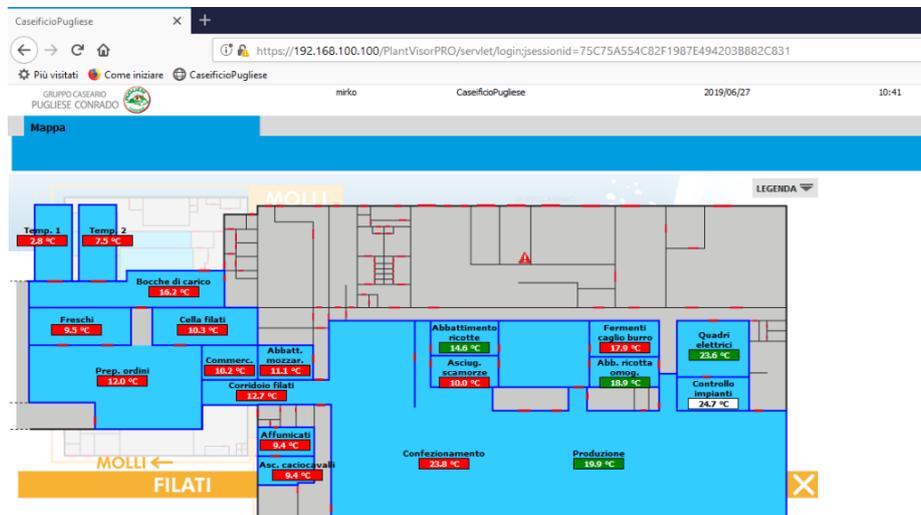


Figura 48 - Supervisore celle reparto

Come si nota la maggior parte delle temperature rilevate si trova al di sopra del valore di set point. In particolare si trovano al di fuori di questa condizione soltanto le celle che hanno una temperatura ideale che sta sopra una certa soglia. Questo può essere spiegato e ricondotto al fatto che, a monte, la centrale frigorigena, causa il surplus di fabbisogno, non riesce più a raffreddare il glicole sotto una certa temperatura ritrovandosi così con un fluido freddo molto più caldo di quello che in realtà dovrebbe essere.

Altra considerazione è stata fatta analizzando le temperature di ingresso ed uscita dell'acqua gelida. Questi dati sono stati abbinati sia alle rilevazioni del ghiacciostato che alla concomitanza dei processi produttivi attivi in quelle determinate fasce orario in cui sono stati presi i dati. Ciò che è emerso fondamentalmente è che di notte soltanto il 10-20 % del ghiaccio totale riesce a formarsi all'interno della vasca. Equivale a dire che lo scopo per cui è stata installata la vasca, viene meno. Il risultato è che al mattino, con l'avviarsi della produzione e quindi dei carichi, in poco tempo il poco ghiaccio formatosi nella notte si scioglie e di conseguenza le temperature di uscita dell'acqua "gelida" aumentano. E rimanendo invariati i carichi e le portate, anche la temperatura di ritorno aumenta di pari passo attestando un delta quasi sempre costante di 3 gradi. Per avere un'idea quantitativa: la temperatura di progetto di uscita dell'acqua gelida è di 0,5-1°C mentre quelle registrate nelle giornate peggiori sono anche di 5-6°C.

Vediamo in Figura 49 una delle giornate peggiori.

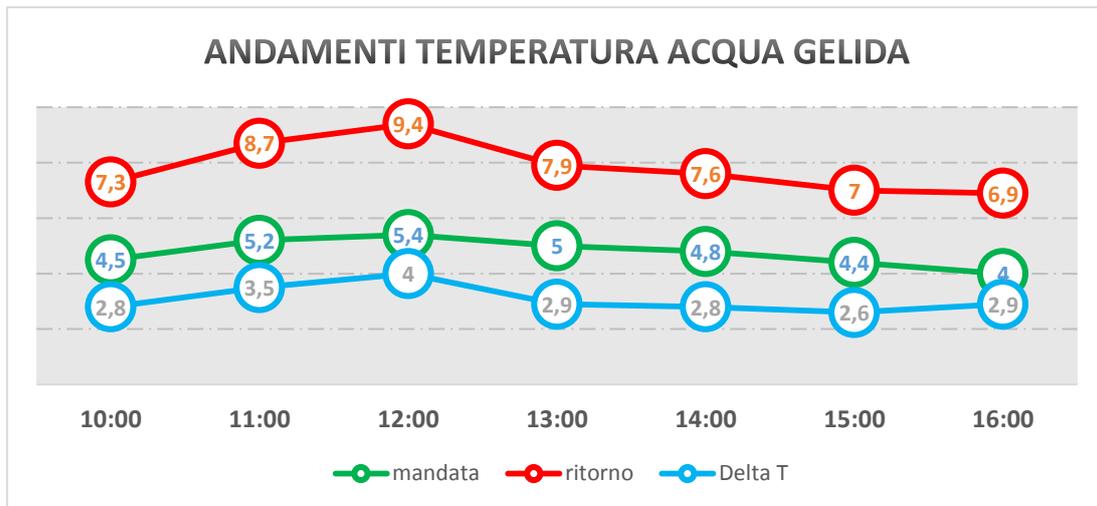


Figura 49 - T. mandata, ritorno e delta T dell'acqua gelida mese di luglio

Sono riportate le temperature registrate nelle 7 ore dell'orario di ufficio. Il picco di temperature e di delta che si nota in figura è proprio conseguente alla fine della pastorizzazione (carico più influente di quella giornata poiché il raffreddamento del siero dolce non è stato attivato). In generale la temperatura di ritorno subisce sempre variazioni più repentine rispetto a quella di mandata che comunque ha l'effetto di inerzia termica propria di una vasca di accumulo.

Presentiamo invece ora un grafico analogo ma riferito ad un giorno tipico nel mese di novembre a prova del fatto che l'insufficienza della centrale attuale è ristretta ai solo mesi estivi in cui i carichi frigoriferi sono maggiori.

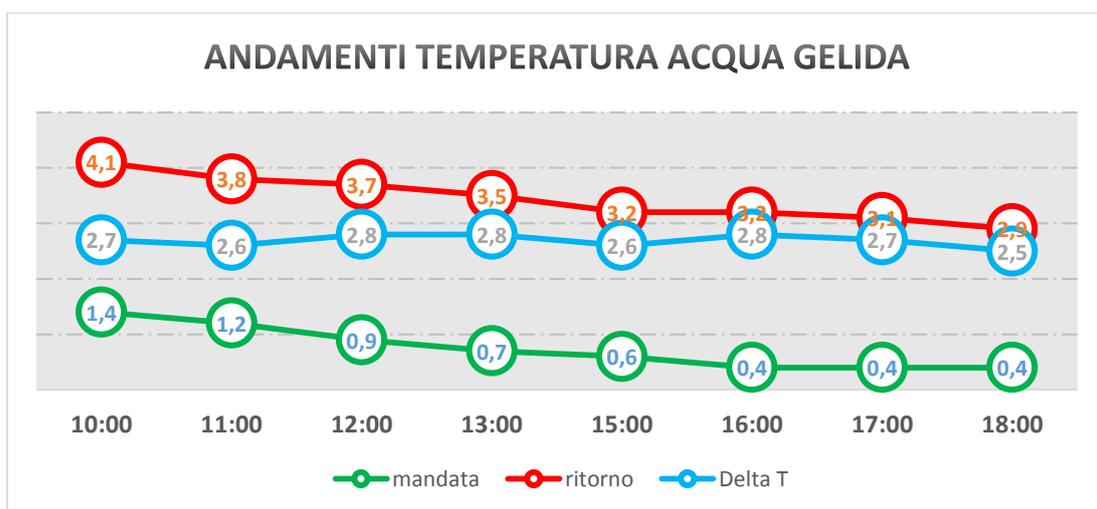


Figura 50 - T. mandata, ritorno e delta di temperatura mese di novembre

Come si nota la temperatura di mandata non supera mai gli 1,4 °C, temperatura che possiamo ritenere più che accettabile anche tenendo in considerazione che nella giornata in cui sono state effettuate le rilevazioni, solo due compressori su quattro erano attivi. I delta di temperatura sono molto più bassi rispetto al mese di luglio a dimostrazione del fatto che i carichi relativi ai processi sono ridotti.

In questa fase potremmo già presentare le differenze e fare le simulazioni di funzionamento della centrale abbinate ai carichi frigoriferi calcolati nei precedenti capitoli, ma riserviamo questa operazione a dopo avere proposto delle soluzioni di efficientamento che vedranno rivisti i carichi frigoriferi.

6. SOLUZIONI DI EFFICIENTAMENTO

Alla luce delle problematiche emerse, in questo capitolo verranno proposte ed analizzate eventuali proposte risolutive. Esse saranno di vario genere:

- Inserimento di strumenti di misura
- Intervento di tipo gestionale sulla disposizione dei processi produttivi
- Efficientamento del ciclo frigorifero esistente agendo sui parametri operativi
- Recupero termico tra fluidi

INSERIMENTO STRUMENTI DI MISURA

Una delle carenze dell'azienda esaminata è la quasi totale assenza di strumenti per la misurazione dei consumi energetici e talvolta anche dei parametri di processo come quelli che verranno indicati di seguito.

La presenza di un sistema di monitoraggio energetico con un annesso software di analisi dei dati è di fondamentale importanza per la gestione dell'energia. Essere consapevoli in tempo reale di quelli che sono i consumi aziendali è utile non solo per svolgere attività di monitoraggio, di energy saving o di efficientamenti, ma anche per conoscere i dati necessari a svolgere semplici interventi manutentivi sugli impianti. Ed è proprio il caso dell'attività che è stata oggetto del tirocinio e della conseguente tesi in azienda in quanto molte difficoltà le si sono registrate proprio per la mancanza di parametri utili al dimensionamento ed al calcolo dei fabbisogni.

Questo, oltre che essere utile per i motivi sopra spiegati, è anche necessario poiché per legge una quota dei consumi, che varia in una prima approssimazione in base alle dimensioni dell'azienda, deve essere misurata. Diventa quindi non solo più utile, ma anche necessario ed obbligatorio provvedere a questo tipo di intervento.

Infatti con il Decreto Legislativo n°102 del 4 luglio 2014 l'Italia ha recepito la Direttiva Europea sull'Efficienza Energetica. E l'articolo 8 definisce che i soggetti obbligati a svolgere diagnosi energetiche ogni 4 anni presso i propri siti produttivi sono:

- Le grandi imprese
- Le imprese a forte consumo di energia (energivore).

Al fine di caratterizzare l'azienda dal punto di vista energetico è importante schematizzare i consumi seguendo il percorso di ogni vettore energetico e non del processo produttivo oltre a suddividere l'azienda in aree funzionali. Nel ciclo di Diagnosi successivo al 2015, però, non bastano più stime, calcoli o misure indirette dei vettori energetici, ma vi è l'obbligo di misurarne una parte. Dopo aver definito e compreso la struttura energetica aziendale, si dovrà definire l'implementazione del piano di monitoraggio in modo da tenere sotto controllo in modo continuo i dati significativi del contesto aziendale.

La percentuale di misurazione dipenderà dalla tipologia di azienda (industriale o terziario), dalla tipologia di area cui si riferiscono i consumi (attività principali, servizi ausiliari, o servizi generali), e dalle tonnellate equivalenti di petrolio che l'azienda consuma in un anno.

Il Caseificio in questione consuma circa 3100 TEP all'anno e si classifica pertanto in quella fascia di aziende che devono monitorare almeno il 4% dei consumi totali. Di questo 4% il 50% di attività principali, il 15% di servizi ausiliari e il 10% di servizi generali.

Si vedrà quindi in questa sezione un possibile intervento per sopperire a queste carenze cercando di individuare quali sono i punti più strategici per il posizionamento di nuovi strumenti di misura soprattutto al fine di rendere più consapevoli gli interventi e la gestione della centrale frigorifera. Lasciamo da parte, poiché non è scopo di questa tesi, l'implementazione di un sistema di misurazione finalizzato ad adempiere la norma sopra citata.

Almeno in una prima fase sarebbe stato sufficiente anche solo avere avuto a disposizione strumenti portatili da inserire nei punti più strategici per un certo lasso di tempo al fine di avere un'idea degli effettivi valori. Essenzialmente per i nostri scopi sarebbero servite sonde di temperatura, misuratori di portata e degli analizzatori di rete trifase con la possibilità di immagazzinare i dati rilevati e di analizzarli successivamente su PC.

Riprendendo in mano la Figura 45 vediamo quali misuratori installare e soprattutto dove. Come già accennato, lo scopo principale di questo intervento è quello di prendere conoscenza dei veri valori di temperatura e portata a cui lavora l'impianto frigorifero.

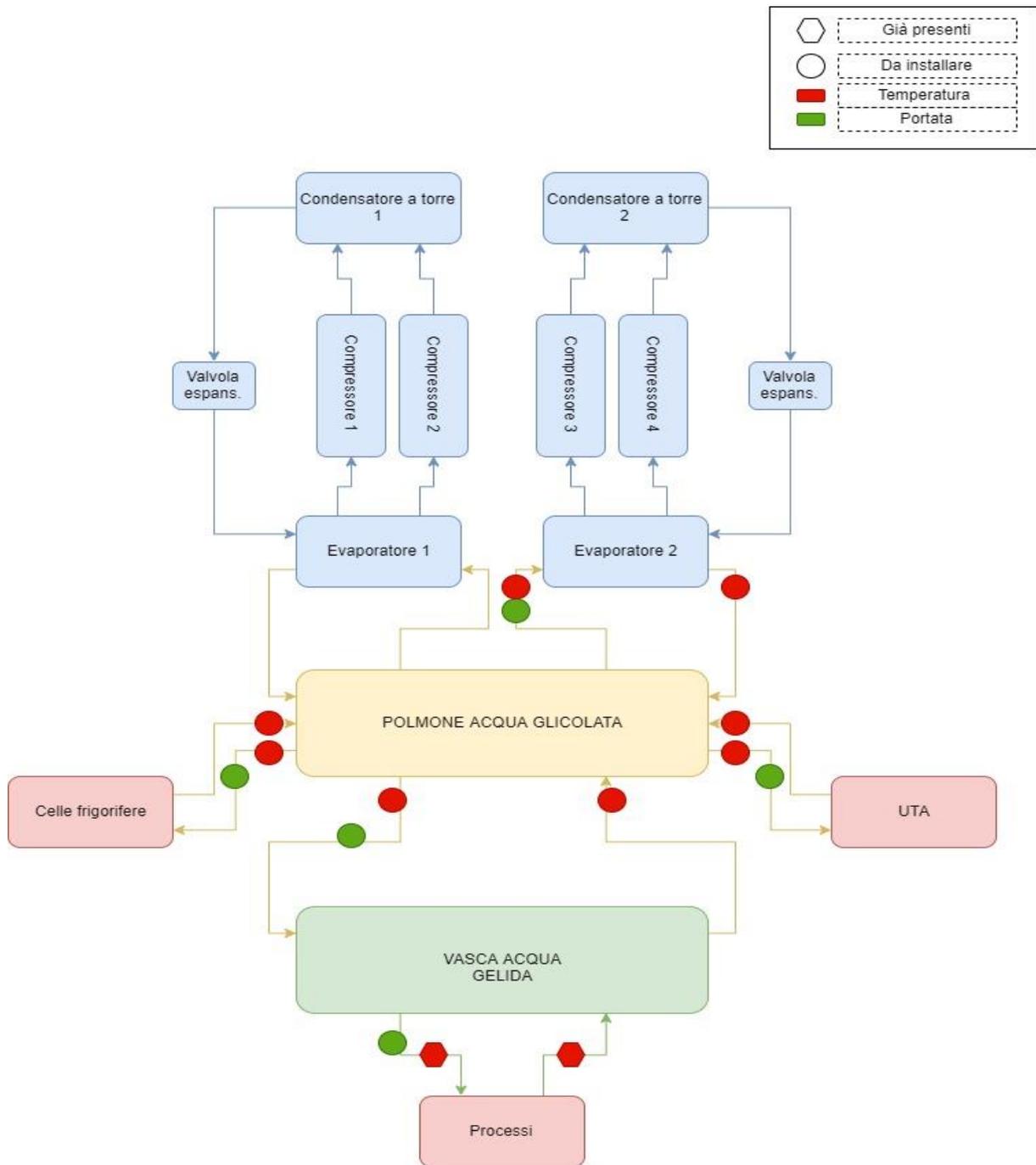


Figura 51 - Schema di installazione misuratori

In Figura 51 è riportato il layout della centrale frigorifera aggiornato con l'inserimento dei misuratori necessari. In particolare si tratta di misuratori di temperatura e di portata inseriti sulle mandate e sui ritorni di: acqua glicolata agli evaporatori, acqua glicolata alle celle frigorifere e alle unità di trattamento aria, acqua glicolata diretta alla vasca di acqua gelida ed infine uno di portata dell'acqua gelida che va ai processi produttivi poiché quelli di temperatura sono già presenti.

Questa configurazione ci permetterebbe di caratterizzare completamente la centrale, conoscendo con esattezza la potenza erogata dalla centrale e le potenze richieste dalle varie utenze.

In realtà, in ottica di risparmio, non è completamente necessario acquistare tutti questi misuratori in modo contemporaneo, ma si può optare per l'utilizzo di strumenti mobili che si possono spostare da una postazione all'altra. Pertanto nella configurazione più minimale possibile, si consiglia di integrare almeno due sonde di temperatura e una di portata in modo da determinare le potenze sopra citate in modo separato. Nel caso si opti per questa ipotesi, è chiaro che non si può pensare di installare misuratori interni che richiedono il taglio delle tubazioni, ma strumenti esterni che richiedono soltanto la scoibentazione e la ricoibentazione della tubazione.

Avere però tutti dati rappresentati nella figura in modo contemporaneo è molto più utile al fine della caratterizzazione in quanto permette di capire come l'intero sistema reagisce ai carichi termici.

Oltre a quelli indicati sarebbe anche utile monitorare i consumi elettrici della centrale frigorifera analizzata inserendo un misuratore sul quadro elettrico che la alimenta per poi confrontarli con i consumi stimati ed individuare successivamente eventuali inefficienze o "fuori controllo".

Qualsiasi attività che sia essa di efficientamento, sostituzione o semplice manutenzione è buona pratica effettuarla quando si ha piena consapevolezza del sistema analizzato, altrimenti occorre affidarsi alle stime che però non sempre rappresentano in maniera realistica ciò che si sta prendendo in esame. Tutto ciò poi si ripercuote negativamente a valle degli interventi quando sono stati dimensionati male o quando si è intervenuti non nel modo più corretto.

Tuttavia non è sempre banale riuscire a sensibilizzare sotto questo aspetto coloro che poi finanziano gli investimenti poiché il più delle volte, l'attività di monitoraggio, è vista come un costo che non porta profitti diretti ed immediati.

GESTIONE DEI PROCESSI

Come già visto nei capitoli precedenti il supply di freddo dell'azienda è deficitario sia dal punto di vista dell'energia giornaliera da fornire che da quello di potenze di picco istantanee. Andando infatti a riprendere il profilo di carico (Figura 33 - Profili di carico complessivi) giornaliero complessivo (e quindi celle, UTA e processi tutti assieme) e considerando che la funzione di accumulo energetico attraverso il ghiaccio della vasca viene meno nei mesi di maggior carico, si nota subito una grossa differenza tra potenza fornita e potenza richiesta.

Questa situazione può essere, in linea teorica, risolta agendo sulla disposizione temporale dei processi durante la giornata in modo da distribuire in modo più uniforme il carico termico. Questa considerazione nasce proprio dal fatto che la produzione, e quindi anche i processi, sono concentrati nelle ore centrali della giornata e che quindi sono poco "sparpagliati" sulle 24 ore.

Questa operazione può essere agevolmente eseguita andando ad agire sui timesheet come quello in Figura 31 e in Figura 32. Quello che si nota è che i processi più energivori che richiedono maggiore potenza come pastorizzazione latte, raffreddamento del siero dolce e vasche di rassodamento sono tutti quasi contemporanei.

La riorganizzazione dei processi però non può essere fatta in modo indiscriminato senza tenere presente che l'azienda in questione è di tipo alimentare e che quindi è subordinata ad una serie di esigenze tipiche del settore e di tipo produttivo. Per questa ragione risulta difficile, per esempio, spostare dalle ore mattutine la pastorizzazione poiché trattasi del processo "iniziativo" di tutta la produzione giornaliera e perché il latte, per la maggior parte, arriva al mattino e necessita quindi di essere subito pastorizzato. L'alternativa potrebbe essere quella di stoccare il latte crudo che arriva alla sera o al mattino e pastorizzarlo nel momento più opportuno per favorire il profilo di carico. Non può comunque essere presa come regola fissa proprio perché gli arrivi del latte non sono sempre regolari e prevedibili e perché, magari per esigenze di tipo produttivo c'è la necessità di pastorizzare e lavorare il latte in diretta.

Altra soluzione potrebbe essere quella di spostare nelle ultime ore della giornata il raffreddamento del siero dolce che è proprio il processo più energivoro (48% dell'energia totale richiesta dai processi nell'arco della giornata). Il siero dolce viene prodotto nelle polivalenti e nei drenatori durante la fase di maturazione della cagliata, circa il 10% di questo viene mandato al reparto ricotta per la produzione di ricotta, mentre la restante parte viene solitamente raffreddata e poi mandata nei serbatoi in attesa di essere venduto. Qui risulta più facile decidere di rimandare il processo di raffreddamento nelle ore di minor carico perché si tratta di un sottoprodotto a valle del quale non vi è più nessuna lavorazione. Il discorso appena fatto è valido fintanto che ci troviamo nella situazione attuale poiché dal momento in cui, per esempio, si incomincerà a scremare anche il siero dolce per ottenere panna, è evidente che le considerazioni fatte cessano di esistere e che quindi bisognerà ripensare ad una nuova organizzazione. Tuttavia anche nello scenario in cui il siero dolce verrà scremato, si può comunque pensare di traslare nelle ore finali della giornata il processo di raffreddamento del siero. Vediamo quindi nelle prossime righe cosa e come cambia a livello energetico l'assetto aziendale effettuando l'intervento di cui sopra.

	Past. Latte	Panna latte	Past. Panna latte	Past. Panna siero	Siero dolce	Panna siero	Raffr. Serb.	Liq. Governo	Vasche di rass.	TOT.
Ore	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
00:00					508		7			515
01:00					508		7			515
02:00					508		6			514
03:00					508		55			563
04:00	152	8					50			210
05:00	152	8					45		150	355
06:00	152	8		26		8	40	34	150	418
07:00	152	8				8	36	34	150	388
08:00	152	8				8	33	34	150	385
09:00	152	8				8	30	34	150	382
10:00	152	8				8	27	34	150	379
11:00	152	8				8	24	34	150	376
12:00						8	22	34	150	214
13:00							20	34	150	204
14:00							18	34	150	202
15:00							16	34		50
16:00			26				15	34		75
17:00							14	34		48
18:00							12			12
19:00							11			11
20:00							10			10
21:00					508		9			517
22:00					508		9			517
23:00					508		8			516

Tabella 23 - Timesheet con gestione raffr. siero dolce

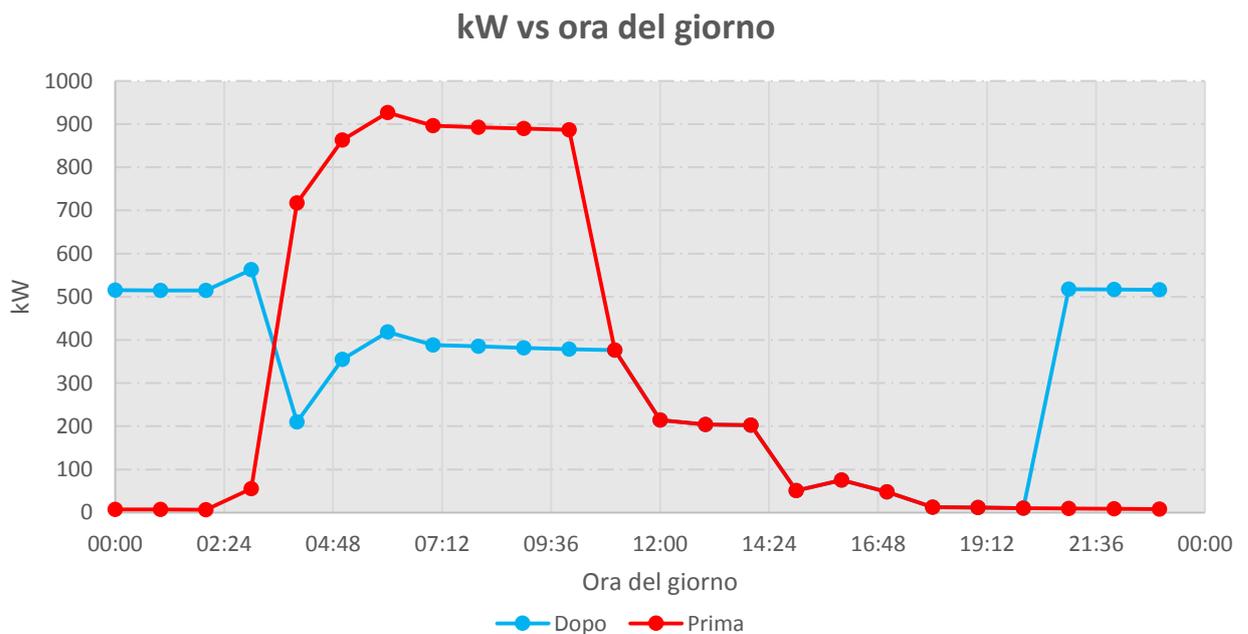


Figura 52 - Profilo di carico con gestione dei processi

Come si vede nel timesheet in Tabella 23 è stato spostato, come già detto, il raffreddamento del siero dolce nella notte dalle 21:00 di sera alle 3:00 del mattino successivo. Questo ha permesso di abbassare il picco di potenza richiesta come riassunto nella tabella successiva:

	Prima	Dopo	Riduzione percentuale
Pot. Di picco [kW]	926	563	-39%

La riduzione in termini di picco di potenza conseguita non è indifferente. Il risvolto negativo di questo intervento è che si rende il profilo di carico più costante nell'arco della giornata, diminuendo i tempi di basso carico o carico assente. Questi erano utili, nella concezione della vasca di acqua gelida, ad accumulare energia durante la notte per poi restituirla nelle ore di picco durante il giorno.

In sostanza questo intervento sarà utile nel caso si voglia andare al ribasso sulla taglia del nuovo impianto frigorifero che andrà a coadiuvare quello già esistente.

Bisogna poi anche tenere in conto dell'effettiva capacità di acquisire e cedere calore della vasca di acqua gelida, fattore che può comportarsi da collo di bottiglia qualora si decidesse di ampliare la centrale. Ma le varie simulazioni di operatività verranno fatte alla fine di questo capitolo sulle proposte risolutive, in modo da tenere in considerazione anche queste ultime.

ANALISI DEL CICLO FRIGORIFERO E DEI PARAMETRI DI FUNZIONAMENTO

I parametri di funzionamento di un ciclo termodinamico frigorifero sono importanti affinché si vogliano ottenere delle prestazioni elevate.

L'efficienza di un ciclo frigorifero si definisce con il COP o anche detto coefficiente di prestazione il quale a sua volta si definisce come il rapporto tra l'energia prodotta utile e l'energia assorbita.

$$COP = \frac{\text{quantità desiderata}}{\text{consumo}}$$

La quantità desiderata, nel caso di un ciclo frigorifero, è l'effetto frigorifero e quindi la trasformazione 4-1 in cui il fluido refrigerante evapora. Mentre il consumo fa riferimento all'assorbimento del compressore.

Un elevato COP è proprio l'effetto desiderato in quanto corrisponde ad avere un alto effetto frigorifero (e quindi un alto effetto utile) a fronte di un basso consumo (e quindi bassa potenza assorbita da parte del compressore). I due pilastri per efficientare il ciclo frigorifero sono:

- Mantenere la temperatura di condensazione più bassa possibile
- Mantenere la temperatura di evaporazione più alta possibile

Queste deduzioni si possono trarre ragionando sull'equazione del COP ideale della macchina frigorifera:

$$COP = \frac{Q_1}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_1(s_2 - s_3)}{(T_2 - T_1) \cdot (s_2 - s_3)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1}$$

Per avere un'idea più chiara di come varia il COP al variare delle temperature vediamo il prossimo grafico creato con un semplice script in MATLAB.

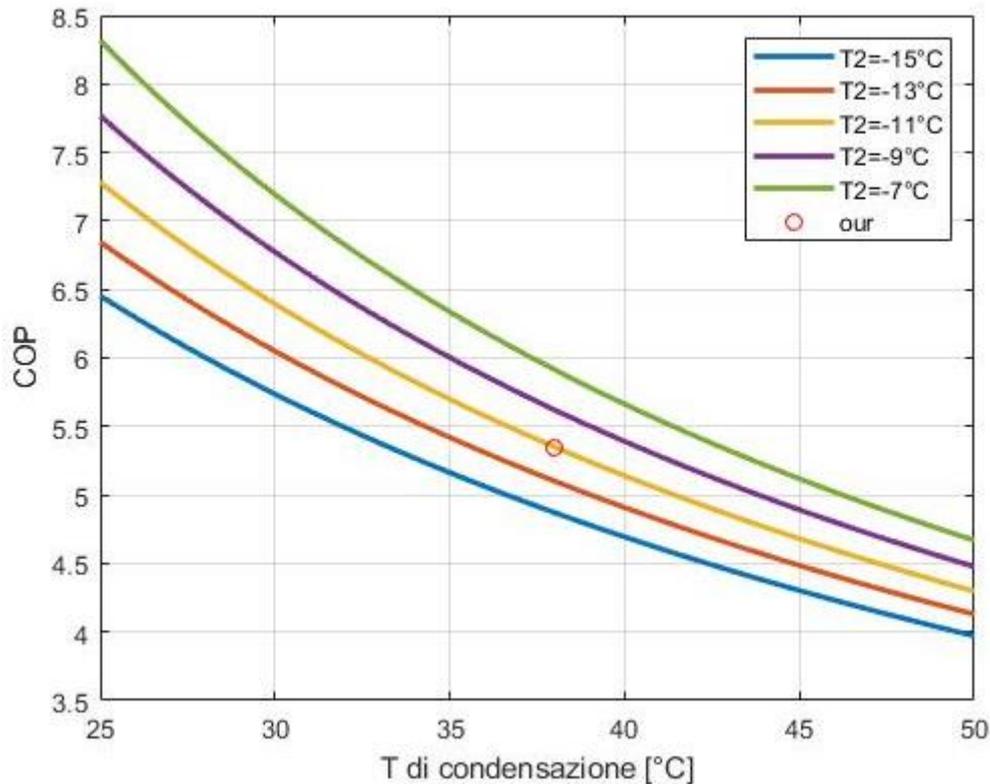


Figura 53 - COP in funzione di T di condensazione e T di evaporazione

Il grafico conferma quanto abbiamo precedentemente detto, ovvero che il COP aumenta al diminuire della temperatura di condensazione ed aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione. Ma questa tendenza la si può anche dedurre dal diagramma P-h in Figura 47 in quanto, abbassando la temperatura di condensazione, il punto di liquido saturo si sposta verso sinistra, andando così ad aggiungere salto entalpico di evaporazione. Oltre a diminuire il lavoro che deve compiere il compressore, cosa che succede anche quando si va ad aumentare la temperatura di condensazione. Ovviamente i valori plottati si riferiscono al ciclo di Carnot ideale che considera i processi di espansione e compressione privi di attrito ed adiabatici e di conseguenza i COP risultanti sono più elevati di quello che in realtà sono.

I parametri dell'impianto in questione fanno sì che l'impianto lavori ad un COP ideale di quasi 5.5. Altro discorso può essere fatto sul compressore e anch'esso riporta delle conseguenze qualora decidessimo di giocare sulle temperature di evaporazione e condensazione.

In particolare si hanno effetti collaterali sia sulla potenza assorbita che sulla capacità frigorifera. Per capacità frigorifera di un compressore si intende il fatto che possiede una certa capacità di comprimere il volume di refrigerante dalla sua pressione di aspirazione a quella di scarico e che fornirà la sua specifica trasmissione di calore nell'evaporatore. Questa quantità è comunque legata fondamentalmente al salto entalpico di evaporazione (effetti frigorifero), il quale aumenta all'aumentare della temperatura di evaporazione. Questo accade perché aumentando la T di evaporazione (ipotizzando per esempio una temperatura di condensazione arbitraria di 30 °C) il punto di vapore saturo si sposta a destra e quindi ha come effetto diretto l'aumento del salto entalpico. Stessa cosa accade, per conseguenza, alla capacità frigorifera del compressore che è espressa dall'equazione:

$$Q_{frig} = V_d \cdot \left(\frac{\eta_v}{100}\right) \cdot \left(\frac{1}{v_s}\right) \cdot \Delta h_{ev}$$

Equazione 24 - Capacità frigorifera

Dove:

- V_d = volume generato complessivo m^3/s . Che per i compressori alternativi è espresso come il prodotto della cilindrata del pistone per il numero di giri al secondo per il numero di pistoni.
- η_v = rendimento volumetrico effettivo in percentuale
- V_s = volume specifico del gas entrante nel compressore [m^3/kg]
- Δh_{ev} = effetto frigorifero [kJ/kg]

Il parametro che controlla più strettamente il rendimento volumetrico è il rapporto di compressione, il quale, appunto, alzando la T di evaporazione diminuisce e di conseguenza il rendimento volumetrico aumenta.

Il volume specifico all'aspirazione del compressore invece diminuisce all'aumentare di T_{ev} .

Quindi mettendo tutto insieme, sia η_v che V_s che Δh_{ev} contribuiscono all'aumento della capacità frigorifera.

Se si parla di temperatura di condensazione, invece, la capacità frigorifera del compressore diminuisce al suo aumentare, ma in misura minore rispetto a quanto non accada con la temperatura di condensazione. Questo perché le variazioni di temperatura di evaporazione esercitano anche un notevole effetto sul volume specifico in entrata al compressore, ciò che invece non avviene con la temperatura di condensazione.

Altro parametro da valutare è la potenza assorbita dal compressore e come essa varia al variare delle temperature discusse fino ad ora.

$$P = \dot{m} \cdot \Delta h_{comp}$$

Con P potenza assorbita dal compressore e Δh_{comp} è il salto entalpico che il compressore deve far compiere al fluido frigorifero.

Senza scendere troppo nel dettaglio è sufficiente dire che P aumenta prima e diminuisce poi con l'aumentare della temperatura di evaporazione. Ciò accade perché all'aumentare di essa il lavoro di compressione ideale diminuisce (il salto entalpico di compressione si restringe), ma allo stesso tempo la portata effettiva in massa aumenta. (Portata in massa data da capacità frigorifera diviso il salto entalpico). Mentre P aumenta all'aumentare della temperatura di condensazione.

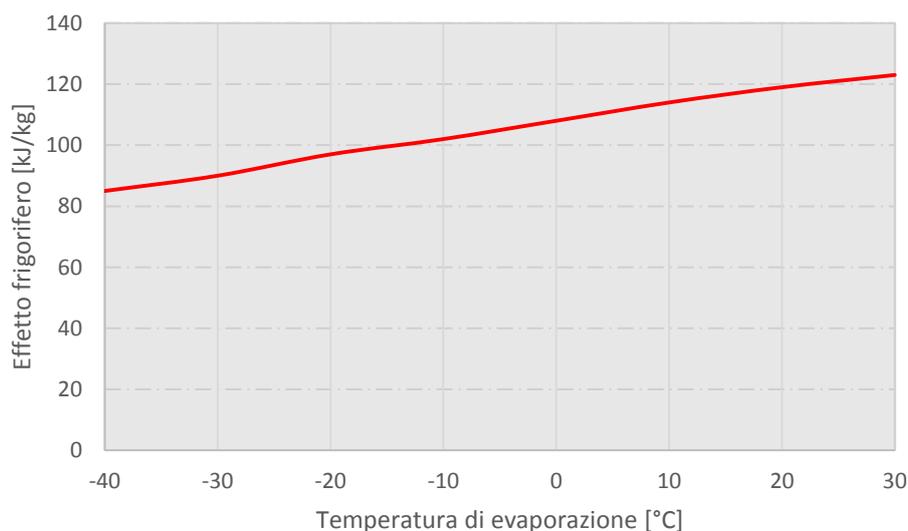


Figura 54 - Effetto frigorifero vs temperatura di evaporazione

Tutto quindi ci fa dedurre che bisognerebbe il più possibile avvicinare tra di loro temperatura di condensazione e temperatura di evaporazione. Fino ad arrivare, per assurdo, ad imporle uguali per avere, purtroppo solo idealmente un COP infinito.

Ma compreso questo paradosso, fino a dove ci si può spingere con l'aumentare T_{eva} e ridurre T_{cond} ?

Analizziamo prima la T_{eva} : l'obiettivo della sezione di evaporazione è proprio quello di estrarre calore dalla sorgente che vogliamo raffreddare. Questo obiettivo ci pone l'obbligo, quindi, di avere una temperatura del refrigerante più bassa di quella della sorgente al fine di poter avere scambio di calore. A questo punto allora la domanda diventa di quanto più bassa questa temperatura deve essere? La questione è che bisogna mettere sui piatti della bilancia, da una parte il voler avere un delta T piccolo per efficientare il ciclo termodinamico, ma dall'altra uno scambiatore con superficie più elevata e quindi più costoso.

Nel nostro caso abbiamo la sorgente da raffreddare che è l'acqua glicolata e che vorremmo fosse, ad una temperatura di circa -8°C all'interno del polmone. Affinché ciò sia possibile, il glicole appena refrigerato dalla centrale dovrà essere ad una temperatura di circa -12°C mentre il ritorno dalle celle, dalle UTA e dalla vasca sarà presumibilmente ad una temperatura di $-4/-3^{\circ}\text{C}$. Sappiamo anche che la T di aspirazione del fluido frigorifero è di circa $-11/-12^{\circ}\text{C}$ a circa 3 bar e questo, sapendo che tutta l'evaporazione e anche il surriscaldamento avvengono a pressione costante, ci fa dedurre che il gas refrigerante evapora ad una temperatura di circa -20°C .

Quindi all'ingresso dell'evaporatore abbiamo un delta di temperatura di 12°C e invece all'uscita di 8°C .

Non avendo però dati a disposizione, supponiamo di avere margine per aumentare almeno di un massimo due gradi la temperatura di evaporazione, nel prossimo grafico vediamo l'incremento percentuale aumentando la temperatura di evaporazione tenendo fissa la temperatura di condensazione a 30°C .

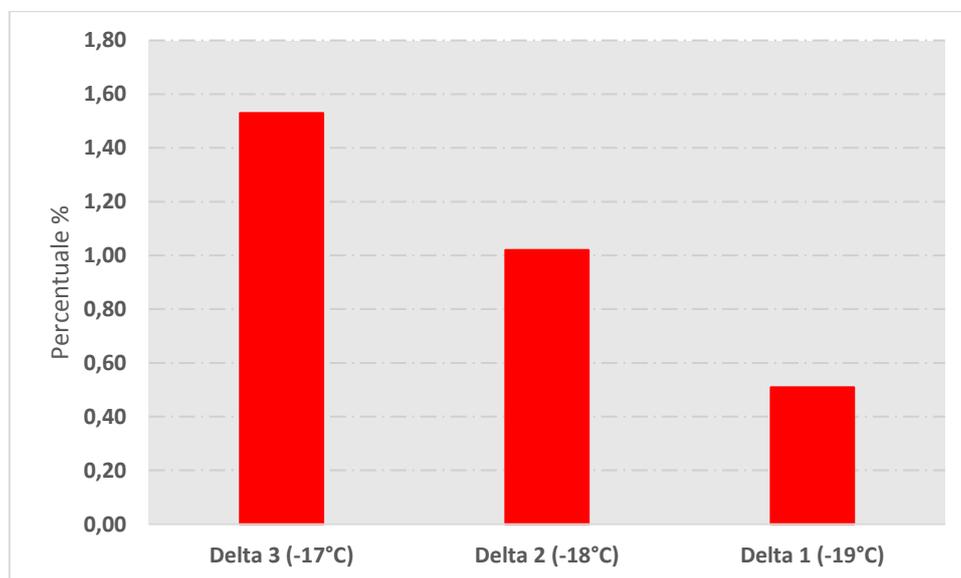


Figura 55 - Percentuale incremento effetto frigorifero ($T_{cond}=30^{\circ}\text{C}$)

Ipotizzando quindi di aumentare la temperatura di evaporazione di 2 gradi, si ottiene un incremento della resa frigorifera dell'1%. Questo corrisponde ad avere una resa frigorifera di **930 kW** contro i 920 kW di partenza.

Parlando invece ora della temperatura di condensazione, anche qui si ha il vincolo di dover restare al di sopra della temperatura del pozzo termico al quale si vuole cedere calore.

Nel nostro caso abbiamo una torre di condensazione evaporativa della Balticare e quindi il fluido con cui si realizza lo scambio è acqua di pozzo. Questa è poco dipendente dalla temperatura esterna e quindi patisce poco la stagionalità a differenza di un impianto di condensazione ad aria, oltre ad essere acqua quasi totalmente di ricircolo fatto salvo una quota di rinnovo per reintegrare lo spurgo e l'evaporazione.

In generale comunque si può considerare la temperatura del pozzo termico al quale si vuole cedere calore pari alla temperatura di bulbo umido dell'aria senza compiere grossi errori. Quello che avviene, quando la temperatura dell'acqua è più alta di quella dell'aria, è che l'entalpia dell'aria cresce. E questo avviene a spese di una riduzione di temperatura ed entalpia dell'acqua.

Comunque avendo in dotazione un condensatore di tipo evaporativo, la condensazione è già molto efficiente rispetto, per esempio, a quanto lo potrebbe essere con un condensatore ad aria. Infatti questi ultimi, specialmente in estate, sono vincolati alla temperatura esterna che può arrivare anche a 35-36 gradi. Ciò obbligherebbe ad avere il gas refrigerante che condensa a una T più alta di quest'ultima. Se ipotizzassimo di avere margine per ridurre di uno o due gradi la temperatura di condensazione, come abbiamo fatto per l'evaporazione, possiamo vedere di quanto aumenterebbe l'effetto frigorifero.

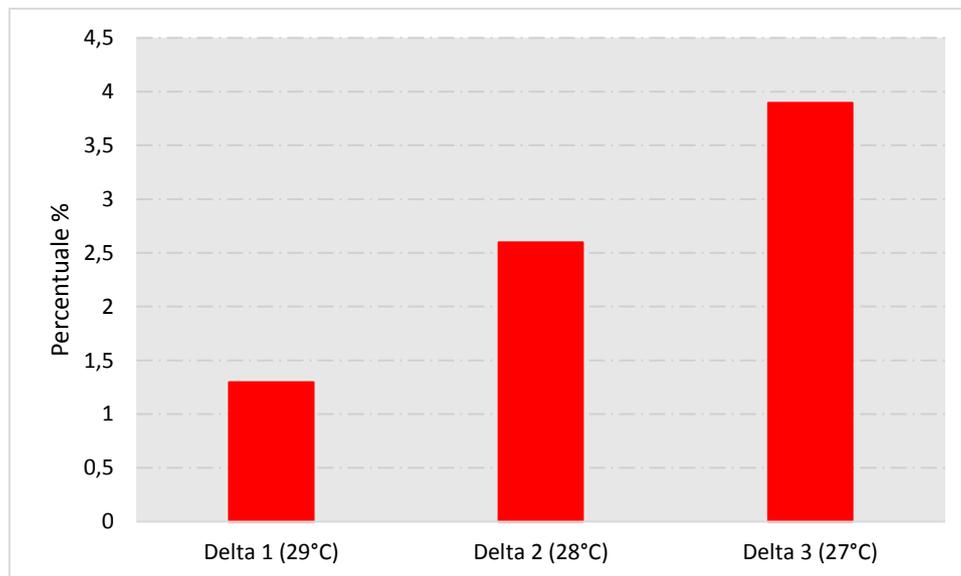


Figura 56 - Percentuale incremento effetto frigorifero ($T_{eva}=30^{\circ}\text{C}$)

Diminuendo la temperatura di condensazione di 2 gradi si ha un aumento dell'effetto frigorifero del 2,5 %. Quindi, a prima vista, il guadagno percentuale per ogni grado di variazione della temperatura di condensazione è maggiormente influente sull'effetto frigorifero rispetto a quanto succede con l'evaporazione. Stiamo parlando però di effetto frigorifero, mentre la capacità frigorifera inverte questo trend in quanto tiene in considerazione anche altri fattori come il volume specifico il quale subisce forti variazioni cambiando le temperature di evaporazione, cosa che non succede con la condensazione (vedi Equazione 24).

Si avrebbe dunque un aumento della resa frigorifera del 2,5 %, passando così da 930 kW a **953 kW**. Come accennato precedentemente, anche la potenza assorbita del compressore varia al variare delle due temperature di evaporazione e condensazione. In particolare variando una (evaporazione) aumenta e variando l'altra (condensazione) diminuisce. In seno a questa analisi grossolana possiamo tranquillamente dire che la diminuzione da una parte e l'aumento dall'altra, si compensano.

RECUPERO TERMICO

Fino ad ora abbiamo visto come si potrebbe efficientare il sistema di produzione del freddo andando ad agire sulla gestione temporale dei processi al fine di smussare i picchi di potenza e regolando i parametri del ciclo termodinamico per quanto possibile in modo da renderlo più efficiente.

Quest'ultima ipotesi riesce, sempre se applicabile, ad aumentare la resa frigorifera mantenendo l'assorbimento pressoché costante, ma si tratta comunque di guadagni marginali.

Tratteremo in questo capitolo un'ipotesi di efficientamento basata sullo sfruttamento del calore (e allo stesso tempo del freddo) dei fluidi di processo naturalmente presenti in azienda. Spesso e volentieri i fluidi di processo caldi e freddi vengono rispettivamente raffreddati e scaldati con risorse esterne che però hanno un costo energetico, economico e ambientale.

A tal proposito è stato fatto uno studio di tutti i fluidi e si sono studiati i possibili accoppiamenti.

Questa procedura è anche conosciuta come PinchAnalysis. Procedura che si pone l'obiettivo, appunto, di minimizzare il consumo di energia ottimizzando ed implementando dei sistemi di recupero del calore proveniente esclusivamente dalle risorse interne all'azienda.

Questa attività ha alte potenzialità se fatta specialmente nella fase di progetto di uno stabilimento industriale quando ancora l'organizzazione, gli impianti e soprattutto le linee dei fluidi di processo devono essere tracciati. E' evidente che questo tipo di analisi su un impianto già esistente risulta nella maggior parte dei casi difficoltoso in quanto qualora venissero individuati eventuali recuperi termici significativi, non sempre è fattibile la rivisitazione e il taglio delle linee interessate.

L'analisi di Pinch fa parte di una famiglia più grossa di interventi che si chiama Design Improvement e che seguono delle regole fondamentali che vengono qui sotto elencate:

- E' necessario evitare che i processi nei componenti avvengano con disequilibri di P e T e concentrazioni eccessivamente grandi o eccessivamente piccoli. Per esempio delta T piccolissimi massimizzano l'efficienza dello scambio ma richiedono superfici di scambio troppo elevate.
- Ridurre al minimo miscelamento di fluidi a diversa T o P poiché è un processo carico di irreversibilità
- Negli scambiatori di calore è bene accoppiare fluidi con capacità termica simile perché si ha un salto termico simile nei due fluidi e perché si minimizzano le irreversibilità
- Focalizzare le analisi associandole ad un concetto economico. E' sensato agire solo sui quei componenti/fluidi sui quali c'è un margine tecnico-economico di intervento.

Il primo passo è stato quello di individuare un delta T di 10 gradi in modo da avere un sensato bilanciamento tra efficienza e superficie di scambio. Dopodiché si è proceduto andando ad individuare il Pinch point con il metodo algebrico con la tabella nella foto sottostante.

La temperatura di Pinch Point trovata è di 35 °C e dunque:

$$- T_{pp\ freddi} = 30\text{ °C}$$

$$- T_{pp\ caldi} = 40\text{ °C}$$

Infine si sono studiati i possibili accoppiamenti tra i fluidi come mostrato in figura .

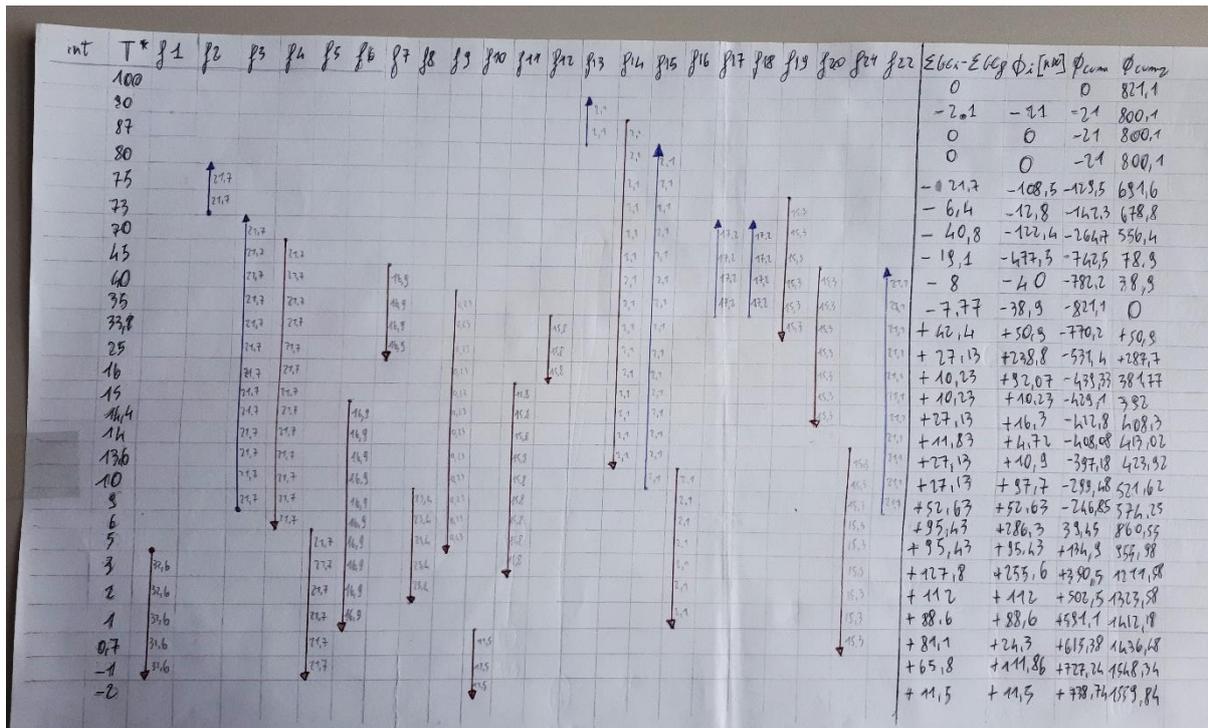


Figura 57 - Studio del Pinch Point

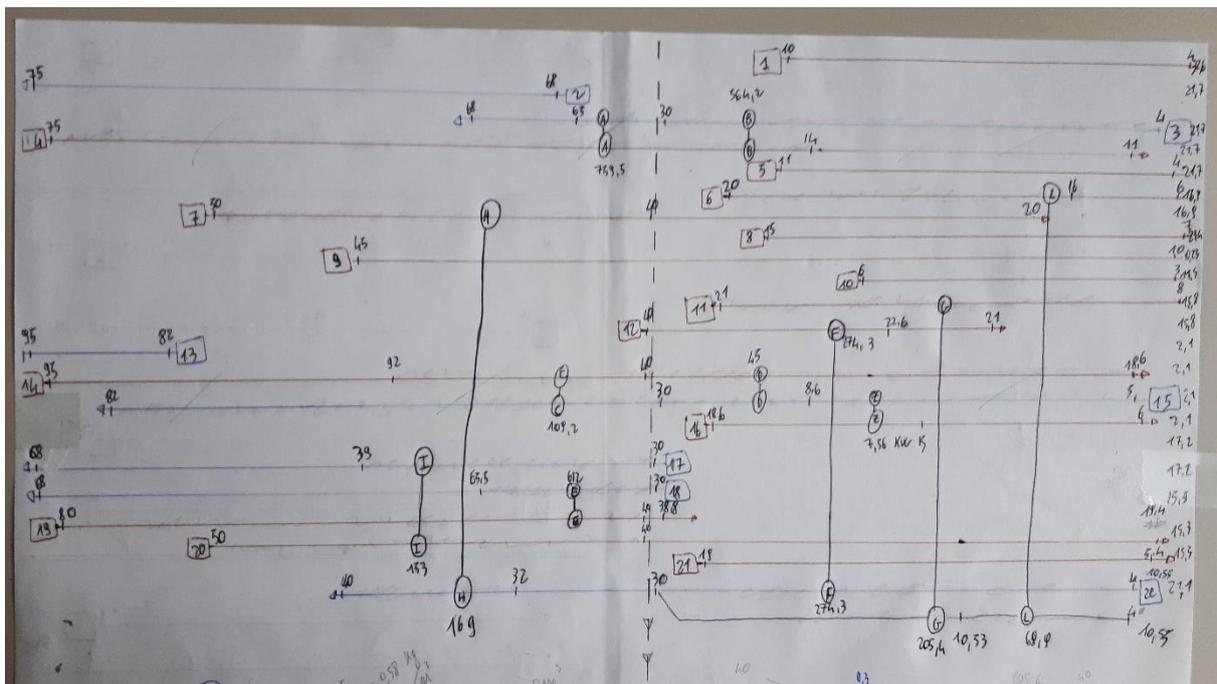


Figura 58 - Studio degli accoppiamenti

Sono stati trovati in totale 10 possibili accoppiamenti di cui 5 già effettivamente presenti (A, B, C, D, E):

- A e B effettuano il recupero termico tra il latte crudo che va al pastorizzatore e il latte pastorizzato.
- C e D effettuano il recupero termico tra panna al pastorizzatore e panna pastorizzata.
- E effettua il recupero termico nel pastorizzatore del siero tra siero in ingresso e siero in uscita.

Mentre sono stati individuati altri 5 possibili scambiatori ancora non presenti:

- F e G effettuano il recupero tra siero dolce da raffreddare e latte da preriscaldare per andare alle polivalenti
- L effettua il recupero termico tra siero scremato da raffreddare e parte del latte che va alle polivalenti
- H tra siero scremato e la parte finale di riscaldamento che va alle polivalenti
- Ed infine I tra siero da preriscaldare e siero preriscaldato che andrebbe raffreddato con acqua potabile.

Come già anticipato sopra, però, non tutti gli accoppiamenti sono sempre fattibili e soprattutto, anche quando sono fattibili, non sempre è conveniente realizzare l'accoppiamento tenendo in considerazione costo di realizzo, stravolgimento della configurazione attuale dell'azienda e l'effettivo risparmio che poi si avrebbe post operam. Ed è il caso di tutti gli accoppiamenti sopra trovati ad eccezione degli scambiatori F e G che effettuano il recupero tra siero dolce da raffreddare e latte da preriscaldare diretto alle polivalenti. Questi infatti totalizzano una potenza di scambio di quasi 500 kW. Inoltre bisogna anche dire che questo progetto era già stato pensato ed in procinto di essere realizzato dall'azienda.

Quindi al fine di aumentare la messa fuoco sullo scambio che si vuole realizzare è stata fatta un'altra analisi di Pinch relativa esclusivamente ai due fluidi interessati. Il delta temperatura tra i fluidi ipotizzato è di 4 gradi che è in linea con quello proposto dall'azienda TetraPak.

Lo scambiatore riesce a far risparmiare una potenza di 505,6 kW raffreddando il siero da 40 a 8 °C (viene raffreddato completamente) e riscaldando il latte da 4 a 28 °C. Resterebbe quindi il salto termico da far fare al latte da 28 °C a 40 °C pari ad una potenza di 253,2 kW (potenza calda).

Nella Tabella 24 sottostante vengono riassunti i dati sopra citati.

	POT. FREDDA RECUPERATA	POT. CALDA RECUPERATA	POT. FREDDA DA FORNIRE	POT. CALDA DA FORNIRE
	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]
POTENZE	505,6	505,6	-	253,2

Tabella 24 - Potenze scambiatore nel caso di delta T di 4 gradi

L'operazione quindi da svolgere ora è quella di individuare il risparmio di energia primaria e poi convertirlo in euro risparmiati. Partiamo dal calcolo per il risparmio di energia fredda.

Il primo passo è calcolarsi il COP reale della macchina che possiamo calcolare con l'equazione che segue:

$$COP = \frac{G_{glicole} \cdot C_p \cdot (T_{glicole_{in}} - T_{glicole_{out}})}{\frac{1}{32} \cdot \cos\phi \cdot I_{reale} \cdot V_{nom}}$$

Equazione 25 - COP reale

Dove:

- $G_{glicole}$ = è la portata di glicole che passa negli evaporatori.
- C_p = calore specifico dell'acqua glicolata
- $T_{glicole_{in}}$ e $T_{glicole_{out}}$ sono le temperature di mandata e ritorno dell'acqua glicolata che passa negli evaporatori
- I_{reale} = rappresenta il valore di corrente reale assorbita dalla macchina
- V_{nomin} = rappresenta il valore di tensione nominale fornito dal produttore
- $\cos\phi$ = è il fattore di potenza considerato costante e uguale a 1.

La portata di un singolo evaporatore è di 42 m³/h che corrispondono a 11,7 kg/s (assumendo la densità del glicole pari a quella dell'acqua). Il calore specifico è pari a 4,186 kJ/kg/K. Mentre la corrente reale misurata nei periodi di picco corrisponde a 127 Ampere. Da progetto il glicole dovrebbe entrare a -5 °C ed uscire dall'evaporatore a -8,5 °C, compiendo così un salto di 3,5°C. Infine la tensione nominale è di 380 V.

Il COP reale che se ne ricava è di 2,05, ma siccome stiamo trattando un risparmio economico, per essere cautelativi manteniamo il COP nominale della macchina pari a 2,5. Equivale a dire che ogni unità di energia elettrica spesa si ottengono 2,5 unità di energia termica utile. Conoscendo la potenza risparmiata (vedi Tabella 24), le ore di utilizzo degli scambiatori, le quantità di siero da processare, il COP della macchina e il costo unitario dell'energia elettrica [€/kWh] possiamo risalire ad un risparmio in euro giornaliero. Che poi andrà moltiplicato per i giorni lavorativi dell'anno per trovare un risparmio in euro legato al mancato consumo di energia elettrica.

I kW risparmiati sono 505 e il processo di raffreddamento siero, normalmente è attivo per 7 ore al giorno. Bisogna processare, in media, una quantità di latte giornaliera pari a 160.000 kg che, con una resa media del 60% in siero, si arriva ad avere circa 96.000 kg di siero dolce. Ricordando che il salto termico è da 40 °C a 8°C ed ha un Cp simile a quello dell'acqua pari a 4,186 kJ/kg si arriva ad avere un'energia termica giornaliera pari a 3572 kWh/gg, il COP della macchina è 2,5, dunque l'energia elettrica giornaliera corrispondente è 1423 kWh. Considerando un costo dell'energia elettrica medio di 0,16 €/kWh si ottiene un risparmio giornaliero di 228,6 euro.

Moltiplicando questo valore per 250 giorni lavorativi all'anno, si ottiene un risparmio annuo di **57.152 euro**.

Quello calcolato ora è il risparmio diretto di energia elettrica che andrebbe ad alimentare la centrale frigorigena per coprire i fabbisogni senza il recupero termico. Oltre al vantaggio del risparmio, questo intervento è utile al fine di ridurre il carico termico che grava sulla centrale frigorigena, riducendo così la potenza di picco e l'energia totale richiesta dai processi. Infatti si andrebbe ad eliminare uno dei carichi più importanti dell'azienda che è quello del raffreddamento del siero dolce. Verranno studiati successivamente i nuovi profili di carico lato processi tenendo conto di questo intervento.

Ma non è l'unico risparmio da considerare in quanto, grazie a questo recupero, vi è anche il risparmio legato al mancato gas bruciato per scaldare il latte diretto alle polivalenti, quota che invece viene coperta in parte dal recupero termico in questione. Vediamo ora di analizzare il risparmio lato "caldo".

L'energia che serve a formare un kg di vapore a partire da acqua a 20 °C è pari a:

$$En = C_p \cdot \Delta T + 2261 \frac{kJ}{kg} = 2595 \frac{kJ}{kg}$$

Il potere calorifico del metano è pari a 55.500 kJ/kg. Dunque per ottenere 1 kg di vapore servono circa 0,047 kg di metano.

L'energia recuperata supponiamo sia la stessa di quella che il siero dolce cede. Questa è di 3572 kWh/gg. Il rendimento della caldaia a vapore è di 0,88, il PCI del metano in kWh/kg è di 15,4 e quindi i kilogrammi giornalieri di metano che sarebbero necessari sono 263 kg. Considerando un prezzo del metano pari a 0,392 €/kg, il risparmio al giorno è di 103,3 euro e all'anno di **25.830 €/anno**.

Riassumiamo nella tabella sottostante tutti i valori appena ottenuti.

CALDO			FREDDO			TOTALE
kWh risparmiati	Euro/gg risparmiati	Euro/anno risparmiati	kWh risparmiati	Euro/gg risparmiati	Euro/anno risparmiati	Euro/anno
3572	€ 103,3	€ 25.830,00	3572	€ 228,60	€ 57.152,00	€ 82.982,00

Tabella 25 - Riassunto kWh ed euro risparmiati con il recupero termico

Bisogna però far presente che non sempre il siero dolce da raffreddare è presente quando bisogna riscaldare il latte che va alle polivalenti. Questo accade perché il latte generalmente va mandato alle polivalenti dalle prime ore del mattino fino alla tarda mattinata. Il siero dolce, invece, è il prodotto che deriva dalle lavorazioni successive alla coagulazione nelle polivalenti; ciò significa che il primo caricamento di latte della giornata così come l'ultimo siero della giornata sono scoperti. Inoltre soprattutto il caricamento del latte nelle polivalenti non è un'operazione continua, ma ricca di fermate e ripartenze, al contrario, invece, del siero dolce scremato che va raffreddato in continuo dal momento in cui viene prodotto. Nasce così l'idea di evitare lo scambio diretto tra latte e siero e di inserire acqua come fluido ad accumulo secondario in modo tale che l'ultimo siero prodotto in una giornata lavorativa possa scaldare il serbatoio ad accumulo termico di acqua il quale verrà poi utilizzato per il primo latte del mattino successivo e in modo da eliminare il problema legato all'intermittenza dello scambio diretto del processo di preriscaldamento del latte.

Da qui nasce l'analisi della proposta di TPF (TetraPak Food Engineering) per quanto riguarda la proposta tecnica ed economica sul progetto di recupero termico. Qui di seguito viene mostrato il layout dell'impianto che si andrebbe a realizzare:

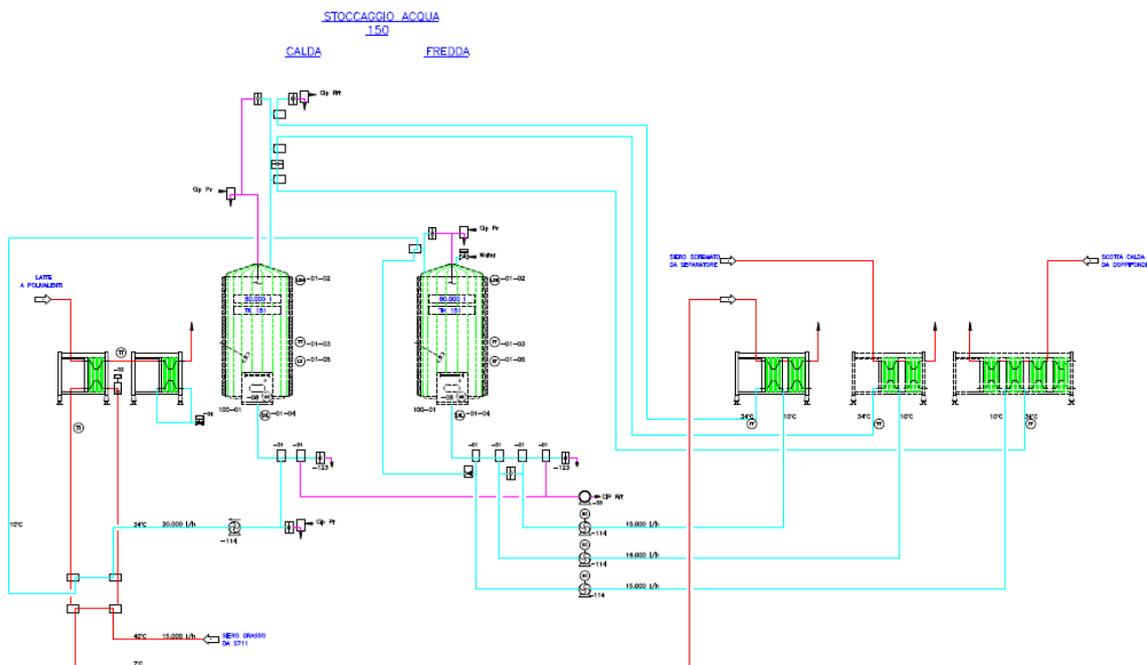


Figura 59 - Schema impianto recupero termico

L'impianto sopra raffigurato prevede l'aggiunta di due serbatoi, uno per lo stoccaggio dell'acqua calda ed uno per lo stoccaggio dell'acqua fredda. Il primo, sulla sinistra, stocca acqua calda, mentre il secondo sulla destra acqua fredda. L'acqua calda del primo serbatoio, esce dal basso con la linea azzurra e va a scambiare nello scambiatore sulla sinistra con il latte diretto alle polivalenti. È previsto poi un altro scambiatore di back ground. L'acqua calda così raffreddata entra nel secondo serbatoio (che volendo può anche essere bypassato mediante l'utilizzo di una valvola) dal quale poi esce e può prendere tre vie:

- Scambiare con il siero grasso che è il siero dolce
- Scambiare con il siero scremato da separatore: ovvero nello scenario futuro in cui si scremerà anche il siero dolce, il siero stesso, dopo la scrematura, avrà la possibilità di cedere calore all'acqua.
- Scambiare con la scotta calda che è il residuo del siero dolce dopo la produzione della ricotta. Questo scambiatore però è opzionale e, nel caso, verrà usato solo se c'è la necessità aggiungere una quota calda per il riscaldamento dell'acqua.

Vi è ancora poi la possibilità di prevedere uno scambio diretto siero dolce – latte, ma questo comporterebbe l'implementazione di un nuovo sistema CIP (cleaning in place) che andrebbe ad appesantire economicamente l'offerta senza un reale valore aggiunto.

TPFE propone un dimensionamento simile al nostro caso precedentemente analizzato, ed ha avanzato un'offerta con un costo di investimento pari a 124.100 euro.

Se si ipotizzasse, per esempio, un delta temperatura tra i fluidi più elevato, il costo di investimento iniziale sarebbe ridotto. La conseguenza che comporterebbe è che se si volesse mantenere costante la potenza scambiata nello scambiatore si dovrebbero aumentare le portate aumentando così il diametro dei tubi e la dimensione delle pompe avendo come conseguenza un aumento del costo.

ANNO	RISPARMIO ANNUO	FLUSSO DI CASSA	ATTUALIZZAZIONE	VAN
0		-€ 124.100,00	-€ 124.100,00	-€ 124.100,00
1	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 81.370,70	-€ 42.729,30
2	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 79.790,69	€ 37.061,38
3	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 78.241,35	€ 115.302,74
4	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 76.722,10	€ 192.024,84
5	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 75.232,35	€ 267.257,19
6	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 73.771,53	€ 341.028,72
7	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 72.339,07	€ 413.367,79
8	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 70.934,43	€ 484.302,23
9	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 69.557,06	€ 553.859,29
10	€ 82.982,00	€ 82.982,00	€ 68.206,44	€ 622.065,73

Tabella 26 - Calcolo VAN annuale di investimento

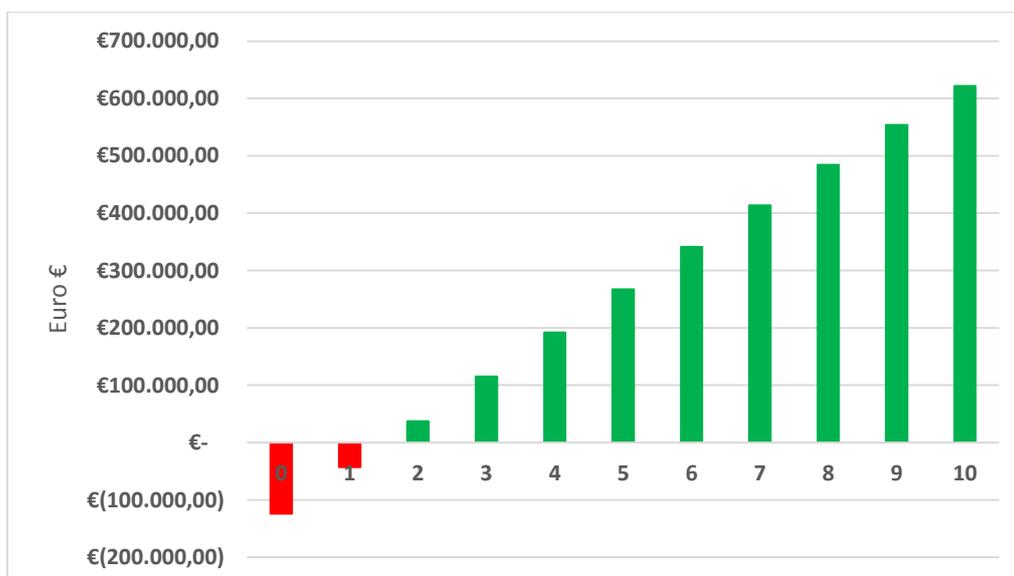


Figura 60

L'investimento ha un tempo di ritorno economico molto breve di 1,5 anni.

In figura sottostante si vede quello che sarebbe stato il risparmio mensile dovuto al mancato utilizzo di gas e di elettricità del 2018 in base al latte lavorato.

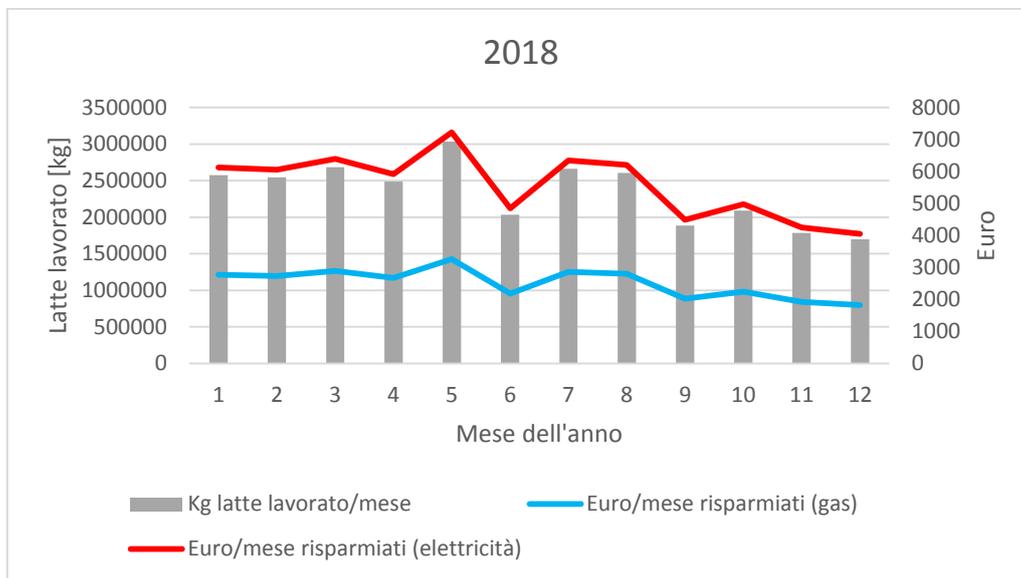


Figura 61 - Risparmio mensile legato al mancato consumo di etano ed energia elettrica

Si sarebbe registrato un risparmio medio legato al mancato consumo di energia elettrica pari a circa 5600 euro/mese e di circa 2600 euro/mese legato al mancato consumo di gas.

Fino ad ora abbiamo evidenziato il vantaggio in termini economici che si ha effettuando il recupero termico. Non resta che analizzare il beneficio che si ottiene in termini energetici e i suoi risvolti sul profilo di carico.

Come già osservato, si ha il vantaggio di riuscire a recuperare totalmente il calore del siero dolce. Questo corrisponde ad aver eliminato totalmente la richiesta frigorifera per il raffreddamento del siero dolce, voce che nel bilancio è tra le più pesanti in termini percentuali. L'operazione che faremo sarà quindi quella di andare ad eliminare nel timesheet la suddetta voce. D'ora in poi si ragionerà esclusivamente sui profili di carico che rispecchiano la situazione di picco, poiché, in fase di dimensionamento, sono quelli che più interessano.

Altra considerazione che è stata fatta in questa fase è quella di eliminare dal computo dei profili di carico il raffreddamento del siero acido. Scelta presa perché trattasi di un sottoprodotto che, per essere venduto, non ha la stretta necessità di essere raffreddato e perché fondamentalmente non si è sicuri che verrà implementato in azienda. Proprio per questi motivi si ritiene controproducente inserirlo nei calcoli del dimensionamento rischiando poi di sovrastimare in modo eccessivo ed inutile la nuova centrale.

Se poi in un futuro meno recente si volessero implementare questo od altri processi che richiederanno energia termica fredda, sono già state studiate nuove soluzioni che andranno a supportare la configurazione "attuale" della centrale. Una di queste, giusto per dovere di cronaca, è uno scambiatore di calore sul ritorno dell'acqua gelida con lo scopo di abbattere la temperatura del ritorno dell'acqua alleggerendo così, il carico del chiller e quindi della centrale frigorifera esistente.

Vediamo quindi nella prossima tabella il Timesheet aggiornato con l'eliminazione del raffreddamento del siero dolce grazie al recupero termico e con l'eliminazione del raffreddamento del siero acido.

Ore	Past. Latte [kW]	Panna latte [kW]	Past. Panna latte [kW]	Past. siero [kW]	Panna siero [kW]	Siero dolce [kW]	Panna siero [kW]	Raffr. Serb. [kW]	Liq. Governo [kW]	Vasche di rass. [kW]	Siero acido [kW]	TOT [kW]
00:00								10				10
01:00								9				9
02:00								8				8
03:00							8	79				87
04:00	152	43				0	8	71				274
05:00	152	43				0	8	64		218		485
06:00	152	43		26		0	8	58	34	218		539
07:00	152	43		26		0	8	52	34	218		533
08:00	152	43				0	8	47	34	218		502
09:00	152	43				0	8	43	34	218		498
10:00	152	43				0	8	39	34	218		494
11:00	152	43				0	8	35	34	218		490
12:00	152	43				0	8	32	34	218		487
13:00	152	43					8	29	34	218		484
14:00	152	43					8	26	34	218		481
15:00							8	24	34			66
16:00			26				8	22	34			90
17:00			26				8	20	34			88
18:00			26					18				44
19:00			26					16				42
20:00			26					15			0	41
21:00								14			0	14
22:00								13			0	13
23:00								12			0	12

Tabella 27 - Timesheet con recupero termico

Come si può notare le potenze di picco si sono abbassate di molto (ora il massimo è 539 kW) ed anche l'energia giornaliera è quasi dimezzata passando da 10361 kWh/gg a 5789 kWh/gg.

Si noti bene che nella valutazione economica precedentemente trattata, le energie messe in gioco per il calcolo del risparmio economico sono state calcolate sulle quantità medie di latte lavorato giornaliero pari a 160.000 kg. Questo perché si è preferito, in una valutazione di tipo economico dove si vuole stimare il tempo di ritorno, rimanere più cautelativi possibile in modo da evitare di cadere verso investimenti e conseguenti risparmi che non rispecchiano la realtà.

Nei prossime due figure (Tabella 28 e Figura 51) viene riassunta l'analisi e la simulazione di come varia lo stato di accumulo di ghiaccio della vasca in funzione del profilo di carico e dello stato di funzionamento del chiller (ON-OFF).

Or a	0:	1:	2:	3:	4:	5:	6:	7:	8:	9:	10:	11:	12:	13:	14:	15:	16:	17:	18:	19:	20:	21:	22:	23:	24:
Car ico	1	9	8	8	2	4	5	5	5	4	4	4	4	4	4	6	9	8	4	4	4	1	1	1	1
Va sca	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	
Pot . Chi ller	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	4	
ON /O FF	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1

Tabella 28 - Stato di accumulo della vasca e funzionamento chiller

Nella Figura 62 l'asse verticale di sinistra è stato condiviso tra i kWh di accumulo della vasca e i kW del profilo di carico dei processi.

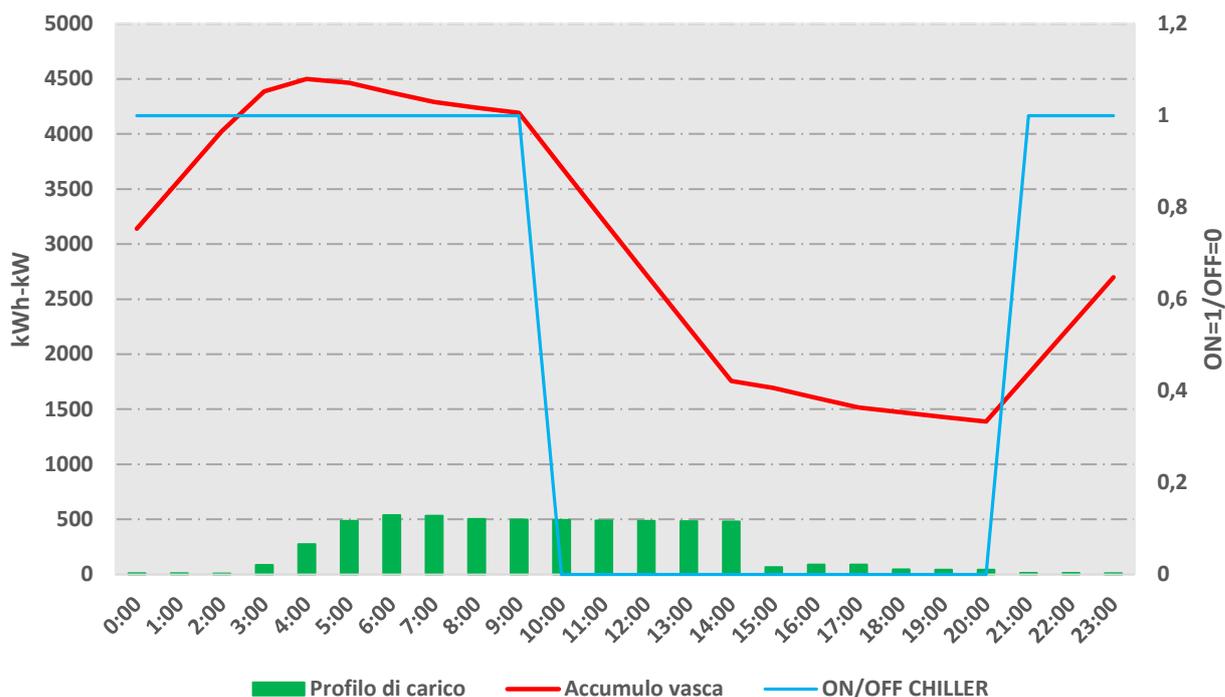


Figura 62 - Profilo di carico, accumulo di ghiaccio della vasca e stato del chiller vs ora del giorno

Abbassando di molto i carichi frigoriferi sia in termini di potenza che in termini energetici, si riesce a gestire il chiller che raffredda la vasca di acqua gelida in modo coerente con gli scopi per cui è stata inserita la vasca di accumulo. Infatti ora è possibile accumulare il ghiaccio nelle ore notturne di basso carico e basso costo dell'energia elettrica e di utilizzarlo nelle ore di picco di alto carico e alto costo dell'energia.

Il prezzo dell'energia elettrica a kWh si suddivide essenzialmente in 3 fasce:

- F1 (ore di punta): dalle 8:00 alle 19:00 dal lunedì al venerdì escluse festività nazionali
- F2 (ore intermedie): dalle 7:00 alle 8:00 e dalle 19:00 alle 23:00 dal lunedì al venerdì, escluse festività nazionali
- F3 (ore non di punta): dalle 23:00 alle 7:00 dal lunedì al sabato e la domenica e i festivi tutta la giornata.

Nel caso in esame il chiller è funzionante 13 ore su 24 di cui 7 ore in F3 (la più economica), 4 ore in F2 (intermedia) e 2 ore in F1. Quindi la maggior parte delle ore di funzionamento viene svolta nella fascia più economica, permettendo così di risparmiare. Può sembrare che il chiller funzioni in modo frammentato durante la giornata e che quindi sia soggetto a numerose fermate e ripartenze, ma in realtà funziona in modo continuo dalle 21:00 alle 10:00.

Un altro vantaggio ottenuto è che il livello di carica della vasca non va mai sotto i 1000 kWh e ciò permette di avere margine qualora si vada in contro a giornate più "cariche" dal punto di vista energetico freddo. Ma comunque in quel caso ci sarebbe l'opzione di azionare il chiller anche quando, come da programmazione, dovrebbe stare fermo. Ci sarebbero dunque 11 ore di funzionamento aggiuntive che corrispondono a 4950 kWh aggiuntivi.

Riassumendo quindi i vantaggi economici non sono solo quelli legati al risparmio del mancato utilizzo di energia esterna, ma anche quelli legati alla minore taglia della futura centrale che andrà in supporto a quella esistente (minor costo d'acquisto) e minore costo di gestione dell'impianto grazie al fatto che si usa il chiller nelle ore in cui l'energia ha un prezzo minore. Oltre al fatto che non lo si usa in continuo, ma soltanto per 13 ore.

Vediamo invece ora come varia la situazione complessiva che tiene conto anche di celle e UTA.

Ora	0	1	2	3	4	5	6	7	8:	9:	1	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2		
:	:	:	:	:	:	:	:	:	0	0	0:	1:	2:	3:	4:	5:	6:	7:	8:	9:	0:	1:	2:	3:
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
0	0	0	0	0	0	0	0	0			0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Celle	1	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	1	1	
6	6	6	6	6	6	8	9	1	2	3	5	6	7	8	9	9	9	8	6	6	3	1	9	
3	2	2	2	2	2	5	7	0	3	7	0	3	6	9	0	0	0	9	4	3	9	4	0	
UTA	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	3	3	
3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	3	3	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	
Chiller	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	4	4	4	
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5											5	5	5	
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0											0	0	0	
TO	9	9	9	9	9	9	9	9	1	1	5	8	8	8	8	8	8	8	8	7	9	9	9	
TA	4	4	4	4	4	6	7	9	0	0	8	1	2	3	4	4	4	3	1	1	8	9	7	
LE	3	2	2	2	2	5	7	0	0	1	0	3	6	9	0	0	0	9	4	3	9	4	0	
										3	7												5	

Tabella 29 - Profilo di carico totale con recupero

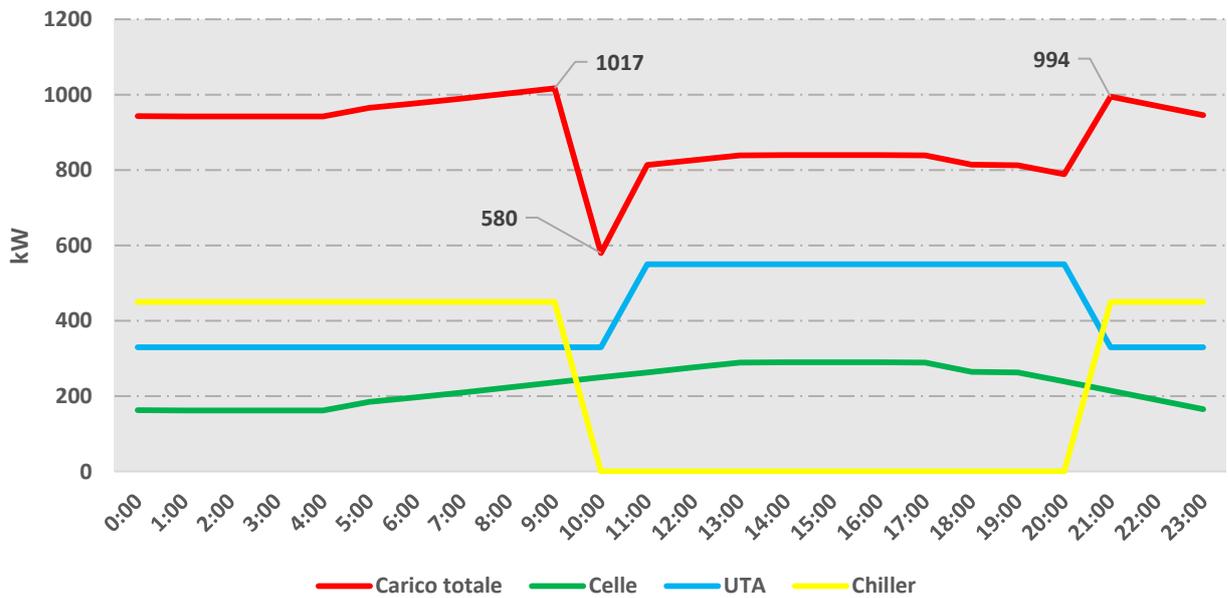


Figura 63 - Profilo di carico totale con recupero termico

In Figura 63 vediamo il profilo di carico totale che tiene conto di celle frigorifere, UTA e chiller che alimenta la vasca di acqua gelida a valle dell'intervento di recupero termico tra siero dolce e latte da preriscaldare diretto alle polivalenti. Quest'ultima operazione ha permesso, come già detto, la programmazione del funzionamento del chiller in modo da tenerlo spento nelle ore centrali di elevato prezzo dell'energia elettrica. Ore in cui il carico delle celle e delle UTA aumenta per una serie di fattori come temperatura esterna, maggior numero di macchinari attivi, più quantità di prodotto da raffreddare etc etc.

Si è riusciti quindi a “disaccoppiare” il funzionamento del chiller rispetto alle ore di massima richiesta di celle ed UTA, riducendo così di molto la potenza di picco richiesta dallo stabilimento. Oltre alle potenze si è ridotta in misura elevata la richiesta energetica.

L'aver minor potenza di picco significa essenzialmente dover integrare una nuova centrale di minore taglia, risparmiando molto sui costi di investimento iniziale.

Mentre l'aver una minor richiesta in termini energetici nell'arco della giornata corrisponde ad avere minori costi di conduzione dell'impianto legati essenzialmente alla spesa di energia primaria necessaria al funzionamento della centrale.

Si rivela così fondamentale intervenire con il recupero termico per i motivi appena descritti.

Vengono ora riassunti i valori finali che ci serviranno poi per la scelta della taglia della nuova centrale.

	RICHIESTA	FORNITA DI PROGETTO	DELTA
Potenza di picco [kW]	1017	920	97
Potenza media [kW]	892	-	-
Energia giornaliera [kWh]	21406	22080	-674

Come si nota, effettuando il recupero termico del siero dolce si riesce ad avere una discrepanza piuttosto minima tra potenza richiesta effettiva e potenza teorica fornita dalla centrale Standard Tech.

Si ricorda che, come già fatto notare, il limite principale di questa trattazione è la mancanza di certezze che sarebbero dovute arrivare soprattutto da dati misurati sul campo.

Questo è anche uno dei motivi per cui è stata proposta l'implementazione di un sistema di monitoraggio e misurazione di parametri di processo e di consumi energetici più in generale.

7. VALUTAZIONE DELLE PROPOSTE DI IMPLEMENTAZIONE DELLA NUOVA CENTRALE FRIGORIFERA

Fino ad ora sono stati calcolati i fabbisogni di freddo e sulla base di questi costruite le curve di carico “as is”. Dopodiché si è passati alla valutazione di possibili interventi finalizzati all’efficientamento sia della centrale esistente che del modo in cui vengono gestiti i processi aziendali per poi proporre un intervento di recupero termico con lo scopo di andare a ridurre la richiesta termica fredda.

Una volta tenuti in considerazione tutti questi aspetti e creato il profilo di carico finale, si hanno a disposizione tutti i dati necessari alla valutazione ed al dimensionamento di una nuova centrale frigorifera che andrà a supportare quella già esistente.

Da qui parte la disamina delle proposte di due fornitori.

Con ogni fornitore sono stati effettuati uno o più incontri nei quali gli operatori hanno preso consapevolezza dello stabilimento e gli sono stati comunicati tutti i dati energetici necessari allo sviluppo di una proposta adeguata alle esigenze dell’azienda.

In linea generale, quasi tutti i fornitori incontrati, hanno impostato il dimensionamento della nuova centrale frigorifera sulla base della potenza di picco richiesta da tutte le utenze presenti. Provando ad interpretare questa scelta si pensa che sia stata presa in quanto non si vuole fare affidamento alla capacità di accumulo della vasca (che di per sé mitigherebbe il carico termico complessivo nelle ore dove la pompa del chiller è spenta). Scelta che ha un’impronta cautelativa e che quindi si pone nelle condizioni peggiori possibili in cui non si è formato ghiaccio nella notte e tutto il lavoro è a carico della centrale.

La scelta diventa una sorta di bilancio tra quanto si vuole essere cautelativi e quanto si vuole risparmiare all’atto dell’acquisto. Ovviamente più la taglia sarà grossa e più il suo costo sarà elevato. In quel caso nascono anche problemi di natura diversa come:

- Lo spazio a disposizione non è illimitato e naturalmente al crescere della taglia cresce anche lo spazio occupato.
- Ragionando per assurdo si potrebbe realizzare una centrale il 1000% più grossa di quella realmente necessaria, ma bisogna tenere presente che tutti i componenti e le linee attualmente già presenti sono stati progettati per la taglia dell’impianto attuale con un po’ di margine per eventuali ampliamenti futuri. Questo margine però non è infinito e dunque potrebbero rivelarsi dei colli di bottiglia in caso di taglia sovradimensionata.
- Al crescere della taglia crescono anche i costi di conduzione che potrebbero non essere giustificati a fronte della domanda energetica che è stata definita.
- Si potrebbe definire un rendimento di utilizzo che ci indichi quanto la centrale viene realmente sfruttata in relazione alla sua potenzialità. In caso di sovradimensionamento questo rendimento sarebbe molto basso.

Quindi la scelta costringe sempre di più ad orientarsi verso una centrale quasi calzata su misura, andando a prevedere eventuali upgrade se i carichi dovessero crescere.

La scelta però non sarà solo guidata dalla taglia che si porta dietro tutte le problematiche appena viste, ma anche da altri fattori come:

- Tipo di condensazione. Aria o acqua.
- Tipo di fluido frigorifero utilizzato.
- Modalità di inserimento e integrazione con la centrale già presente.

Entrambe le aziende propongono di innestarsi sul polmone di acqua glicolata come mostrato in figura sottostante:

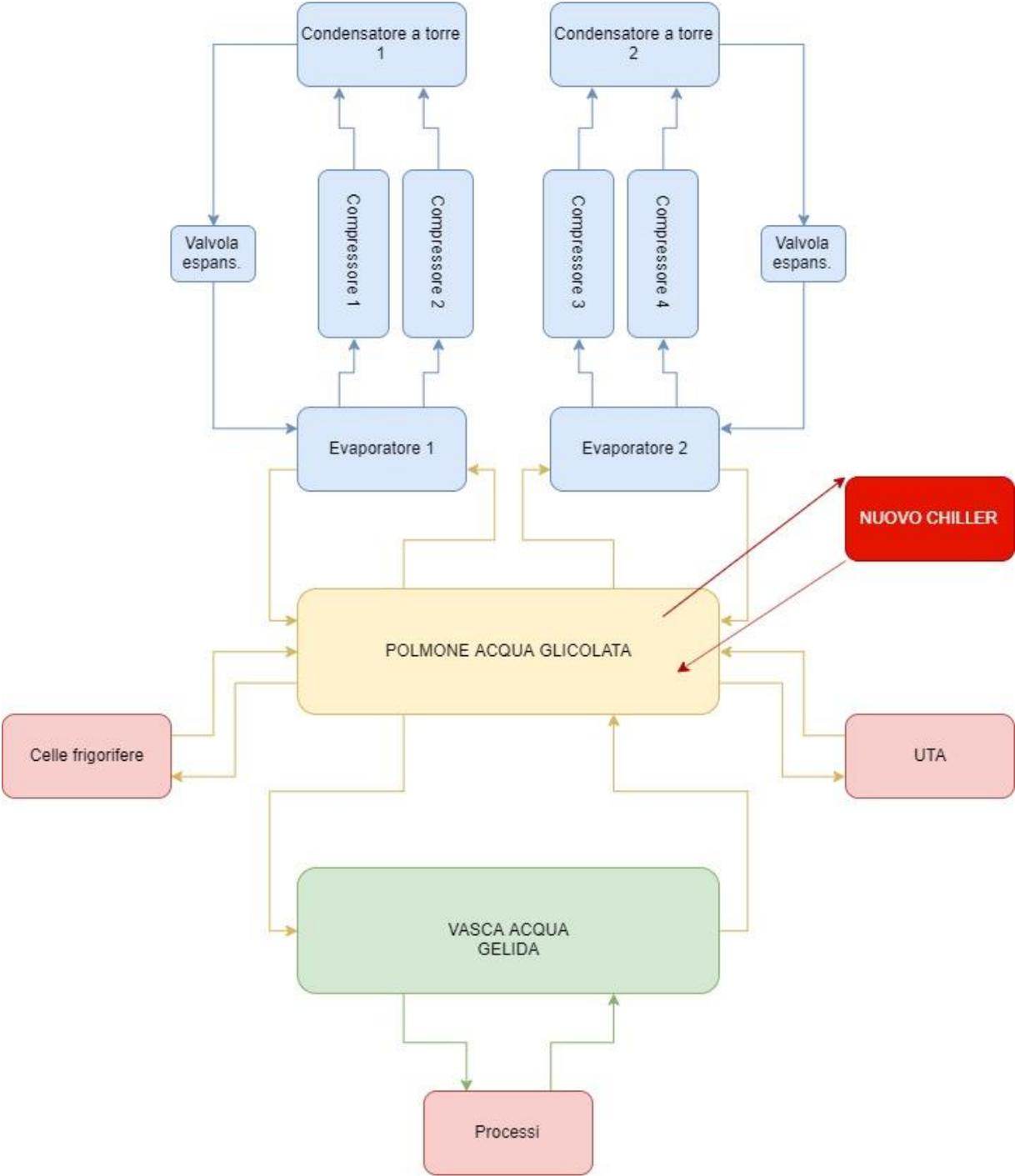


Figura 64 - Modalità innesto nuovo chiller sulla centrale

PROPOSTA 1

Il primo fornitore si chiama GEA – Food Processing System ed è una grossa multinazionale che fornisce tecnologie avanzate per tutto il settore del processamento alimentare. Quest'azienda, nel settore della refrigerazione industriale, crede molto nell'utilizzo dell'ammoniaca come fluido refrigerante ed è per questo che nella sua proposta offre un gruppo frigorifero ad ammoniaca.

L'offerta riguarda il potenziamento della sala macchine con l'inserimento di:

- Un gruppo chiller da esterno funzionante ad ammoniaca atto al raffreddamento del glicole propilenico a -10°C
- Un condensatore evaporativo al servizio del gruppo chiller
- Due pompe centrifughe per il glicole al servizio del circuito primario
- Quadro elettrico al servizio del condensatore evaporativo e pompe centrifughe per glicole.

I dati tecnici dell'impianto che propongono sono i seguenti:

PROPOSTA NUMERO 1 - GEA

TAGLIA IMPIANTO	735	kWth
FLUIDO	R717	
TEMPERATURE GLICOLE	-10	°C
TEMPERATURA EST. WET BULB	35	°C
TEMPERATURA ESTERNA DRY BULB	26	°C
CONDENSAZIONE	Torre evaporativa	
ASSORBIMENTO ELETTRICO	252	kWe
LUNGHEZZA	4	m
LARGHEZZA	2,4	m
ALTEZZA	3,1	m

Tabella 30 - Dati tecnici proposta GEA

Come si vede in Tabella 30 la taglia proposta è di 735 kW termici. Questo valore può sembrare poco coerente con la reale esigenza che è stata calcolata nei paragrafi precedenti. Infatti, considerando un fabbisogno di picco di 1017 kW (tenuto conto del recupero termico), la potenza complementare necessaria per andare a colmare i picchi è di appena 97 kW. Ma nella fase di proposta, il progetto di recupero termico non era stato considerato e quindi la soluzione da loro avanzata voleva essere risolutiva con il solo intervento di implementazione.

Per quanto riguarda il fluido refrigerante, come già accennato, è l'ammoniaca. Questo fluido è un fluido naturale e poco costoso. Ha i seguenti vantaggi:

- Ha un grande calore latente di evaporazione che fondamentalemente produce vantaggi come superfici ridotte di scambio e quindi costi e ingombri minori, minore carica di refrigerante necessaria. Per fare un esempio, il calore latente dell'ammoniaca a -30°C è circa 1360 kJ/kg contro quello dell'R22 che è pari a circa 227 kJ/kg.
- Ha un GWP (global warming potential) ed un ODP (ozone depletion potential) pari a zero. Ciò implica che, anche in ottica futura, questo fluido non avrà restrizioni normative che ne disciplineranno l'utilizzo.
- Ha un basso costo d'acquisto.

A fronte di questi vantaggi, però, l'ammoniaca ha un grande svantaggio legato alla sua tossicità. L'ammoniaca infatti è irritante per le vie respiratorie e provoca sintomi gravi, fino alla morte. E' irritante anche per gli occhi e può provocare ulcerazioni. La sua alta tossicità è da collegare al fatto che disciolta nel sangue alza il pH ematico portando a gravi conseguenze sulle normali funzioni vitali. Nella sfortuna di essere altamente tossica, ha però il pregio di essere rilevata subito in caso di perdita in quanto possiede un odore molto forte e pungente.

A causa di queste caratteristiche il suo utilizzo in ambito industriale è ampiamente regolato da normative. Tali normative ne regolano il suo utilizzo andando ad imporre dei vincoli molto restrittivi specialmente al di sopra di certe cariche di refrigerante (circa 75 kg). Infatti oltre certi valori diventa obbligatorio avere un tecnico qualificato in azienda dotato di patentino apposito al fine di gestire l'impianto secondo norma.

Il tipo di condensatore proposto è di tipo evaporativo, proprio come quelli già presenti.

La centrale in generale ha un COP teorico di:

$$COP = \frac{\text{resa frigorifera}}{\text{assorbimento elettrico}} = \frac{735}{252} = 2,9$$

Questa azienda propone, come anche quella che vedremo successivamente, di innestare il nuovo impianto sul polmone di acqua glicolata. Le alternative pensate erano:

- Rendere autonome le UTA con un loro gruppo frigorifero dedicato e alleggerendo quindi di circa 500 kW il carico termico che ora grava sulla centrale Standard Tech. Il vantaggio principale è essenzialmente quello di "slegare" un carico termico elevato ed imponderabile come quello delle UTA.
- Rendere autonoma la vasca di acqua gelida poiché rappresenta un carico che viaggia a sé rispetto a celle ed UTA (che seguono un profilo essenzialmente spezzato in due tra giorno e notte).
- Potenziare in modo centralizzato l'impianto attualmente presente. Questa soluzione si pone l'obiettivo di evitare che eventuali carenze nelle sezioni che non sono state rinforzate (vedi le alternative precedenti) rimangano scoperte in caso di fabbisogno. Oltre ad avere più possibilità di regolazione per il fatto che si ha tutto il carico (che è molto variabile sia nella giornata che durante l'anno) a carico di una sola centrale.

PROPOSTA 2

Il fornitore numero 2 si chiama FromFroid e, rispetto al precedente, è un'azienda francese che opera su tutto il territorio Italiano e francese specialmente nel settore della refrigerazione industriale alimentare. Vanta una forte competenza nel suo campo di azione ed in particolare nella refrigerazione delle celle frigorifere dove il prodotto matura a contatto diretto con l'aria. Non si tratta però del caso dello stabilimento preso in esame in quanto il prodotto staziona nelle celle quasi sempre già confezionato. Questa azienda ha già un passato nel caseificio poiché ha installato una centrale di produzione del freddo per il reparto molli. Ed è anche grazie a questo trascorso che il percorso fatto per arrivare ad una proposta è stato più lungo e ragionato rispetto a quanto fatto con l'azienda precedente. Infatti è stata fatta più di una proposta, ognuna con i suoi orientamenti progettuali. Erano infatti consapevoli che in azienda ci sarebbe stata la volontà di implementare il recupero termico sopra trattato e pertanto hanno previsto uno scenario in cui l'intervento sarebbe stato effettivamente messo in atto e in un altro no. La differenza sostanziale tra le due proposte è la taglia dell'impianto.

Nella tabella seguente vediamo i dettagli delle due offerte:

PROPOSTA FROMFROID

	1a offerta	2a offerta	
TAGLIA IMPIANTO	515	800	kWth
FLUIDO	R1234-ze	R1234-ze	
TEMPERATURE GLICOLE	-7	-7	°C
TEMPERATURA EST. WET BULB	35	35	°C
CONDENSAZIONE	Ad aria	Ad aria	
ASSORBIMENTO ELETTRICO	245	375	kWe
LUNGHEZZA	8,3	10,4	m
LARGHEZZA	2,2	3,3	m
ALTEZZA	2,5	3,6	m

Tabella 31 - Dettaglio tecnico offerta FROMFROID

Il COP effettivo delle due macchine sarebbe di 2,1. Evidentemente più basso di un già poco performante impianto ad ammoniaca che arrivava a 2,5. Questa discrepanza è soprattutto dovuta al tipo di condensazione che, come già detto, in questo ultimo caso alza la temperatura di condensazione abbassando l'efficienza del ciclo.

VARIANTE PROPOSTA 2

La variante qui proposta è stata elaborata internamente con l'intenzione di migliorare le due proposte precedenti. La problematica principale, infatti, è quella che la nuova centrale andrebbe ad innestarsi sul polmone di acqua glicolata andando a prelevare glicole e raffreddandolo proprio come fa la centrale già presente. Questo non permette un'ottimale programmazione della modalità di operare delle due centrali poiché queste ultime entrerebbero in competizione e non sarebbe facile la regolazione del nuovo chiller e delle due centrali in modo combinato ed armonico.

Al fine di eliminare, almeno parzialmente, questo tipo di problematica si potrebbe inserire il nuovo chiller sulla mandata dell'acqua glicolata agli evaporatori della centrale Standard Tech. Essa si attiverebbe soltanto quando la temperatura di questo flusso è superiore alla temperatura di set point che, da progetto, dovrebbe essere di circa $-3/-4^{\circ}\text{C}$. Si tratterebbe quindi di un funzionamento stagionale, ovvero in quei mesi estivi dove i maggiori carichi e le maggiori temperature esterne provocano l'aumento delle temperature dei ritorni dei fluidi di processo dalle varie utenze e di conseguenza anche quella dell'acqua glicolata all'interno del polmone.

Il tutto verrebbe gestito da una valvola comandata elettronicamente da un chip sulla base, essenzialmente, delle temperature del glicole.

Dunque al fine del dimensionamento viene considerata la temperatura dell'acqua glicolata all'interno del polmone che è stata misurata nel mese di luglio in uno dei giorni più gravosi.

Questa temperatura è pari a -1°C . Conoscendo la portata agli evaporatori di 31 kg/s ed il Cp di $4,186\text{ kJ/kg}$ si può ricavare la massima potenza necessaria.

Questa potenza è pari a 519 kW .

Nella figura seguente si vede come andrebbe ad innestarsi con l'impianto attuale:

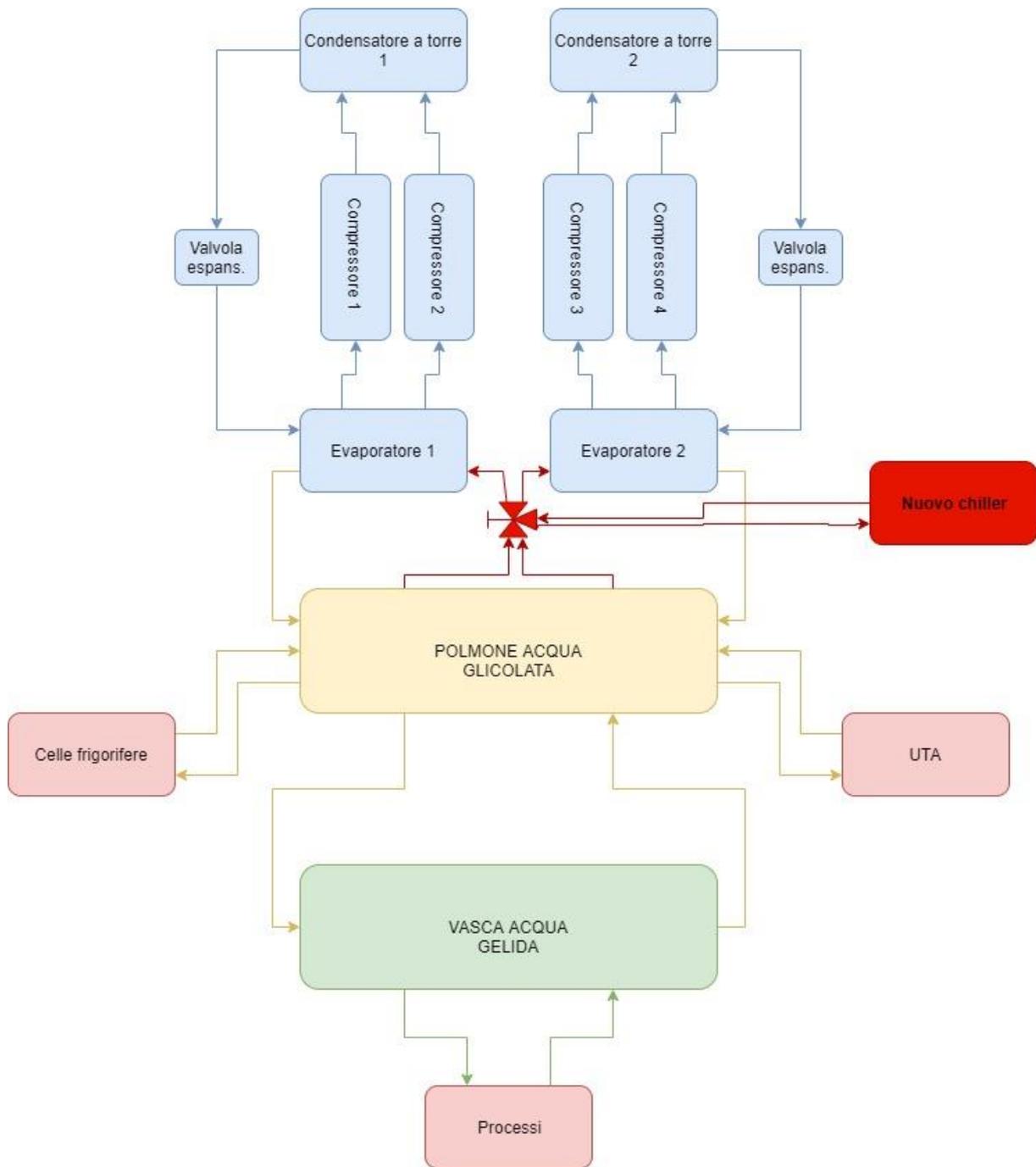


Figura 65 - Configurazione installazione nuovo chiller variante PROPOSTA 2

Sarebbe interessante a questo punto simulare l'operatività del nuovo chiller e come questo andrebbe a cooperare con quello già esistente impostando le equazioni differenziali che governano il sistema. Quindi andando a vedere le fasi di ON e di OFF e la stagionalità del suo funzionamento, ma anche le potenze richieste in base all'effettivo delta di temperatura che il nuovo chiller deve compiere per portare l'acqua glicolata alla temperatura di set point.

Questa analisi però è tanto interessante quanto difficile da effettuare in quanto servirebbe sapere con precisione le temperature istante per istante del polmone di acqua glicolata il quale è influenzato dai carichi frigoriferi aziendali: celle frigorifere, UTA e vasca di acqua gelida in asservimento ai processi produttivi. Tali temperature non sono di facile estrapolazione per tre motivi principali:

- Non si hanno misure sperimentali e mancano alcuni dati fondamentali per la caratterizzazione del sistema
- Si hanno in gioco due serbatoi di accumulo (polmone acqua glicolata e vasca di acqua gelida) che donano inerzia al sistema e che quindi ne complicano la simulazione. Soprattutto alla luce della problematica esposta nel primo punto.
- Le potenze in gioco, sia del lato fornitura che da quello domanda energetica, sono, per il momento tutte stimate/calcolate in base ai dati di progetto. Ciò equivale a dire che non sono dati reali e che quindi non rispecchiano al 100% la realtà.

8. CONCLUSIONI

Inizia ora la parte conclusiva di questa tesi dove verranno tirate le conclusioni finali e scelta in modo definitivo una nuova centrale che andrà in supporto a quella attuale.

Avendo a disposizione fabbisogni e proposte progettuali da parte dei fornitori, è facile scegliere una taglia in kW da inserire, ma non è altrettanto facile scegliere i vari dettagli progettuali e coniugarli con le esigenze tecniche dell'azienda che si sta esaminando. Tali esigenze tecniche vanno al di là di una semplice scelta basata solo sull'efficienza energetica della centrale, ma tengono in conto anche di aspetti di contorno come disponibilità di fluidi secondari in azienda, implicazioni dei fluidi frigoriferi utilizzati, dimensioni totali, legami commerciali eventualmente già presenti con le aziende e, non ultimo, il costo di acquisto.

Prestazioni

Se paragoniamo le due proposte in termini prestazionali, la prima che abbiamo analizzato è di sicuro la migliore poiché possiede un COP più alto e questo corrisponde ad avere un consumo minore a fronte della stessa resa termica. Inoltre per le proprietà intrinseche del refrigerante che utilizza (ammoniaca) ha una maggiore efficienza.

Tipo di condensazione

Questo è uno degli aspetti fondamentali da analizzare per la scelta della nuova centrale.

La differenza sostanziale tra le due proposte è che una possiede una condensazione di tipo ad aria e l'altra di tipo evaporativo. Se confrontassimo le due semplicemente in termini di efficienza, nel luogo dove si trova l'azienda, e considerando che il momento di maggior carico è l'estate quando le temperature esterne sono più elevate, vincerebbe senza dubbi la condensazione ad acqua. Questo grazie al fatto che le temperature di condensazione, come abbiamo già visto nei paragrafi precedenti, sarebbero più basse e ciò implica una maggiore efficienza del ciclo frigorifero.

Tuttavia nel caso in esame non è l'unico aspetto da considerare poiché la condensazione di tipo evaporativo richiede modeste quantità di acqua trattata. Infatti non vi è sempre la stessa che ricircola all'interno di una torre, ma vi è una quota di reintegro per rimpiazzare gli spurghi e le eventuali perdite anche per evaporazione.

Lo stabilimento purtroppo non ha più margine per incrementare il suo consumo di acqua né dalla rete e né dal pozzo da cui viene già attinta. Anche se potenzialmente si potesse estrarre più acqua dal pozzo, essa sarebbe comunque da trattare con l'impianto di depurazione che però si trova già a lavorare in condizioni nominali e dunque non riuscirebbe a processare ulteriore acqua.

E' evidente quindi che questo aspetto è sufficiente a dirottare la scelta del nuovo impianto verso una determinata direzione, quella della condensazione ad aria. Ma andiamo avanti ed analizziamo comunque ulteriori aspetti.

Taglia dell'impianto

Entrambe le proposte effettuate dai due fornitori non tengono in considerazione il recupero termico tra siero dolce e latte diretto alle polivalenti e pertanto nei calcoli del fabbisogno sono conteggiati anche i circa 500 kW del raffreddamento del siero.

Fatta questa premessa l'azienda numero uno ha proposto una potenza supplementare di 700 kW.

Scelta che, appunto, non tiene conto del recupero termico e che, anche nello scenario in cui esso non venga fatto, permette di avere margine di miglioramento.

Anche l'azienda numero 2 ha lasciato fuori dai calcoli il recupero termico, ma ha avanzato due proposte con due taglie differenti. La prima di circa 500 kW e la seconda di 800 kW che permetterebbe di non recuperare il calore del siero e di avere molto margine di sicurezza per eventuali aumenti di fabbisogno energetico freddo.

Legami commerciali e competenza aziendale

Un altro fattore non di poca importanza è che il caseificio possiede già rapporti commerciali con il fornitore della proposta numero due il quale ha di recente sostituito la centrale frigorifera dell'altro reparto aziendale, il reparto molli. Per coerenza e uniformità del rapporto commerciale già instaurato si preferisce proseguire il percorso con la suddetta azienda. Oltre ad avere agevolazioni sia commerciali che logistiche in tutte le attività di contorno come la manutenzione e la garanzia. Spesso e volentieri, infatti, vengono stipulati dei veri e propri contratti di manutenzione con l'azienda fornitrice al fine di dar garanzie al cliente e di rendere più semplici ed economici tutti gli interventi necessari. L'azienda in questione, inoltre, vanta una forte competenza ed esperienza nella refrigerazione industriale alimentare ed in particolare nel settore caseario. Si tratta quindi di affidarsi a mani esperte che conoscono meglio il campo di applicazione e le sue esigenze e che sono in grado di dimensionare, progettare e realizzare nel migliore dei modi.

Fluido frigorifero

Come già fatto notare, l'ammoniaca rappresenta un fluido frigorifero d'avanguardia sia sotto l'aspetto prestazionale che sotto quello ambientale ed economico. Infatti costa poco, non è inquinante (GWP=0 e ODP=0) ed è efficiente se paragonato a molti altri fluidi.

Ha però i grandi svantaggi di essere tossica per la salute umana e di complicare la gestione dell'impianto in cui viene inserita poiché richiede, per legge, di avere un tecnico specializzato dotato di patentino per la conduzione di impianti ad ammoniaca.

Scelta finale

Alla luce di tutti gli aspetti fino ad ora trattati, la scelta unanime è quella di orientarsi verso la proposta numero 1 nella versione più piccola e la contemporanea realizzazione dell'impianto per il recupero termico. Questa scelta ci permette di:

- Ridurre la domanda energetica dell'azienda il che corrisponde ad avere minori consumi e di conseguenza risparmi nell'acquisto di energia primaria.
- Acquistare una centrale di più piccola taglia e di conseguenza avere un costo d'acquisto iniziale ridotto.
- Non consumare acqua, una risorsa che si trova già in stato di scarsità.
- Mantenere i rapporti con un fornitore già instaurato in azienda e che vanta competenza e professionalità.
- Utilizzare un fluido di nuova generazione che, anche se poco prestante se confrontato con l'ammoniaca, rimane comunque sicuro dalle possibili restrizioni normative che ultimamente attaccano in modo sempre più accanito gran parte dei fluidi frigoriferi presenti sul mercato.

Uno dei traguardi raggiunti durante questo lavoro di tirocinio e tesi è stato quello di prendere piena consapevolezza dell'importanza di avere, durante lo studio di una realtà aziendale, un sistema di misurazione e monitoraggio dei parametri di processo e delle variabili energetiche.

Solo misurando la realtà si riesce a comprendere veramente un sistema ed è proprio sulla base della conoscenza acquisita che si possono tirare fuori considerazioni, progetti e conclusioni.

Diversamente si è obbligati ad affidarsi a ipotesi, assunzioni e stime che però non sempre rispecchiano la realtà.

Misurare significa conoscere. E quando si conosce, è più difficile commettere errori.

9. APPENDICE SUI GAS REFRIGERANTI

Sempre più attuale è il tema del cambiamento climatico e l'annessa regolamentazione delle emissioni climalteranti. Sotto l'attenzione delle normative ci sono anche i gas refrigeranti o anche detti Gas Fluorurati ad effetto serra HFC. L'Unione Europea, per esempio, ha emanato il Regolamento sui Gas Fluorurati ad Effetto Serra n° 517/2014 in cui ha classificato i gas in base al loro GWP e specifica le date in cui essi sono stati vietati.

Per i sistemi di refrigerazione centralizzati per uso commerciale di capacità nominale pari o superiore a 40 kW, tutti gli HFC con GWP>150 saranno vietati entro il 1° gennaio 2022. Per gli impianti esistenti prima di tale data si può ancora utilizzare l'R134A per il funzionamento e la manutenzione fino alla fine del ciclo di vita dell'impianto.

Il regolamento, inoltre, dal 2006, ha introdotto prove regolari di rilevamento perdite che dipendevano inizialmente dalla massa di HFC nel circuito espressa in kg e dal 2014 dalla quantità di tonnellate di CO2 equivalente degli HFC nel circuito.

Sono due gli indicatori dell'impatto ambientale di un refrigerante:

- GWP (potenziale di riscaldamento globale): fattore caratteristico che serve a stimare l'effetto serra provocato da un gas in relazione all'effetto dell'anidride carbonica. Ad esempio il GWP della CO2 è 1 e il GWP dell' R134A è 1430: ciò significa che 1 kg di R134A in atmosfera ha lo stesso effetto di 1430 kg di CO2.
- TEWI (impatto totale equivalente di riscaldamento): comprende la somma delle emissioni del gas serra dirette (perdite e sfiati) e delle emissioni indirette ovvero quelle dovute all'energia in ingresso all'impianto.

$$TEWI = GWP * L * n + GWP * m * (1 - a) + n * E * b$$

Dove:

- GWP: [kg CO2/kg refrigerante]
- L: tasso di perdita annuale [kg/anno]
- n: anni di vita dell'impianto [anni]
- m: carica di refrigerante [kg]
- a: fattore di riciclo [%]: proporzione della carica di refrigerante (da 0 a 1) recuperata dal dispositivo quando viene smaltito alla fine del suo ciclo di vita.
- E: consumo annuale di energia [kWh/anno]
- b: emissioni di CO2 durante la generazione di energia [kg di CO2/kWh]. Esso può variare da 0,35 a 0,9 con un valore medio mondiale di 0,53 kg di CO2/kWh.

Dunque vi sono 3 termini: il primo e il secondo che esprimono l'effetto diretto dovuto al rilascio di refrigerante durante il ciclo di vita e lo smaltimento e il terzo che esprime l'effetto indiretto dovuto alle emissioni di combustibili fossili utilizzati per generare l'energia elettrica necessaria al suo funzionamento.

In caso di impianti progettati con basse cariche di refrigerante e tassi di perdita il più bassi possibile, si capisce che il fattore predominante di riscaldamento è l'effetto indiretto. Bisogna quindi porgere altrettanta attenzione al rendimento termodinamico del dispositivo in modo da minimizzare i kW elettrici spesi a parità di resa frigorifera. Di conseguenza in fase di progetto è errato scegliere automaticamente il gas con il più basso GWP anche se poi questo determina una minore efficienza ed un TEWI superiore.

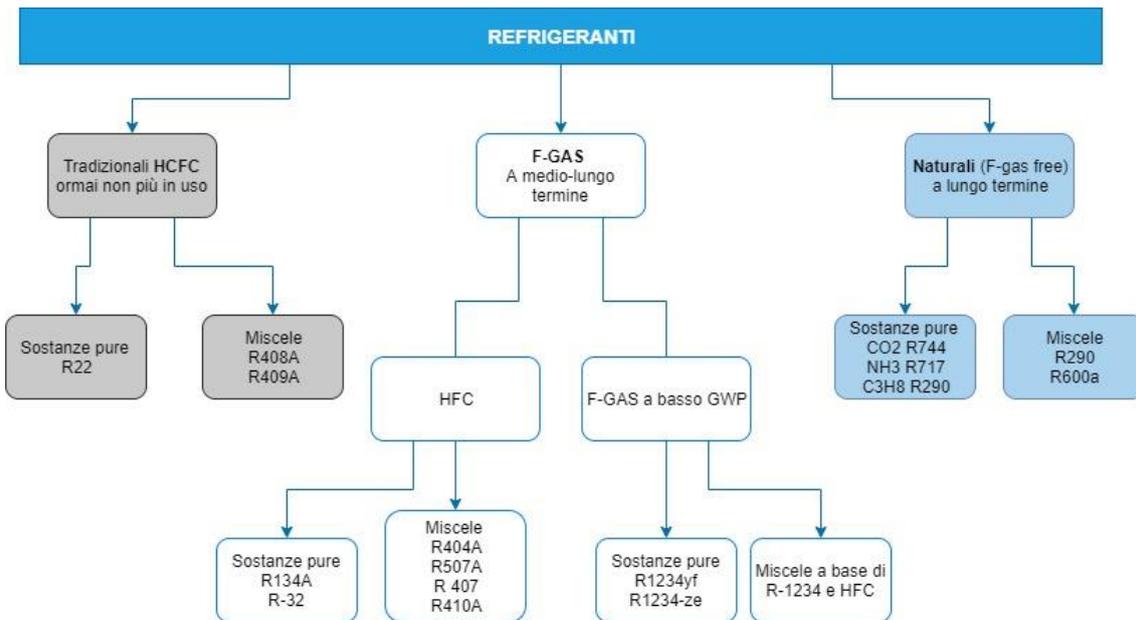


Figura 66 - Classificazione dei refrigeranti

I REFRIGERANTI FLUORURATI

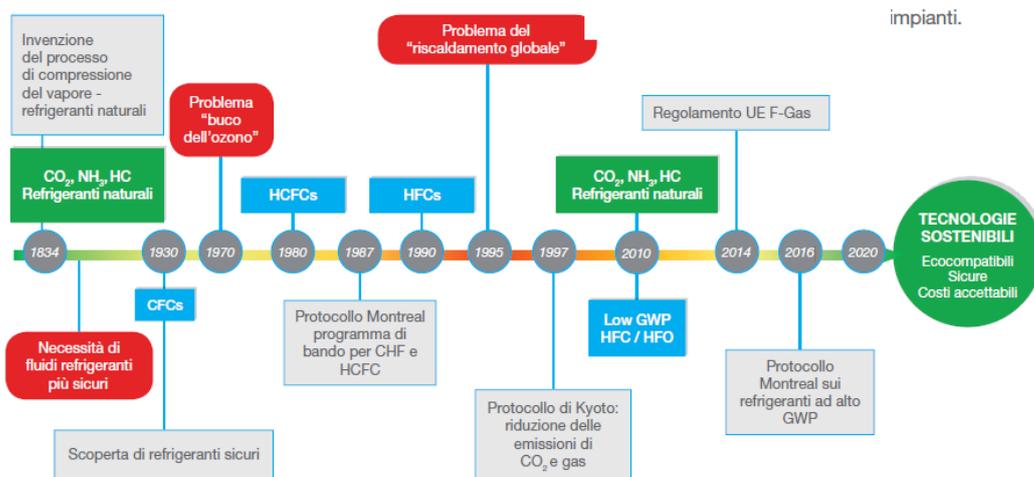


Figura 67 - Timeline gas refrigeranti

Riassumendo la situazione nell'Unione Europea è che gli HFC con GWP maggiore di 150 saranno progressivamente vietati con alcune eccezioni. E' quindi chiara la tendenza di andare verso refrigeranti con basso GWP. In particolare i refrigeranti naturali quali: R-744 (CO₂), R-717 (Ammoniaca) e R-290 (Propano). Tuttavia questi presentano innumerevoli controindicazioni che li rendono adatti soltanto con alcune restrizioni, come l'elevata infiammabilità del propano, l'elevata pressione necessaria per la CO₂, con la relativa bassa efficienza nei climi caldi, oltre all'elevato livello di conoscenze tecniche necessarie, e l'elevata tossicità e corrosività dell'ammoniaca.

Nel medio termine (5-10 anni) per la refrigerazione si prevede che HFC e HFO come l'R-448A e l'R-449A sostituiranno l'R-404A e altri. Per quanto riguarda la CO₂ essa è già abbastanza utilizzata nei paesi nordici dell'UE dove le condizioni climatiche sono più favorevoli ed a tendere si prevede un aumento generale del suo utilizzo. L'ammoniaca, invece, è già utilizzata per poche applicazioni e probabilmente non avrà diffusione maggiore per via delle sue limitazioni.

Nel lungo termine (>10 anni) gli HFO come l'R-1234ze(E) e i refrigeranti naturali come CO₂ e ammoniaca diventeranno i prodotti più diffusi per la refrigerazione e per il condizionamento in tutto il mondo.

Dal punto di vista chimico la presenza di cloro nella molecola determina un certo potere di distruzione dello strato di ozono atmosferico. Ecco perché i CFC e successivamente gli HCFC sono stati abbandonati in Europa e in molti altri paesi in favore di molecole fluorurate come gli HFC.

Abbandonando le molecole clorate per il problema dell'ozono, si è passati ad usare sostanze fluorurate (F-Gas). Un elevato grado di fluorurazione è desiderabile anche perché consente di ottenere sostanze inerti, ma tale inerzia è anche associata ad una lunga vita nell'ambiente e quindi in definitiva a un elevato effetto sul riscaldamento globale (effetto serra).

Per ridurre il GWP servono molecole meno stabili, in grado di "autodegradarsi" in caso di fuoriuscita dai circuiti nell'ambiente.

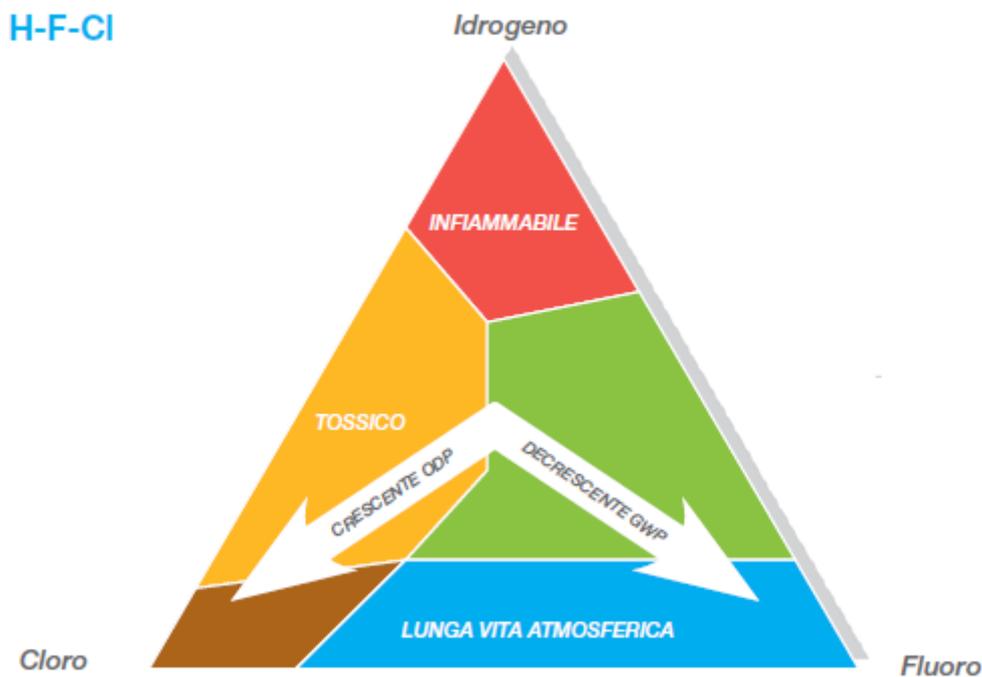
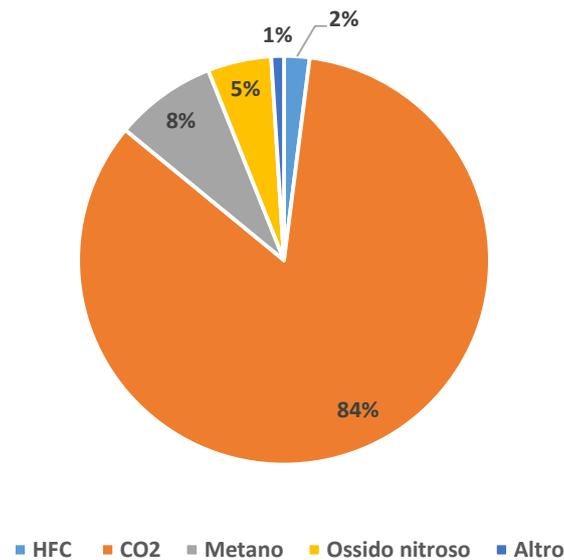


Figura 68 - Triangolo H-F-Cl

Ma quanto incidono gli HFC in termini di effetto serra ?



LA NORMATIVA EUROPEA F-GAS

Il regolamento Europeo 517/2014, prevede una riduzione entro il 2030 del 79% per l'utilizzo di F-Gas ad elevato GWP. Per arrivare a questo obiettivo sono previste delle riduzioni. Il primo settore a subire una forte spinta al cambio dei refrigeranti e delle tecnologie è quello della refrigerazione, che vede affacciarsi già dal 2020 divieti d'uso di refrigeranti con GWP superiore a 2500.

Dal 01.01.2020 sarà vietato l'uso di F-Gas con $GWP > 2500$ nei sistemi con carica > 40 ton CO2 equivalenti, con l'eccezione di: impianti per uso militare, apparecchiature di refrigerazione per temperature $< -50^{\circ}\text{C}$, uso di gas recuperato e rigenerato (che sarà comunque vietato dal 01.01.2030).

I refrigeranti naturali

I refrigeranti naturali sono la vera alternativa verde agli F-Gas, sia per il bassissimo impatto ambientale, sia per le ottime prestazioni energetiche e per la disponibilità. Infatti l'anidride carbonica, l'ammoniaca e i principali idrocarburi sono tipici prodotti dell'industria del settore gas, mentre gli F-Gas sono prodotti dell'industria chimica. L'ammoniaca, per esempio è usata nelle applicazioni industriali sin dagli anni 30 del secolo scorso, infatti per il suo elevato calore di evaporazione permette alte efficienze.

L'anidride carbonica non è tossica né infiammabile, non è soggetta ad alcun brevetto e non sono presenti limitazioni d'uso in tutto il mondo.

Gli idrocarburi oltre alle ottime proprietà di trasferimento del calore, permettono l'utilizzo di lubrificanti minerali, il che evita i problemi legati all'umidità con i lubrificanti sintetici.

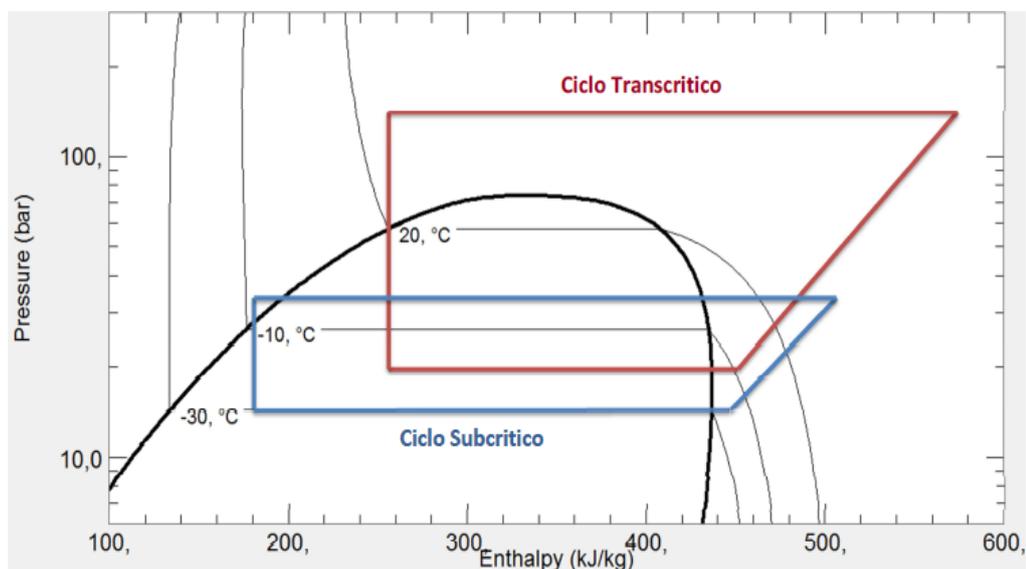
NOTE TECNICHE SULL'R-744

L'R-744 è il nome tecnico dell'anidride carbonica come gas refrigerante. HA una temperatura critica di 31,06 °C e una pressione critica di 73,84 bar. Considerando un ciclo a compressione di vapore idealizzato tra +30 e -20°C, caratterizzato da cambiamenti di fase isobari e compressione isoentropica, è possibile confrontare l'anidride carbonica con l'R-134A:

Fluido	R-744	R-134A
Pressione condensazione [bar]	72,14	7,7
Pressione evaporazione [bar]	19,7	1,32
COP	2,32	3,96

Come si può notare i cicli frigoriferi che operano con CO₂ presentano un livello di pressione molto più elevato a parità di temperatura di temperatura delle sorgenti esterne tra le quali opera la macchina. Questo implica che tutti i componenti del circuito devono poter sopportare contemporaneamente alte pressioni e basse temperature.

La bassa temperatura critica comporta anche bassi coefficienti COP oltre ad trovare difficoltà di applicazione se utilizzato nei paesi dove il clima è temperato dove la temperatura è prossima o addirittura superiore alla temperatura critica della CO₂. Risulta quindi impossibile rigettare il calore verso l'ambiente esterno attraverso la condensazione del fluido e si opterà per effettuare il raffreddamento dell'anidride carbonica in fase gassosa ad una pressione superiore a quella critica.



Un vantaggio dell'anidride carbonica, oltre a quello di essere un fluido naturale e senza particolari condizioni e/o restrizioni normative, è quello di avere una densità del vapore saturo molto più elevata rispetto ai refrigeranti sintetici e questo comporta una bassa portata volumetrica e dunque consente di dimensionare le tubazioni con sezioni minori.

In conclusione, le possibilità di applicazione dell'anidride carbonica dipendono essenzialmente dallo sviluppo tecnologico di sistemi in grado di utilizzarla con consumi di energia bassi, specie nel caso di funzionamento transcritico.

Sebbene CO2 presenti un effetto serra diretto nullo, la bassa efficienza può aumentare a tal punto l'effetto serra indiretto legato ai consumi, da farle perdere tutto il vantaggio del fluido naturale.

NOTE TECNICHE SULL'R717 (AMMONIACA)

L'R717 o ammoniaca può essere considerato l'unico fluido naturale che è stato costantemente utilizzato nell'industria della refrigerazione fin dalla sua prima applicazione. Alla pressione atmosferica è un gas incolore che non contribuisce né al buco nell'ozono né all'effetto serra. Ha un GWP pari a 0, una temperatura di ebollizione normale pari a -33,3°C, una temperatura critica pari a 132,4 °, una pressione critica di 113,3 bar.

Considerando un ciclo compreso tra +30°C e -30°C si nota che l'ammoniaca presenta un valore molto alto del calore latente di vaporizzazione. Il vantaggio di questa caratteristica può essere valorizzato in tre modi:

- Utilizzando superfici di scambio termico ridotte dell'evaporatore/condensatore, abbattendo così i costi dell'impianto.
- Diminuendo la carica di refrigerante che circola nell'impianto abbattendo così i costi legati all'acquisto del fluido frigorifero.
- In ultimo diminuendo le differenze di temperatura con i fluidi esterni (acqua al condensatore e acqua glicolata all'evaporatore). Questo permette di incrementare l'efficienza del ciclo termodinamico e dunque di abbassare i costi operativi dell'impianto. Per comprendere meglio questo passaggio è sufficiente pensare al COP della macchina.

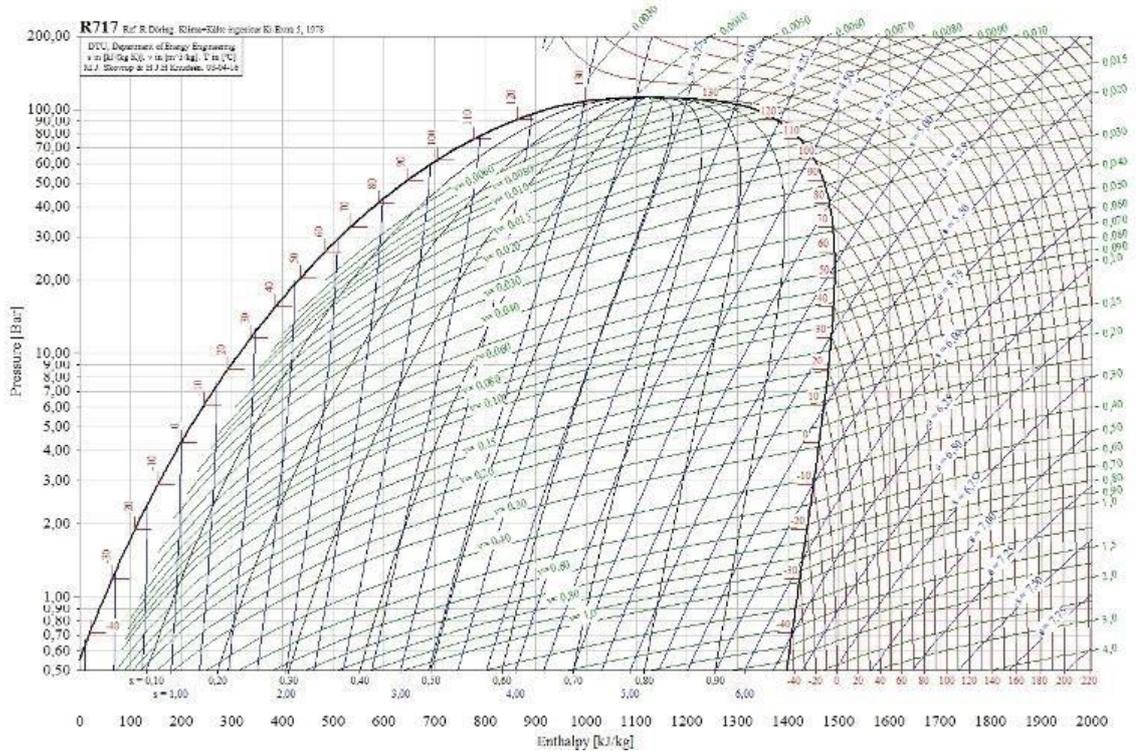
$$COP = \frac{T1}{T2 - T1}$$

E' evidente che diminuendo le differenze di temperatura con i fluidi esterni, T1 aumenta e T2 diminuisce portando così il numeratore ad aumentare e il denominatore a diminuire.

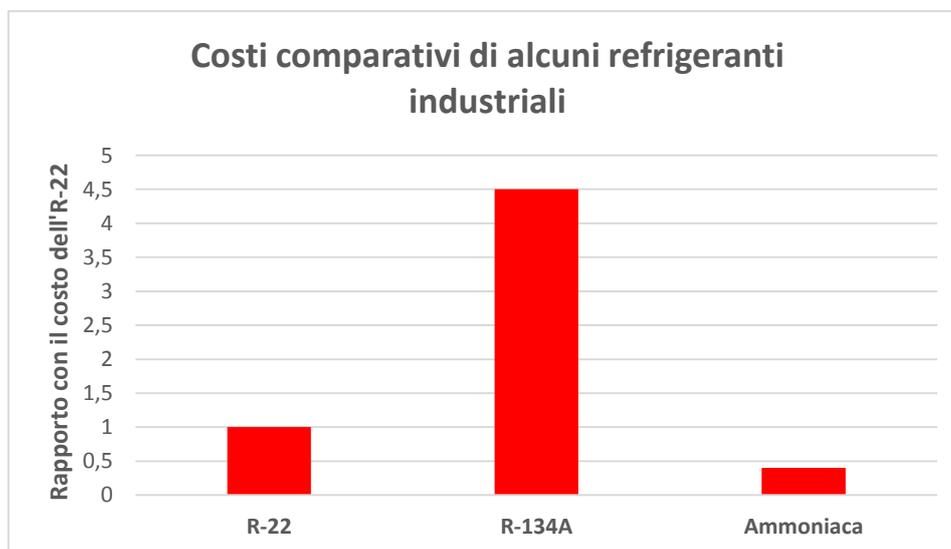
Nella prossima tabella vengono confrontati alcuni valori di questo fluido con quelli dell'R22 che possiede una curva di T-P di saturazione molto simile a quella dell'ammoniaca; inoltre l'R22 può essere considerato un riferimento a proposito di efficienza energetica.

Refrigerante	Calore latente a tsat=-30°C [kj/kg]	COP	P cond [bar]	P evap [bar]	T fine compr.
Ammoniaca	1359,7	3,14	11,7	1,19	136,1
R22	226,8	3,08	11,9	1,64	63,1

L'efficienza dell'ammoniaca è molto elevata, quindi il suo Total Equivalent Warming Impact (TEWI) è molto basso se confrontato con quello dei refrigeranti sintetici tradizionali. Una caratteristica dell'ammoniaca è l'elevata temperatura di fine compressione che risulta essere, nel ciclo sopra citato, di 130°C. Si noti che questa temperatura si riferisce ad un ciclo ideale, dunque in un caso reale, questa sarebbe ancora superiore poiché non si può considerare una compressione isoentropica. Questa peculiarità impone delle maggiori attenzioni nei confronti degli stress termici a cui è sottoposto il compressore. In molti casi, infatti, la testata del compressore è raffreddata da una camicia d'acqua e il processo di compressione è separato in due stadi differenti. Alla fine del primo stadio il gas compresso ad una P intermedia è raffreddato in un intercooler o mediante l'iniezione diretta del liquido freddo dal condensatore.



Un altro punto di confronto è il costo. I prezzi dei refrigeranti hanno delle fluttuazioni e sono in funzione anche delle quantità acquistate, ma nella prossima figura è riportato un confronto su base massica tra ammoniaca, R22 e R134A. Tutti i costi sono rapportati rispetto a quello dell'R22.



Il confronto su base costo diventa di prima importanza negli impianti in cui su hanno decine di tonnellate di refrigerante.

Nella prossima tabella vengono riportate le portate massiche e volumetriche dei refrigeranti R-134A, R-22, R507 e ammoniaca di un ciclo funzionante tra -15°C e 30°C. Le portate volumetriche che devono essere trattate dal compressore sono simili tra loro (ad eccezione del R-134A) e quindi non si ha alcun vantaggio da parte di essi. Mentre la portata massica per unità di resa frigorifera dell'ammoniaca è sette volte più bassa dell'R22 e questo si ripercuote sia sulla dimensione delle tubazioni sia sui sistemi di ricircolazione di liquido. Solo un settimo di liquido deve essere pompato per unità di resa frigorifera e di conseguenza la pompa di liquido può essere molto più piccola e così pure l'energia elettrica assorbita per il suo funzionamento.

Variabile	R-134A	R-22	R-507	R-717
Calore latente a -15°C kJ/kg	207,79	215,93	175,3	1312,6
Volume specifico del vapore a -15°C, L/kg	119,91	77,34	51	508
Portata massica, per unità di capacità frigorifera, kg/s per kW	0,00681	0,00615	0,00885	0,000907
Portata volumetrica, per unità di capacità frigorifera, L/s per kW	0,8165	0,476	0,452	0,461
Coefficiente di prestazione COP	4,6	4,66	4,31	4,77

NOTE TECNICHE SULL' R1234-ZE

Il fluido che molto probabilmente verrà scelto assieme alla nuova centrale è proprio l'R1234-ze.

Appartiene alla famiglia degli HFO che contengono un doppio legame carbonio-carbonio

Ha un GWP molto basso pari a 6 e questo gli dà il merito di non essere soggetto, almeno per un po' di anni, ad eventuali restrizioni normative legate al suo utilizzo.

Ha una classe di sicurezza secondo ASHRAE 34 pari ad A2L. Sotto temperature di 30°C non forma miscele infiammabili con l'aria e quindi può essere considerato come fluido non infiammabile per lo stoccaggio e la manipolazione. In caso di fuoco, comunque la fiamma è estremamente mite e il suo potere calorifico è molto basso grazie a una velocità di combustione molto bassa. Questo ne determina anche la sua scarsa e lenta propagazione di fiamma.

Come si vede nella tabella sottostante, ad una temperatura di -20°C, il potenziale salto entalpico di evaporazione è di 196,21 kJ/kg. Molto più basso se messo a confronto con quello dell'ammoniaca pari a circa 1300 kJ/kg sempre ad una temperatura di evaporazione pari a -20°C.

Un vantaggio è che, per esempio a confronto con l'R404A attualmente utilizzato, lavora a pressioni modestamente più basse e questo permette di ridurre i costi d'impianto con tubazioni e componenti (come i compressori) più economici.

E' visto come potenziale sostituto dell' R134A o R404A, ma la sua capacità frigorifera volumetrica è più bassa rispetto ai due gas citati. Quindi non può essere considerato come fluido per un eventuale drop-in, ma può essere considerato come fluido per impianti nuovi a media temperatura di applicazione.

R-1234ze

R-1234ze								
Proprietà: stato saturo. ' (Liquido); " (Vapore)								
t [°C]	p' [bar]	p" [bar]	h' [kJ/kg]	h" [kJ/kg]	s' [kJ/kgK]	s" [kJ/kgK]	v' [dm³/kg]	v" [dm³/kg]
-60	0,11	0,11	123,84	341,72	0,8863	1,7085	0,7140	1380,5
-55	0,15	0,15	130,01	345,25	0,7148	1,7015	0,7205	1021,0
-50	0,21	0,21	136,20	348,81	0,7429	1,6956	0,7271	767,62
-45	0,28	0,28	142,42	352,37	0,7704	1,6907	0,7340	585,86
-40	0,37	0,37	148,66	355,94	0,7975	1,6865	0,7410	453,37
-35	0,48	0,48	154,94	359,51	0,8241	1,6831	0,7482	355,33
-30	0,61	0,61	161,25	363,09	0,8503	1,6803	0,7557	281,76
-25	0,77	0,77	167,60	366,65	0,8761	1,6782	0,7634	225,84
-20	0,97	0,97	173,99	370,20	0,9015	1,6766	0,7714	182,82
-15	1,20	1,20	180,42	373,74	0,9266	1,6754	0,7796	149,34
-10	1,47	1,47	186,90	377,25	0,9513	1,6747	0,7882	123,02
-5	1,79	1,79	193,42	380,73	0,9758	1,6743	0,7971	102,12
0	2,17	2,17	200,00	384,18	1,0000	1,6743	0,8064	85,365
5	2,59	2,59	206,63	387,59	1,0239	1,6745	0,8161	71,825
10	3,08	3,08	213,32	390,96	1,0476	1,6750	0,8262	60,790
15	3,64	3,64	220,08	394,27	1,0711	1,6756	0,8368	51,729
20	4,27	4,27	226,90	397,53	1,0944	1,6765	0,8480	44,234
25	4,99	4,99	233,80	400,72	1,1175	1,6774	0,8598	37,993
30	5,78	5,78	240,78	403,83	1,1405	1,6784	0,8723	32,762
35	6,67	6,67	247,84	406,87	1,1634	1,6794	0,8855	28,351
40	7,66	7,66	255,00	409,80	1,1861	1,6805	0,8997	24,609
45	8,76	8,76	262,27	412,63	1,2088	1,6815	0,9149	21,417
50	9,97	9,97	269,64	415,33	1,2315	1,6823	0,9313	18,678
55	11,30	11,30	277,14	417,88	1,2541	1,6830	0,9490	16,317
60	12,77	12,77	284,78	420,26	1,2768	1,6835	0,9685	14,270
65	14,36	14,36	292,58	422,45	1,2996	1,6836	0,9900	12,485

Figura 69 - Proprietà termodinamiche R-1234

10. BIBLIOGRAFIA

- “Manuale della refrigerazione industriale”. Wilbert F. Stoecker
- “Manuale dell’installatore frigorista”. Rolf Seidel Hugo Noack
- “Gas refrigeranti SIAD”. Fascicolo SIAD
- “Dimensionamento della nuova centrale ad acqua gelida della società COOPERLAT S.CA.R.L di Jesi e analisi delle possibili scelte progettuali. Tesi di Laurea di Michele De Angelis
- Manuali e documentazione tecnica dei vari fornitori ed aziende proprietarie degli impianti e dei macchinari trattati
- http://www.crbnet.it/FisicaTecnica/didattica/lezioni/impianti_clima_cond/3.Carichi_Termici.pdf per i delta temperatura con irraggiamento solare
- [http://www.diem.ing.unibo.it/personale/saccani/index_files/Impianti%20Meccanici%20M%20\(dal%202014-2015\)/Impianti%20Meccanici%20M_Esercitazione%20Impianto%20frigorifero.pdf](http://www.diem.ing.unibo.it/personale/saccani/index_files/Impianti%20Meccanici%20M%20(dal%202014-2015)/Impianti%20Meccanici%20M_Esercitazione%20Impianto%20frigorifero.pdf) per il calcolo dei carichi termici ed in particolare per la formula di Gosney e Olama

11. RINGRAZIAMENTI

Ogni grande risultato, senza la pretesa che questo lo sia, passa attraverso gli sforzi, le fatiche, le gioie, i dolori e le emozioni di chi lo consegue. Ma nulle sarebbero queste cose se alla base non ci fossero l'amore e la solidità delle persone che gli stanno accanto. Le relazioni che coltiviamo, anche se non ce ne rendiamo conto, ci donano una forza incredibile, la linfa vitale che rende utile ed estremamente bella la nostra esistenza.

Ed è per questo che al termine di questa esperienza universitaria, voglio ringraziare col più profondo del mio cuore tutti coloro che hanno contribuito al conseguimento di questo traguardo.

E quindi grazie amici d'infanzia, non posso nominarvi tutti, ma a voi devo una delle cose più importanti della vita, l'amicizia vera. Che duri per sempre.

Grazie anche a quelli che hanno condiviso in modo molto più stretto la vita all'università, i miei compagni, che conoscono perfettamente ogni goccia di sudore versata e con i quali sono riuscito a superare molti ostacoli, il più delle volte ridendo. Loro mi hanno insegnato la condivisione e ho imparato che un dolore condiviso si dimezza, ma una gioia raddoppia.

Grazie ai miei compagni di allenamento con i quali ho condiviso sport, fatica ma soprattutto passione che spesso è stata il miglior diversivo in assoluto.

Grazie anche ai miei relatori che con pazienza hanno seguito la parte finale del mio percorso accademico donandomi consigli e conoscenze.

Grazie ai miei compagni di ufficio e al mio tutor, che mi hanno supportato e seguito durante il percorso di tirocinio e tesi.

Grazie anche agli altri colleghi che hanno animato le pause pranzo e che sono stati il mio diversivo dai momenti di crisi di alcuni giorni. Siete delle belle persone.

Ed infine grazie alla mia famiglia, per cui non servono molte parole, ma a cui devo tutto.

Vi auguro il meglio, grazie ancora.