

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea magistrale

in INGEGNERIA ENERGETICA E NUCLEARE

Tesi di Laurea Magistrale

Titolo: Ottimizzazione dei sistemi di produzione del freddo presso
uno stabilimento alimentare di grandi dimensioni, in ottica di
sostenibilità energetico/ambientale del processo.



Relatori

Vittorio Verda

Elisa Guelpa

Candidato

Valerio Padovan

Anno accademico 2018/2019

Ringraziamenti

Desidero ringraziare il prof. Vittorio Verda ed Elisa Guelpa, relatori della mia tesi, per l'aiuto fornitomi durante la stesura dell'elaborato.

Vorrei menzionare e ricordare l'ing. Marco Boazzo per avermi dato la possibilità di svolgere il tirocinio curriculare presso Ferrero Technical Services, maturato poi successivamente in tesi. Ringrazio poi tutti i membri dell'ufficio, i quali mi hanno accolto e consigliato sin dal primo giorno, in particolare Stefano, Vincenzo e Matteo.

Un grande ringraziamento va poi a Claudio Mozzone, gestore della centrale frigorifera dello stabilimento oggetto in questa tesi, per la sua estrema disponibilità e gentilezza.

Ringrazio inoltre i miei genitori, mio fratello e in generale tutta la mia famiglia (Thiago compreso) per il sostegno che mi hanno dato durante questo percorso universitario, sia economico che morale.

Desidero ringraziare anche la mia fidanzata Martina, perché ha sempre saputo sostenermi e incoraggiarmi e mi ha sopportato nei momenti di maggiore difficoltà (come ad esempio durante la preparazione del mio ultimo esame.. 😊).

Ringrazio inoltre tutti i miei amici e i colleghi universitari conosciuti durante il percorso universitario, in particolare i ragazzi di POWER Team 18 (mi sarebbe piaciuto conoscervi prima 😊).

Mi scuso con le persone che non ho potuto menzionare direttamente, consapevole del fatto che sappiano quanto contano per me.

GRAZIE A TUTTI,

Valerio

Indice

RINGRAZIAMENTI	3
INDICE	5
ELENCO DELLE FIGURE	7
ELENCO DELLE TABELLE	10
SOMMARIO	11
ABSTRACT	13
1 INTRODUZIONE - SOSTENIBILITÀ E REFRIGERAZIONE	16
1.1 ONU E DEFINIZIONE DI SOSTENIBILITÀ	16
1.2 GOAL 13 E SCOOP 1,2 E 3	17
1.3 INDUSTRIA DELLA REFRIGERAZIONE	18
1.3.1 CLASSIFICAZIONE DEI FLUIDI FRIGORIFERI E PARAMETRI AMBIENTALI	21
2 DESCRIZIONE DELL'AZIENDA ALIMENTARE	23
2.1 I CONSUMI DEL GRUPPO E LA PRODUZIONE DI ENERGIA	23
2.2 PRODUZIONE DI FREDDO	24
3 GRUPPI FRIGORIFERI E CENTRALE 1	26
3.1 DESCRIZIONE GENERALE	26
3.2 CENTRALE FRIGO 1	27
3.2.1 ELABORAZIONE DEI DATI DI CF1	33
3.2.1.1 Stabilimento	36
3.2.1.2 Magazzino automatico	51
4 OTTIMIZZAZIONE DELLA GESTIONE	56
5 ANALISI DELLA CONDENSAZIONE	72

5.1	DESCRIZIONE DELLA TIPOLOGIA DI CONDENSAZIONE	72
5.2	ANALISI DEI CONSUMI	75
5.3	CONFRONTO CON ALTRE TECNOLOGIE	83
5.3.1	TORRE ADIABATICA	83
5.3.2	DRY COOLER	85
5.3.3	LE TRE TECNOLOGIE A CONFRONTO	88
6	FLUIDI NATURALI	92
6.1.	AMMONIACA PER CONDIZIONAMENTO DEL MAGAZZINO AUTOMATICO	94
6.2.	CICLO FRIGORIFERO IDEALE AD AMMONIACA	97
6.3.	DIMENSIONAMENTO DI UN IMPIANTO A NH₃	99
6.4.	CALCOLO DELLA CARICA DI REFRIGERANTE	101
7	CONCLUSIONI	104
	APPENDICE A	106
	FONTI BIBLIOGRAFICHE E SITOGRAFIA	111

Elenco delle figure

FIGURA 1.1 - CONSUMO DI ENERGIA FRIGORIFERA RISPETTO AL CONSUMO DI ENERGIA ELETTRICA GLOBALE (2016)	19
FIGURA 1.2 - MERCATO DELLA REFRIGERAZIONE GLOBALE, 2016 (UNITÀ PER SETTORE)	20
FIGURA 2.1 - CONSUMI DI ENERGIA DEL GRUPPO NELL'ANNO FISCALE 2015/2016	23
FIGURA 2.2 - RIPARTIZIONE DEI CONSUMI ELETTRICI DELLO STABILIMENTO	25
FIGURA 3.1 - RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DELLE MACCHINE A SERVIZIO DELLO STABILIMENTO E DEL SISTEMA DI REGOLAZIONE TRAMITE BYPASS	28
FIGURA 3.2 - DIAGRAMMA FUNZIONALE DI TRANE 9	30
FIGURA 3.3 – DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA DI TRANE 9	31
FIGURA 3.4 – DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA DI TRANE 5, TRANE 7 E TRANE 8	32
FIGURA 3.5 – DIAGRAMMA PRESSIONE-ENTALPIA DI TRANE 1 E TRANE 2	33
FIGURA 3.6 - ESTRATTO DEL FILE EXCEL	34
FIGURA 3.7 - CICLO TERMODINAMICO DI UNA MACCHINA FRIGORIFERA TIPO A COMPRESSIONE DI VAPORE	35
FIGURA 3.8 - AGOSTO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	38
FIGURA 3.9 - AGOSTO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	38
FIGURA 3.10 - LUGLIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	39
FIGURA 3.11 - LUGLIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	40
FIGURA 3.12 - GIUGNO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	41
FIGURA 3.13 - GIUGNO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	41
FIGURA 3.14 - FEBBRAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	42
FIGURA 3.15 - FEBBRAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	43
FIGURA 3.16 - GENNAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	44
FIGURA 3.17 - GENNAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	44
FIGURA 3.18 - SETTEMBRE 2017: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	45
FIGURA 3.19 - SETTEMBRE 2017: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	46
FIGURA 3.20 – AGOSTO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	47
FIGURA 3.21 – LUGLIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	47
FIGURA 3.22 – GIUGNO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	48
FIGURA 3.23 – FEBBRAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	48
FIGURA 3.24 – GENNAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	49
FIGURA 3.25 – SETTEMBRE 2017: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA DI GRUPPO	49
FIGURA 3.26 - AGOSTO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	51
FIGURA 3.27 - LUGLIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	52
FIGURA 3.28 - GIUGNO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	52
FIGURA 3.29 - FEBBRAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	53
FIGURA 3.30 - GENNAIO 2018: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	53

FIGURA 3.31 - SETTEMBRE 2017: ANDAMENTO DELL'EFFICIENZA E DEL CARICO	54
FIGURA 4.1 - COP IN FUNZIONE DEL CARICO DI TRANE 7	56
FIGURA 4.2 - COP IN FUNZIONE DEL CARICO DI TRANE 8	57
FIGURA 4.3 - COP IN FUNZIONE DEL CARICO DI TRANE 8	57
FIGURA 4.4 - CORRELAZIONE PER TRANE 7: IN ASCISSA È PRESENTE LA DIFFERENZA, AL GENERICO ISTANTE J, TRA LA TEMPERATURA DI SALAMOIA DI TRANE 7 E LA TEMPERATURA DI RITORNO DI SALAMOIA DALLO STABILIMENTO. IN ORDINATA È PRESENTE L'ASSORBIMENTO ELETTRICO REALE NEL MEDESIMO INTERVALLO J	61
FIGURA 4.5 - AGOSTO 2018: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	63
FIGURA 4.6 – ZOOM DI AGOSTO 2018	64
FIGURA 4.7 - LUGLIO 2018: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	64
FIGURA 4.8 - GIUGNO 2018: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	65
FIGURA 4.9 - FEBBRAIO 2018: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	66
FIGURA 4.10 - GENNAIO 2018: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	67
FIGURA 4.11 - SETTEMBRE 2017: CONFRONTO TRA ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA NEL CASO OTTIMIZZATO E L'ENERGIA ELETTRICA ASSORBITA REALMENTE DALLE MACCHINE	68
FIGURA 5.1 - SCHEMA FUNZIONALE DI UNA TORRE EVAPORATIVA	72
FIGURA 5.2 - DIAGRAMMA TERMOIGROMETRICO	73
FIGURA 5.3 - CARATTERISTICA MANOMETRICA DI UNA TURBOPOMPA. IL PUNTO P RAPPRESENTA LE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO IN CONDIZIONI DI PROGETTO (A UN DATO VALORE DI N), MENTRE IL PUNTO P' RAPPRESENTA LE CONDIZIONI DI FUNZIONAMENTO IN SEGUITO A REGOLAZIONE	77
FIGURA 5.4 - DICEMBRE 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	79
FIGURA 5.5 - AGOSTO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	80
FIGURA 5.6 - APRILE 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	80
FIGURA 5.7 - CONFRONTO TRA CONSUMI SPECIFICI: ZOOM NEL GIORNO 26 DI OGNI MESE	82
FIGURA 5.8 – RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DI UNA TORRE ADIABATICA	84
FIGURA 5.9 - RAPPRESENTAZIONE SCHEMATICA DI UN DRY COOLER	85
FIGURA 5.10 - CONSUMI SPECIFICI DELLE TRE TECNOLOGIE	88
FIGURA 5.11 - CONSUMI DI ACQUA DELLE TRE TECNOLOGIE	89
FIGURA 5.12 - DISTRIBUZIONE DEI CONSUMI DI ACQUA NELL'ANNO DELLE TRE TECNOLOGIE	90
FIGURA 6.1 - CICLO TERMODINAMICO DELLA CO ₂ SUL PIANO LOGP-H	95
FIGURA 6.2 - CICLO TERMODINAMICO IDEALE SUL PIANO LOGP-H	97
FIGURA 6.3 - SCHEMA DELLA MACCHINA FRIGORIFERA A NH ₃	100
FIGURA 6.4 - ANDAMENTO DELLA MASSA E DELLA FRAZIONE DI VUOTO IN FUNZIONE DEL TITOLO DELLA MISCELA	102

FIGURA A.0.1 - NOVEMBRE 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	106
FIGURA A.0.2 - OTTOBRE 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	107
FIGURA A.0.3 - SETTEMBRE 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	107
FIGURA A.0.4 - LUGLIO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	108
FIGURA A.0.5 - GIUGNO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	108
FIGURA A.0.6 - MAGGIO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	109
FIGURA A.0.7 - MARZO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	109
FIGURA A.0.8 - FEBBRAIO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	110
FIGURA A.0.9 - GENNAIO 2018: ANDAMENTO DELLE GRANDEZZE FONDAMENTALI DELLE TORRI EVAPORATIVE	110

Elenco delle tabelle

TABELLA 2.1 - CONSUMI ELETTRICI PER CONDIZIONAMENTO E GLOBALI DELLO STABILIMENTO	24
TABELLA 3.1 - MACCHINE INSTALLATE E FLUIDI FRIGORIFERI UTILIZZATI	27
TABELLA 3.2 - EFFICIENZA MEDIA DEL GRUPPO DIVISA PER MESI	50
TABELLA 4.1 - ORDINE PREFERENZIALE DI UTILIZZO DELLE MACCHINE FRIGORIFERE	58
TABELLA 4.2 - RISPARMIO DI ENERGIA ELETTRICA ED ECONOMICO	69
TABELLA 4.3 - RISPARMIO STIMATO DI ENERGIA ELETTRICA ED ECONOMICO PER I MESI NON CONSIDERATI NELL'ANALISI	70
TABELLA 5.1 - TABELLA DI SINTESI SULLE TORRI EVAPORATIVE	74
TABELLA 5.2 - SINTESI PER MESE DEI PARAMETRI RILEVANTI	81
TABELLA 6.1 - PROPRIETÀ CHIMICO-FISICHE NH ₃ , CO ₂ E R134A	92
TABELLA 6.2 - PROPRIETÀ TERMODINAMICHE NH ₃ , CO ₂ E R134A	93
TABELLA 6.3 - CAPISALDI DEL CICLO IDEALE A CO ₂	96
TABELLA 6.4 - CAPISALDI DEL CICLO IDEALE A NH ₃	98
TABELLA 6.5 - CAPISALDI DELL'IMPIANTO A NH ₃	100
TABELLA 6.6 - CARICA DI REFRIGERANTE PER SEZIONE DI IMPIANTO	103

Sommario

L'obiettivo di questa tesi è l'analisi energetica e l'ottimizzazione della centrale frigorifera di maggiori dimensioni di Ferrero, visti in una logica di sostenibilità ambientale, al fine di ridurre le emissioni di CO₂. La sostenibilità è quel processo che rende il cambiamento equilibrato per soddisfare i bisogni del presente senza compromettere la capacità delle generazioni future di soddisfare i propri; sarà un concetto chiave su cui si basa l'intera trattazione. Più nello specifico, la sostenibilità ambientale ha come obiettivo il rispetto e la salvaguardia dell'ambiente: in questo senso, la riduzione delle emissioni di CO₂ è uno dei fattori fondamentali per uno sviluppo sostenibile.

Il punto di partenza da cui è nato questo elaborato è stato il tirocinio curricolare svolto presso Ferrero Technical Services nella sede di Alba (CN). Durante questa esperienza, è nata la possibilità di svolgere un'attività di raccolta e analisi di dati della centrale frigorifera di maggiori dimensioni presente nello stabilimento (centrale frigorifera 1). Una delle principali difficoltà era legata alla raccolta dei dati, registrati su fogli cartacei dal personale che gestisce la centrale frigorifera. Il software utilizzato per la raccolta è stato quello prodotto da Microsoft, Microsoft Excel, che si è rivelato molto utile e pratico nella gestione di una grande mole di dati. L'elaborazione è stata eseguita con il software MATLAB, molto più pratico e veloce rispetto a Excel per la gestione numerica dei dati. È stata perciò effettuata un'analisi energetica della centrale frigorifera, studiando l'efficienza energetica di ogni macchina e del parco macchine nel suo complesso. La centrale frigorifera può essere scomposta in due sezioni, una relativa alla produzione di freddo per una porzione di stabilimento occupata dalla linea di produzione (stabilimento), l'altra relativa allo stoccaggio e alla maturazione di prodotti dolciari (magazzino automatico). L'analisi ha di conseguenza seguito questa distinzione trattando le due parti di impianto separatamente. Per quanto riguarda la parte di centrale a servizio dello stabilimento per il condizionamento, è stata eseguita un'ottimizzazione sulla gestione delle macchine frigorifere in ottica di sostenibilità ambientale, per ridurre i consumi elettrici complessivi della centrale.

Successivamente l'elaborato si è concentrato sulla tecnologia utilizzata attualmente nello stabilimento per la condensazione dei gruppi frigoriferi e per il raffreddamento di altri processi industriali: la torre evaporativa. Come per le macchine frigorifere, è stato necessario acquisire con il software Excel lo storico di dati registrati su carta. Anche in questo caso è stato sviluppato un algoritmo in grado di effettuare un'analisi sull'efficienza energetica e sui consumi di acqua. È stato poi fatto un confronto dal punto di vista energetico con le principali tecnologie alternative: dry cooler con spruzzatore adiabatico e torre adiabatica.

Per quanto riguarda la prima tecnologia, è stato effettuato un dimensionamento sulla base di un dry cooler commerciale per stimarne i consumi elettrici.

Per la seconda invece, è stata presa come riferimento una torre adiabatica installata all'interno di un altro stabilimento del gruppo operante in condizioni climatiche simili e con

analoga differenza di temperatura di progetto dell'acqua di raffreddamento; di tale torre ne sono stati acquisiti ed elaborati i dati.

Infine, è stato dedicato un paragrafo relativo ai fluidi refrigeranti naturali, analizzando vantaggi e svantaggi rispetto ai fluidi sintetici e sottolineando la loro importanza per l'azienda. È stato creato un modello di un impianto ad ammoniaca tramite il software COOLPACK: si tratta di un software gratuito e molto utilizzato in campo ingegneristico per la modellizzazione di impianti frigoriferi. Per l'analisi, è stata presa come termine di paragone una macchina, analizzata nella prima parte della tesi, a servizio del magazzino automatico.

Abstract

The objective of this thesis is the energy analysis and the optimization of the larger refrigeration plant of Ferrero, seen in a logic of environmental sustainability, in order to reduce CO₂ emissions. Sustainability is the process that makes change balanced to meet the needs of the present without compromising the ability of future generations to satisfy their own; it will be a key concept on which the whole discussion is based. More specifically, environmental sustainability aims to respect and safeguard the environment: in this sense, the reduction of CO₂ emissions is one of the fundamental factors for sustainable development.

The original idea of this work was born from the curricular internship at Ferrero Technical Services in Alba (CN). During this experience, the possibility of carrying out a data collection and analysis of the larger refrigeration plant present in the plant has developed (refrigeration plant 1). One of the main difficulties was related to the collection of data, recorded on paper sheets by the personnel who manage the refrigeration plant. The software used for data collection was the one produced by Microsoft, Microsoft Excel, which proved to be very useful and practical in managing large amount of data. The processing was performed with MATLAB software, much more practical and faster than Excel for the numerical management of data. An energy analysis of the refrigeration plant was therefore carried out, studying the energy efficiency of each machine and of the overall fleet. The refrigeration plant can be broken down into two sections, one related to the production of cold for a portion of the plant occupied by the staff (plant), the other related to the storage and maturation of confectionery products (automatic warehouse). The analysis consequently followed this distinction by treating the two parts of the plant separately. As far as the part of the plant at service of the air conditioning plant is concerned, an optimization was carried out on the management of the refrigerating machines with a view to environmental sustainability, in order to reduce the overall electricity consumption of the plant.

Subsequently, the thesis focuses on the technology currently used in the plant for the condensation of refrigeration units and for the cooling of other industrial processes: the evaporative tower. As for refrigeration machines, it was necessary to acquire the history of data recorded on paper with Excel software. Also in this case an algorithm was developed in order to perform an analysis on energy efficiency and water consumption. A comparison was then made from an energy point of view with the main alternative technologies: dry cooler with adiabatic sprayer and adiabatic tower.

As far as the first technology is concerned, a sizing was carried out on the basis of a commercial dry cooler to estimate its electricity consumption.

For the second one, an adiabatic tower installed in another plant of the group operating in similar climatic conditions and with a similar difference in design temperature of the cooling water was taken as reference; of this tower the data were acquired and processed.

Finally, a paragraph was dedicated to natural refrigerant fluids, analyzing advantages and disadvantages compared to synthetic fluids and emphasizing their importance for the company. A model of an ammonia plant was created using the COOLPACK software: it is a free software and widely used in engineering for the modeling of refrigeration systems. For the analysis, a machine at the service of the automatic warehouse and analyzed in the first part of the thesis has been used as a comparison.

1 Introduzione - Sostenibilità e refrigerazione

1.1 ONU e definizione di sostenibilità

A partire dal 1945, anno di nascita a San Francisco, una delle principali priorità delle Nazioni Unite è sempre stata quella di "ambire ad una cooperazione internazionale per risolvere problemi internazionali di carattere economico, sociale, culturale o umanitario e promuovere e incoraggiare il rispetto per i diritti umani e per la libertà, per tutti senza distinzione di razza, sesso, lingua o religione". Migliorare il benessere delle persone continua a essere uno dei principali obiettivi dell'ONU. La comprensione globale dello sviluppo è cambiata nel corso degli anni e i paesi hanno ora concordato sul fatto che lo sviluppo sostenibile - sviluppo che promuove prosperità ed opportunità economiche, maggiore benessere sociale e protezione dell'ambiente - offre la strada migliore per aumentare la qualità della vita delle persone.

La **sostenibilità** è il processo che rende il cambiamento equilibrato, in cui lo sfruttamento delle risorse, la direzione degli investimenti, l'orientamento dello sviluppo tecnologico e il cambiamento istituzionale sono in armonia tra loro per migliorare il potenziale attuale e futuro, in modo da soddisfare i bisogni e le aspirazioni umane. Lo sviluppo sostenibile è lo sviluppo che soddisfa i bisogni del presente senza compromettere la capacità delle generazioni future di soddisfare i propri.

In questo contesto, gli obiettivi di sviluppo sostenibile (SDG), sviluppati dall'ONU, sono la modalità per raggiungere un futuro migliore e maggiormente sostenibile per tutti. Vanno in contro alle sfide globali che affrontiamo, comprese quelle legate alla povertà, alla disuguaglianza, al clima, al degrado ambientale, alla prosperità, alla pace e alla giustizia. Gli obiettivi sono interconnessi tra loro ed è importante raggiungerli entro il 2030 [1].

1.2 Goal 13 e scoop 1,2 e 3

Il goal "Climate action" [1], obiettivo 13 dei 17 totali prefissati dall'ONU e precedentemente introdotti, è incentrato sulla necessità di un'azione urgente per combattere i cambiamenti climatici, che colpiranno maggiormente le persone più povere e vulnerabili. Il cambiamento climatico è una sfida globale che non rispetta i confini nazionali e richiede soluzioni che devono essere coordinate a livello internazionale, in modo da spingere i paesi del mondo, in particolare quelli in via di sviluppo, verso un'economia a basse emissioni di carbonio. Per rispondere meglio alla minaccia globale del cambiamento climatico, i paesi hanno adottato l'Accordo di Parigi alla COP21 di Parigi, entrato in vigore nel novembre 2016, in cui tutti i paesi aderenti hanno concordato nel limitare l'aumento della temperatura globale al di sotto di 2 °C. A partire da aprile 2018, 175 parti hanno ratificato l'accordo di Parigi, mentre 10 paesi in via di sviluppo hanno presentato la loro prima strategia in risposta ai cambiamenti climatici.

Il Gruppo intergovernativo sul cambiamento climatico (Intergovernmental Panel on Climate Change - IPCC) delle Nazioni Unite, durante lo "Special Report on Global Warming of 1.5 °C", tenutosi il 7 ottobre 2018 nella Repubblica di Corea, ha avvertito dei crescenti pericoli dei cambiamenti climatici e ha parlato dell'urgenza di trovare soluzioni prima che sia troppo tardi. È stato un primo campanello di allarme per puntualizzare il fatto che gli accordi di Parigi non stanno avendo gli effetti desiderati, soprattutto in seguito all'annuncio di Donald Trump di voler rendere decisiva l'uscita dal COP21 per il 2020 se gli accordi iniziali non verranno modificati. Con l'attuale ritmo, le emissioni di gas serra stanno aumentando e il mondo è sulla buona strada per innalzare la temperatura media globale di oltre tre gradi Celsius in questo secolo rispetto all'epoca preindustriale. Il mondo sta già sperimentando gli impatti dei cambiamenti climatici: come ad esempio l'innalzamento del livello del mare, lo scioglimento dei ghiacciai e le condizioni meteorologiche più estreme dell'ultimo decennio. La sostenibilità è una parte importante per la lotta al cambiamento climatico.

Che cosa hanno in comune 1 kg di carne, un sacchetto di plastica, un'e-mail, una persona e un'azienda? La risposta è che generano tutti un impatto ambientale noto come "carbon footprint". In misura maggiore o minore, tutti i prodotti, i processi, le persone e le organizzazioni generano emissioni di gas a effetto serra (GHG) in maniera diretta o indiretta. In altre parole, carbon footprint è il segno che lasciamo sul pianeta: l'obiettivo principale è ridurla o, nel caso in cui non sia possibile, compensarla. Ad esempio, le industrie interessate a conoscere la propria impronta, possono analizzare le emissioni di GHG e tenere un registro attraverso un sistema standardizzato. I più utilizzati sono il protocollo GHG e ISO 14064-1. Quando si parla di prodotti o servizi, la misurazione tiene conto dell'intero ciclo di vita del prodotto o del servizio stesso. In questo caso, gli standard più comunemente utilizzati sono: PAS 2050: 2011 e ISO / TS 14067: 2013. Nel contesto del cambiamento climatico, vengono presi in considerazione tre tipi di emissioni per calcolare l'impronta di carbonio.

Le emissioni **scope 1** sono tutte le emissioni dirette prodotte da un'impresa, derivanti dall'utilizzo di:

- Combustibili per climatizzazione e per produzione di energia;
- Combustibili per veicoli aziendali (per trasporto di materiali, prodotti, servizi, rifiuti e dipendenti);
- Combustibili per processo di produzione (come creazione di vapore, fluidi vettori caldi ecc.);
- Prodotti e sostanze chimiche/fisiche nel processo di produzione;
- Altre emissioni dette "fuggitive".

Le emissioni **scope 2** sono emissioni derivanti dall'utilizzo di:

- Elettricità acquistata;
- Vapore, fluidi vettori caldi/freddi acquistati.

Queste fonti di energia producono emissioni indirette, in quanto la loro produzione fisica avviene all'esterno dell'azienda e non è sotto il suo controllo.

Le emissioni di **scope 3** sono emissioni indirette derivanti dall'utilizzo di:

- Energia utilizzata per realizzazione di prodotti e materia acquistate all'esterno;
- Combustibili per veicoli non aziendali (per trasporto di materiali, prodotti, rifiuti, spostamento dipendenti casa/lavoro, servizi);
- Combustibili per viaggi aziendali.

1.3 Industria della refrigerazione

La refrigerazione è il processo mediante il quale, attraverso l'utilizzo di una macchina frigorifera, viene controllata la temperatura di una determinata area, macchina o prodotto. A seconda della temperatura richiesta, è possibile distinguere la refrigerazione in:

- Alta temperatura: superiore a 4 [°C];
- Media temperatura: tra 3 e -10 [°C];
- Bassa temperatura: fino a -50 [°C] (al di sotto di questa soglia c'è il "mondo della criogenia").

La refrigerazione industriale e l'aria condizionata hanno alcuni aspetti in comune e molti altri che li differenziano. In entrambi i settori, componenti quali compressori, pompe, scambiatori di calore e ventole sono utilizzati per controllare e mantenere in un intervallo ristretto di valori la temperatura variabile di un dato ambiente. Tuttavia, mentre nell'aria condizionata deve essere garantito il benessere delle persone, nella refrigerazione industriale è spesso necessario garantire il corretto funzionamento di un processo o la corretta conservazione di un prodotto. Inoltre, data la grande varietà di installazioni e le possibili configurazioni di

sistema nella refrigerazione industriale, è spesso necessario ricorrere alla personalizzazione e all'ottimizzazione del sistema [2].

Nell'immagine che segue [3] è raffigurata una stima del consumo di energia elettrica dell'industria della refrigerazione (comprendente gli utilizzi domestici, industriali e aria condizionata).

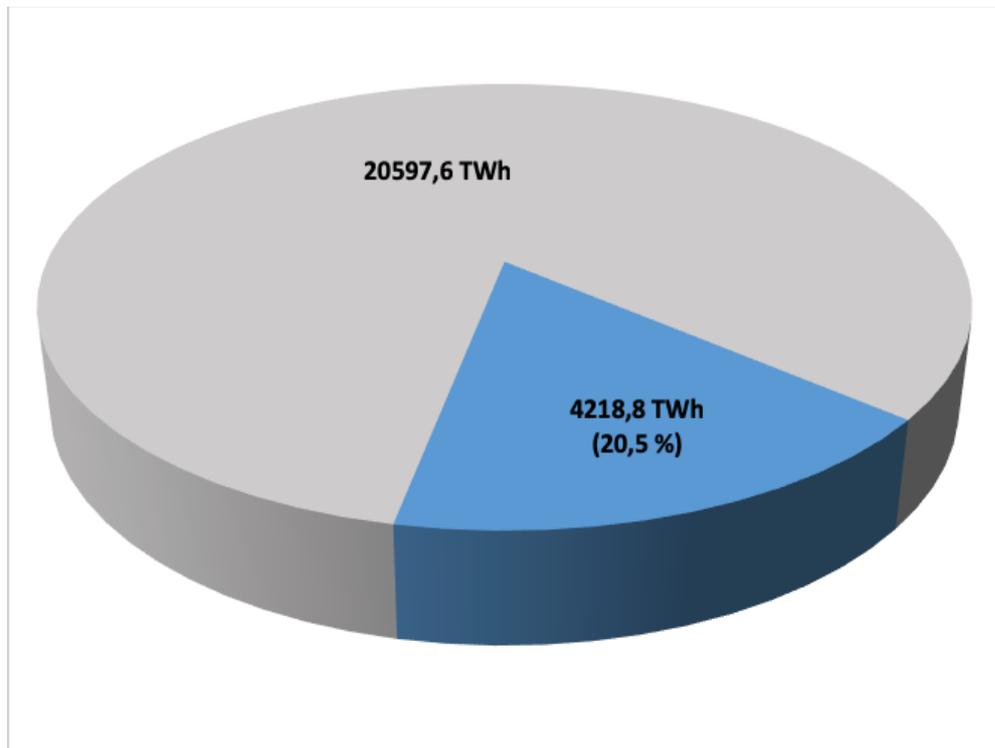


Figura 1.1 - Consumo di energia frigorifera rispetto al consumo di energia elettrica globale (2016)

4218.8 [TWh] è il consumo di energia elettrica globale per la refrigerazione, il quale corrisponde a circa 1.6 milioni di unità di refrigerazione nel mondo e al 17 % dell'energia elettrica consumata globalmente nel 2016. Di queste 1.6 milioni di unità, come rappresentato nella figura 1.2, il 70% appartiene al settore alimentare e alla distribuzione in dettaglio: \approx 1.2 milioni di unità, ovvero 2953.16 [TWh] [3].

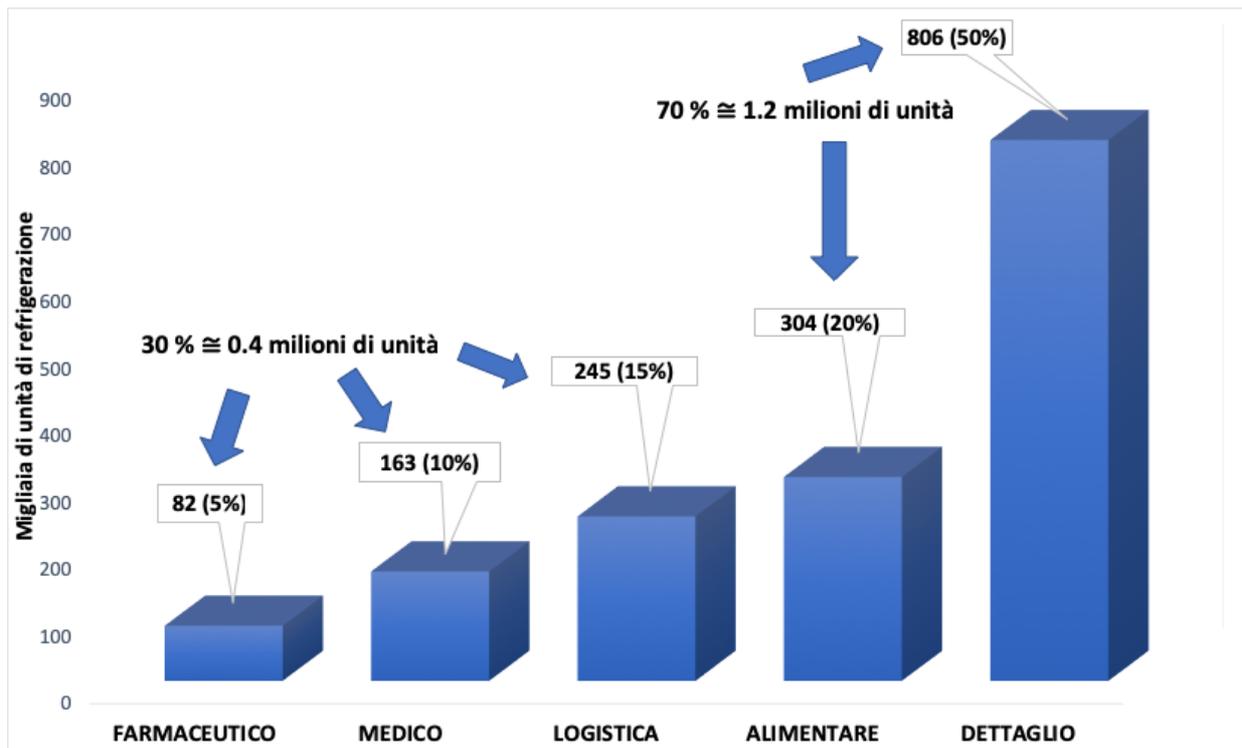


Figura 1.2 - Mercato della refrigerazione globale, 2016 (unità per settore)

Secondo le stime IRR [3], circa il 7.8% delle emissioni GHG sono attribuite al settore della refrigerazione (~ 4.14 [GtCO₂eq]). Di queste, circa il 37% è dovuto a impatti diretti (perdite) di fluidi refrigeranti (in particolare CFCs, HCFCs e HFCs), mentre 63% è dovuto a emissioni indirette per l'energia elettrica assorbita e prodotta da parte di impianti di generazione elettrica a combustibile fossile. Per ridurre l'impatto globale in termini di CO₂, ci si concentra su due obiettivi principali:

- Riduzione delle emissioni dirette dei refrigeranti: riduzione delle perdite, sviluppo di nuovi fluidi a impatto ambientale nullo o trascurabile, sviluppo di nuove tecnologie alternative alla compressione di vapore, addestramento dei tecnici;
- Riduzione dell'energia primaria assorbita tramite un incremento di efficienza degli impianti di refrigerazione.

1.3.1 Classificazione dei fluidi frigoriferi e parametri ambientali

Esistono due grandi famiglie di fluidi frigoriferi [4]:

- Fluidi naturali: fluidi presenti in natura (principalmente H₂O, CO₂, NH₃ e idrocarburi);
- Fluidi sintetici: fluidi progettati e sviluppati appositamente per i cicli frigoriferi, tramite processi industriali e sotto brevetto. Sono sintetizzati a partire dagli idrocarburi a catena paraffinica (C_nH_{2n+2}), per sostituzione di tutti o parte degli atomi di H con Cl e F e sono suddivisi in tre classi principali: CFC (Cloro Fluoro Carburi), HCFC (Idro Cloro Fluoro Carburi) e HFC (Idro Fluoro Carburi). È bene menzionare anche le miscele di fluidi, ottenuti tramite miscelazione di due o più fluidi frigoriferi, e con proprietà diverse rispetto ai fluidi di partenza.

I fluidi naturali inorganici vengono classificati secondo la nomenclatura ASHRAE R7YZ, dove YZ è la massa molecolare della sostanza considerata ($\left[\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}\right]$). Per quanto riguarda i fluidi sintetici, la codifica ASHRAE è RXYZ, dove:

- X = C - 1;
- Y = H + 1;
- Z = F.

Gli atomi di Cl, se presenti, si ricavano per differenza. Le miscele presentano la nomenclatura R4YZ (dove anche in questo caso YZ è la massa molecolare della sostanza considerata) se si tratta di miscele zeotropiche, mentre R5YZ nel caso di miscele azeotropiche.

Per quantificare gli impatti ambientali dei fluidi frigoriferi, si utilizzano due parametri: GWP e ODP. Il parametro ODP (“Ozone Depletion Potential”) quantifica gli effetti delle sostanze chimiche (quindi compresi i fluidi frigoriferi) sull’ozono. L’ossigeno e l’ozono sono presenti in atmosfera secondo la seguente reazione di equilibrio:



Alcune sostanze chimiche, come Cl e Br, catalizzano la reazione spostando l’equilibrio di reazione verso sinistra, ovvero distruggendo l’ozono atmosferico. Il parametro ODP è riferito al CFC R11 (CFCl₃), il quale presenta tre atomi di Cl all’interno della sua molecola; per R11 ODP = 1. Per una qualunque altra sostanza ODP = x significa che un grammo della sostanza considerata produce sull’ozono lo stesso effetto di x grammi di R11.

Il secondo parametro ambientale caratteristico dei fluidi frigoriferi è GWP (“Global Warming Potential”); esso esprime il contributo all’effetto serra di una sostanza rispetto alla CO₂, presa come riferimento, con GWP = 1. Per una sostanza GWP = x significa che un grammo della sostanza considerata produce sull’effetto serra lo stesso contributo di x grammi di CO₂. Il parametro GWP è riferito a uno specifico periodo temporale (generalmente 100 anni).

Tipicamente, si definisce l'effetto complessivo di una macchina frigorifera sull'effetto serra attraverso il parametro TEWI ("Total Equipment Warming Impact"), così definito:

$$TEWI = M GWP + \alpha_{CO_2} W_{el} \tau \quad [kg_{CO_2}] \quad (1.2)$$

Dove:

- M [kg] è la massa di refrigerante complessivamente dispersa in atmosfera durante la vita della macchina;
- GWP è il parametro relativo al gas refrigerante considerato;
- $\alpha_{CO_2} \left[\frac{kg_{CO_2}}{kWh} \right]$ è un parametro relativo all'emissione di una singola nazione, legato al combustibile e alle tecnologie utilizzate;
- τ [h] è il tempo di vita della macchina;
- W_{el} è la potenza elettrica mediamente assorbita dalla macchina.

2 Descrizione dell'azienda alimentare

L'azienda presa in considerazione è una multinazionale italiana, appartenente al settore alimentare dolciario. Facendo riferimento all'anno fiscale 2015/2016 (1° settembre 2015 – 31 agosto 2016), il gruppo ha generato circa 1.2 milioni di tonnellate di prodotto con un fatturato netto consolidato di circa 10 miliardi di €.

Il gruppo è presente in 55 paesi del mondo, tra cui Italia, Francia e Germania, per un totale di 22 stabilimenti produttivi [5].

2.1 I consumi del gruppo e la produzione di energia

Il gruppo, in quanto industria dolciaria, utilizza nelle proprie ricette materie prime provenienti principalmente da zone tropicali. La quantità di materie prime utilizzate in tutti gli stabilimenti per la produzione del prodotto finito si attesta a circa 2 milioni di tonnellate [5].

Per quanto riguarda l'acqua, il gruppo consuma circa 4.3 milioni di [m³], proveniente principalmente da acquedotto, pozzo e fiume. Facendo riferimento all'energia, essa viene considerata la linfa vitale della produzione industriale in quanto, tutti i processi produttivi richiedono, in diversa misura e in diverse forme, di essere continuamente alimentati; nell'UE infatti, il consumo energetico per i processi produttivi alimentari si aggira intorno al 7% dei consumi totali. Il consumo di energia complessivo del gruppo, nell'anno 2015/2016, è riportato nella seguente figura [5].

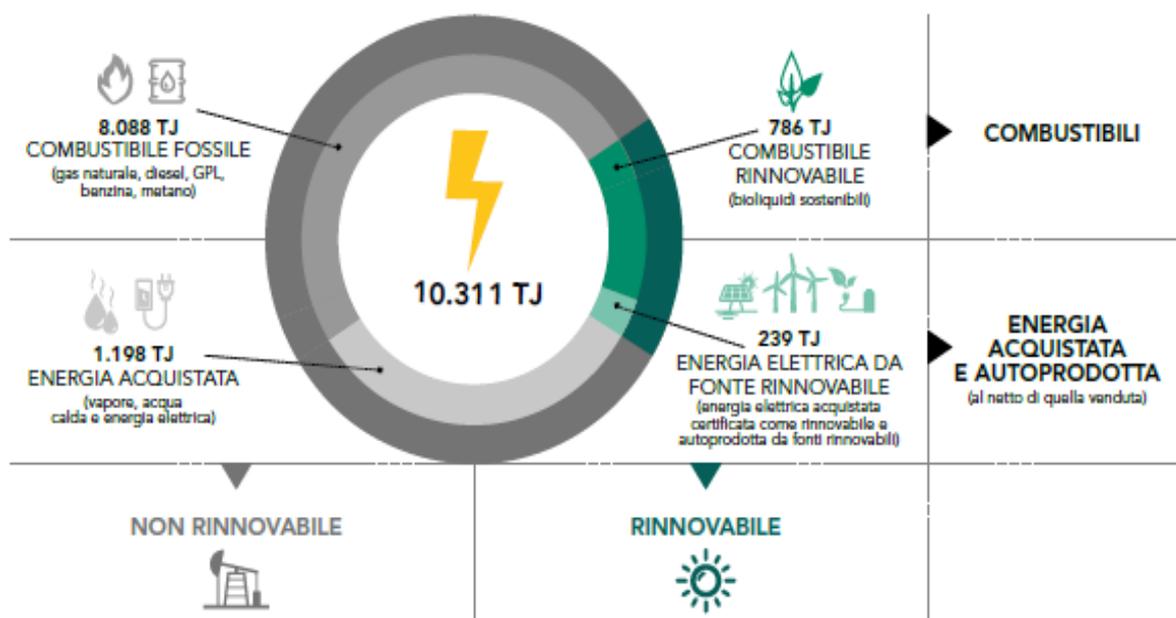


Figura 2.1 - Consumi di energia del Gruppo nell'anno fiscale 2015/2016

L'elettricità e il gas naturale sono le due principali fonti energetiche del Gruppo, e rappresentano più del 90% del consumo totale di energia dei siti produttivi e dei magazzini gestiti direttamente. Per quanto riguarda la produzione di energia, il gruppo ha puntato molto sulla realizzazione di impianti di cogenerazione (attualmente ne dispone 11), principalmente a gas naturale, affiancati da impianti a fonte rinnovabile. Per l'82% dei casi, si tratta di impianti di trigenerazione, ovvero capaci di produrre energia elettrica, termica e frigorifera tramite macchine frigorifere ad assorbimento.

Grazie agli impianti attivi installati, il Gruppo è riuscito a produrre circa il 50,6% di energia elettrica rispetto al fabbisogno complessivo degli stabilimenti nel 2015/2016. Nell'anno 2017/2018, il combustibile utilizzato per la cogenerazione è stato pari a circa 2 milioni di kWh, il quale ha consentito di produrre circa 700'000 kWh di energia elettrica lorda e circa 600'000 kWh di energia termica [5].

2.2 Produzione di freddo

Il freddo viene prodotto all'interno degli stabilimenti per il condizionamento degli edifici (locali produttivi, magazzini e uffici interni agli stabilimenti) e/o per l'impiego diretto all'interno del processo produttivo. Il freddo in generale viene prodotto sia tramite cicli frigoriferi a compressione di vapore che tramite cicli ad assorbimento, a seconda del sito considerato. Gli impianti di trigenerazione, precedentemente descritti, producono freddo tramite cicli ad assorbimento. Nel caso di cicli a compressione di vapore, essi vengono alimentati tramite energia elettrica prodotta dalle turbine degli impianti di trigenerazione. In entrambi i casi, dal momento che la produzione di freddo è essa stessa un processo produttivo interno allo stabilimento, vengono utilizzate risorse (energia elettrica o energia termica a seconda della tecnologia utilizzata per la produzione) autoprodotte e non acquistate da enti esterni agli stabilimenti.

Nell'anno fiscale 2017/2018, trattato in parte nei successivi capitoli dell'elaborato, lo stabilimento in esame ha avuto i consumi elettrici e di freddo riportati nella tabella 2.1.

Tabella 2.1 - Consumi elettrici per condizionamento e globali dello stabilimento

Mese considerato	Consumi elettrici centrali frigorifere [MWh]	Consumi elettrici totali [MWh]
settembre 2017	2590	20727
ottobre 2017	2056	19557
novembre 2017	1195	16921
dicembre 2017	621	13381
gennaio 2018	950	15637

febbraio 2018	682	13146
marzo 2018	998	13946
aprile 2018	1662	12668
maggio 2018	2454	16716
giugno 2018	2993	18363
luglio 2018	3017	15763
agosto 2018	3554	22092
Totale	22772	198917

I consumi elettrici per il condizionamento (relativi alla centrale frigorifera 1, descritta nel paragrafo successivo), riportati nella seconda colonna della tabella 2.1 e successivamente nella figura 2.2, rappresentano circa il 10% del consumo elettrico totale dello stabilimento.

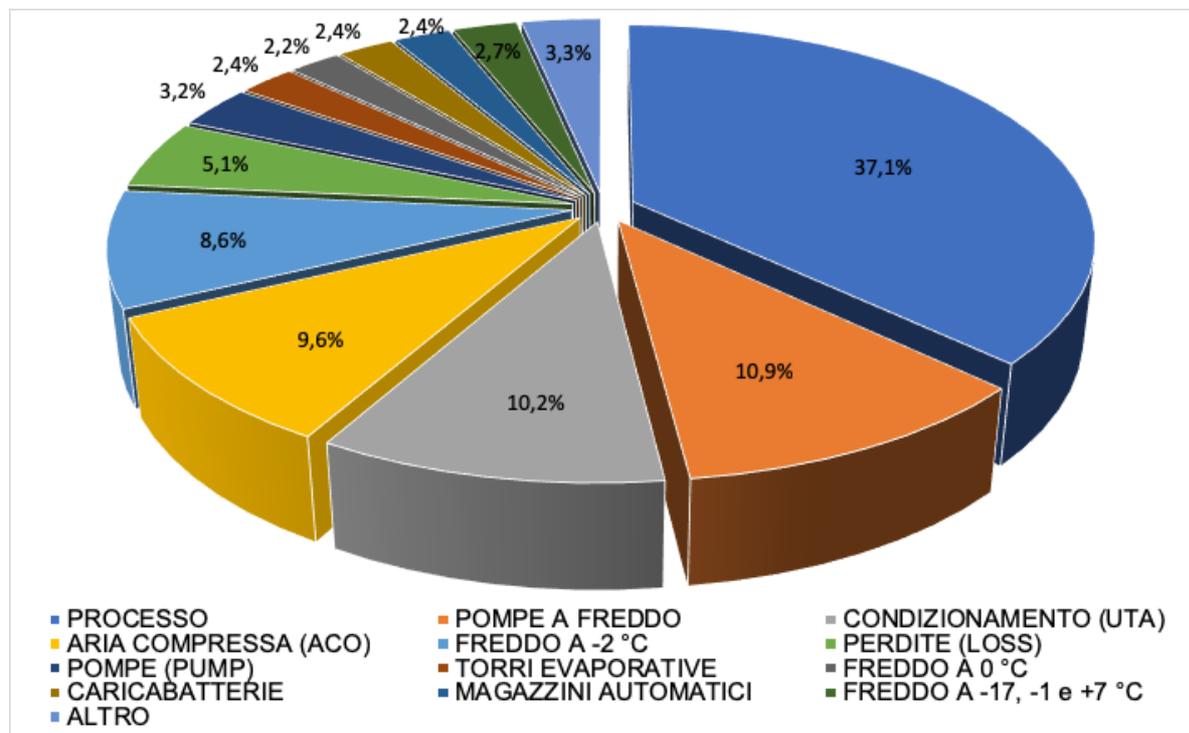


Figura 2.2 - Ripartizione dei consumi elettrici dello stabilimento

La figura 2.2 riporta la suddivisione percentuale dei consumi elettrici della fabbrica rispetto al totale riportato nella tabella 2.1. Come spiegato in precedenza, un 10% circa appartiene alla centrale frigorifera 1 per il condizionamento, oggetto di analisi all'interno dell'elaborato. In generale, i consumi per la produzione di freddo si attestano circa al 40% (comprende freddo a -17, -2, -1, 0 e +7 [°C], torri evaporative, magazzini automatici e condizionamento). Questo valore sottolinea l'importanza che ha la produzione di freddo all'interno di uno stabilimento alimentare di grandi dimensioni.

3 Gruppi frigoriferi e centrale 1

3.1 Descrizione generale

La centrale frigorifera 1, oggetto di studio di questa tesi, permette il raffrescamento (condizionamento degli ambienti e controllo dell'umidità dell'aria) dei locali produttivi attraverso batterie di unità di trattamento aria, localizzate in corrispondenza delle utenze. Essa serve anche una zona dello stabilimento chiamata "magazzino automatico", usata per lo stoccaggio di alcune tipologie di prodotti e per il raggiungimento delle corrette proprietà organolettiche necessarie per la messa in vendita. Una parte di questa centrale produce anche acqua fredda di processo attraverso macchine frigorifere apposite, non oggetto di studio in questa analisi.

Il fluido termovettore usato per la distribuzione è la salamoia, una soluzione di acqua e fluido antigelo (soluzione con 21% di CaCl_2) così realizzata per scongiurarne il congelamento all'interno delle tubazioni. Le tubazioni contenenti la salamoia si collegano al magazzino automatico, posto a ridosso della centrale 1, attraverso un anello chiuso e separato dal resto dello stabilimento. Un secondo circuito distribuisce la salamoia refrigerata attraverso una rete di tubazioni sospese alle varie UTA, collegate al circuito primario tramite un sistema di valvole a tre vie.

Esistono anche altre centrali dislocate all'interno dello stabilimento. La centrale frigorifera 2 utilizza lo stesso circuito di distribuzione della centrale 1 e viene utilizzata solo in casi di necessità, soprattutto nei mesi estivi di maggiore richiesta, per adeguare la produzione di freddo al carico. La centrale 3 produce freddo a bassa temperatura (-17 [°C]) tramite una miscela di acqua e glicole, necessario alla lavorazione di determinate tipologie di prodotti. Le centrali 4, 5, 6 e 7 producono per il processo produttivo, come la centrale 3, freddo a una temperatura compresa tra -1 e 0 [°C]. Infine, la centrale 8 è utilizzata per la climatizzazione di locali esterni allo stabilimento.

3.2 Centrale frigo 1

La centrale frigorifera 1 dispone di sette macchine in totale. Come precedentemente accennato, due di queste (Trane 1 e Trane 2) servono il magazzino automatico; le rimanenti invece (Trane 5, Trane 7, Trane 8, Trane 9 e McQuay) alimentano le UTA per il raffrescamento dei locali produttivi. Ogni macchina è posta all'interno di un cabinato e sono tutte collocate all'interno della stessa struttura. Il cabinato che racchiude ogni macchina ha funzione di isolamento acustico e di suddivisione e organizzazione; internamente, è presente un ventilatore che consente il ricambio di aria e la rimozione del calore prodotto dal funzionamento della macchina.

Tutte le macchine utilizzano come refrigerante il fluido R134a, appartenente alla famiglia HFC. Fa eccezione Trane 9, che utilizza una miscela di fluidi con nomenclatura R1233zd(E) e appartenente alla famiglia degli HFO. Di seguito la tabella 3.1 mostra la quantità di refrigerante installato per macchina e il relativo impatto (in caso di completo rilascio in ambiente del gas) in termini di CO₂.

Tabella 3.1 - Macchine installate e fluidi frigoriferi utilizzati

Macchina e fluido	Quantità di fluido [kg]	t CO₂ eq.
Trane 1 – R134a	318	454.74 ¹
Trane 2 – R134a	318	454.74
Trane 5 – R134a	646	923.78
Trane 7 - R134a	646	923.78
Trane 8 - R134a	646	923.78
Trane 9 – R1233zd(E)	771	3.855 ²
McQuay - R134a	1756	2511.08

¹ GWP = 1430 nel caso di R134a.

² GWP = 5 nel caso di R1233zd(e) secondo IPCC - AR5.

Le macchine sono collegate alle utenze dello stabilimento secondo il layout rappresentato nella figura 3.1.

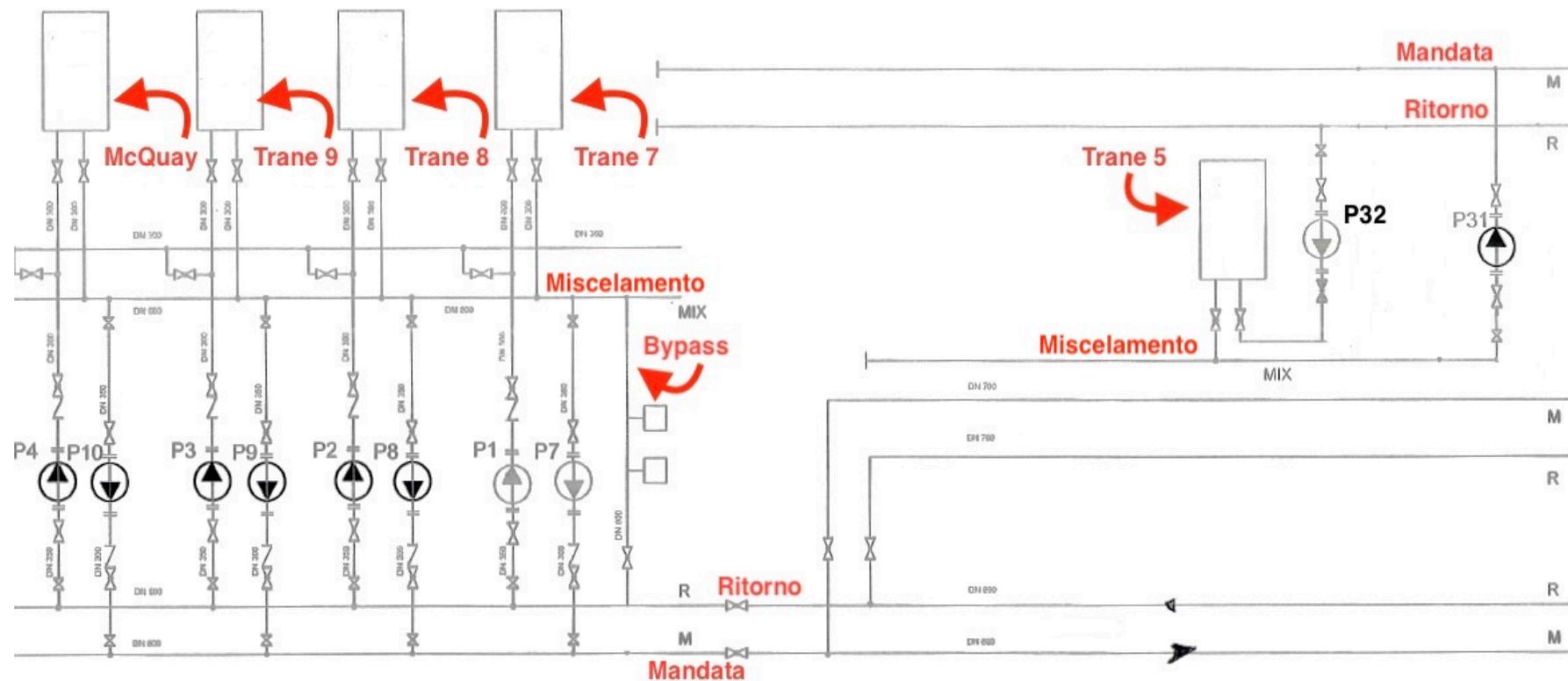


Figura 3.1 - Rappresentazione schematica delle macchine a servizio dello stabilimento e del sistema di regolazione tramite bypass

La figura 3.1 rappresenta uno schema concettuale del collegamento delle macchine frigorifere (produzione di salamoia per raffrescamento dei locali dello stabilimento) e del sistema di regolazione della distribuzione tramite bypass. Ogni macchina presenta un sistema di pompaggio che preleva salamoia dalla tubazione di ritorno (indicata con R in basso e in alto): pompa P4 per McQuay, pompa P3 per Trane 9, pompa P2 per Trane 8, pompa P1 per Trane 7 e pompa P32 per Trane 5. Questi pompaggi servono per la circolazione del fluido all'interno dell'evaporatore delle macchine. Il fluido freddo prodotto, in uscita dagli evaporatori, viene fatto fluire in una tubazione di miscelamento anteposta tra il ritorno e la mandata.

Analoghe pompe sono installate tra la tubazione detta di miscelamento e la tubazione di mandata. Esse servono per far fluire il fluido salamoia all'interno della rete di distribuzione vincendo in questo modo le perdite di carico del circuito: pompa P10 per McQuay, pompa P9 per Trane 9, pompa P8 per Trane 8, pompa P7 per Trane 7 e pompa P31 per Trane 5.

Come si evince dalla figura 3.1, Trane 5 non è collegato insieme alle altre macchine. Il motivo è che è stato aggiunto in seguito alla costruzione di un nuovo reparto produttivo. Quindi, quando Trane 5 è in funzione serve tale reparto produttivo. La tubazione di mandata di Trane 5 e quella di mandata dalle altre macchine (stesso discorso per le tubazioni di ritorno) sono unite attraverso una tubazione e una valvola: quando il reparto produttivo in questione richiede un carico di freddo maggiore di quello che è in grado di soddisfare Trane 5, la valvola viene aperta in modo da unire le due tubazioni di mandata e consentire alle altre macchine di soddisfare la parte di carico non coperta. Per lo stesso motivo, quando Trane 5 non è in funzione, il carico di questo reparto può essere coperto interamente dalle altre macchine.

Il bypass è costituito da una tubazione che mette in comunicazione la tubazione di miscelamento con quella di ritorno. Dal momento che i sistemi di pompaggio precedentemente descritti non hanno possibilità di regolazione tramite inverter, la regolazione viene eseguita tramite accensioni/spegnimenti. In determinate situazioni, quando il carico richiesto dalle utenze diminuisce, ovvero la pressione misurata nel sistema di tubazioni di ritorno non rientra in un intervallo prestabilito dai gestori³ (di conseguenza la temperatura di salamoia ritorna bassa alla centrale in quanto una parte dell'energia frigorifera non è stata utilizzata), il sistema di pompaggio dalla tubazione di miscelamento verso la mandata lavora meno (ad esempio tenendo spenti uno o più sistemi di pompaggio), per cui elabora meno portata. In questa situazione si crea uno squilibrio tra la portata che fluisce nella tubazione di mandata e quella di ritorno: il bypass serve per ripristinare l'equilibrio tra le due tubazioni, per cui una parte di portata fluisce dalla tubazione di ritorno a quella di miscelamento (creando inefficienze in quanto la portata fredda prodotta dalle macchine è miscelata con la portata più calda di ritorno dalle utenze). Quanto appena descritto rappresenta un sistema di regolazione semplice ma efficace, soprattutto perché il sistema di

³ La pressione misurata sulla tubazione di ritorno deve assumere valori compresi tra 3.5 – 4 [bar].

distribuzione è molto complesso in quanto si estende per una lunghezza complessiva compresa tra i 10 e i 20 [km].

Per quanto riguarda le singole macchine, nel seguito del paragrafo viene riportata la descrizione di alcune macchine frigorifere e il funzionamento sul ciclo termodinamico. Trane 9 ha una taglia di 3000 [kW] e utilizza come fluido refrigerante una miscela di fluidi R-1233zd(E), non infiammabile e appartenente alla famiglia delle olefine. La figura 3.2 riporta un diagramma funzionale di funzionamento della macchina in questione [6].

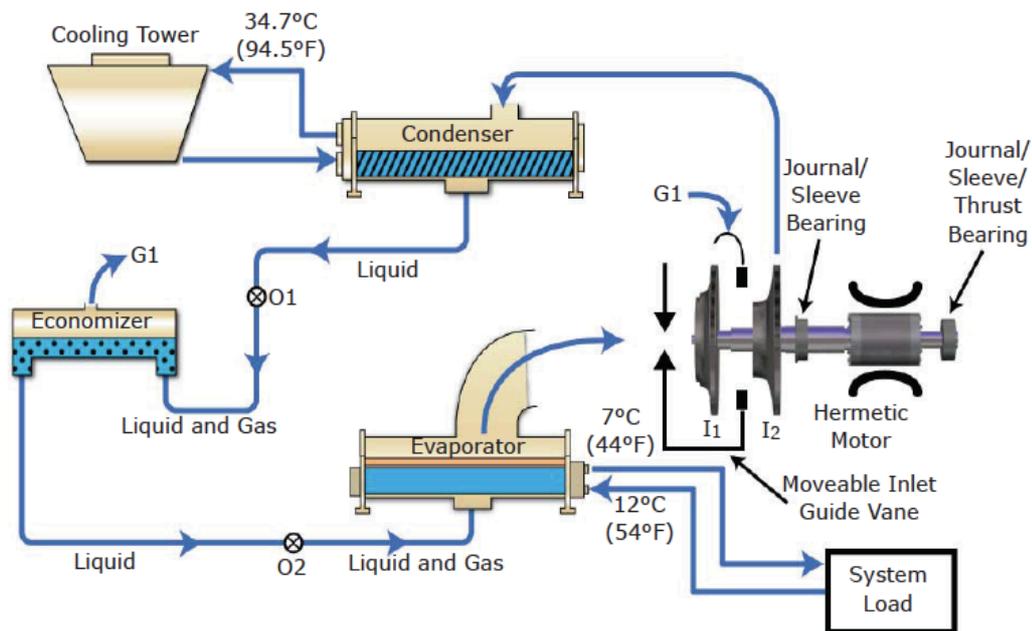


Figura 3.2 - Diagramma funzionale di Trane 9

Le temperature di riferimento all'evaporatore e al condensatore sono:

- $T_{\text{eva,in}} = 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $T_{\text{eva,out}} = - 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- $T_{\text{cond,in}} = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $T_{\text{eva,out}} = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Il motore che alimenta il compressore (a tre stadi) è ermetico e raffreddato dal fluido refrigerante, in modo da massimizzare la vita utile del motore. Per la spiegazione del funzionamento della macchina, è utile introdurre il diagramma sul ciclo termodinamico [6].

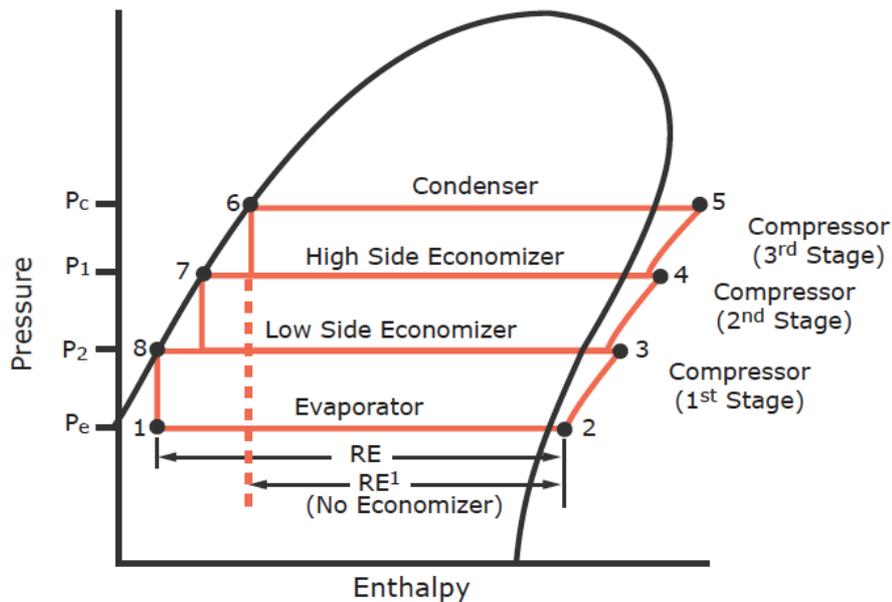


Figura 3.3 – Diagramma pressione-entalpia di Trane 9

La miscela di refrigerante liquido-gas entra nell'evaporatore (punto 1) per poi abbandonarlo (punto 2) sotto forma di vapore in quanto ha assorbito calore dalla salamoia circolante all'interno dello scambiatore. Successivamente, il refrigerante fluisce nel primo stadio del compressore. Il primo stadio del compressore preleva il gas refrigerante dall'evaporatore e ne aumenta temperatura e pressione (punto 3).

Il fluido uscente dal primo stadio del compressore viene miscelato con gas refrigerante più freddo proveniente dalla sezione a bassa pressione dell'economizzatore. La miscelazione abbassa l'entalpia della miscela prima dell'ingresso al secondo stadio di compressione. La girante del secondo stadio accelera il gas, aumentando ulteriormente la sua temperatura e pressione (punto 4). Il gas refrigerante che esce dal secondo stadio del compressore viene miscelato con del fluido più freddo, proveniente dalla seconda sezione a più alta pressione dell'economizzatore. Anche questa miscelazione abbassa l'entalpia del gas in ingresso alla terza fase del compressore. La girante del terzo stadio accelera il gas, aumentando ulteriormente la temperatura e la pressione (punto 5 alla pressione P_c), per poi scaricarlo nel condensatore. Il gas refrigerante entra nel condensatore e rilascia calore all'acqua di raffreddamento circolante nel condensatore. Il rilascio di calore all'acqua permette il raffreddamento e la condensazione del fluido refrigerante (punto 6).

Il refrigerante allo stato liquido che lascia il condensatore (punto 6) scorre attraverso la prima valvola di espansione ed entra nella sezione ad alta pressione dell'economizzatore (P_1), raffreddandosi ulteriormente e portandosi nel punto 7.

Il refrigerante che lascia l'economizzatore ad alta pressione attraversa una seconda valvola ed entra nel secondo livello dell'economizzatore, raffreddandosi ulteriormente (punto 8). Infine,

il liquido che lascia l'economizzatore (punto 8) viene ulteriormente espanso fino al punto 1 (Pe). Il vantaggio principale dell'utilizzo dell'economizzatore è un guadagno di circa il 7% rispetto a non utilizzarlo (visibile confrontando i segmenti RE e RE¹ nella figura 3.3).

Per quanto riguarda le altre macchine, la figura che segue riporta il ciclo termodinamico delle macchine utilizzanti R134a: in particolare Trane 7, Trane 8 e Trane 5. Tutte e tre le macchine hanno taglia pari a 2240 [kW].

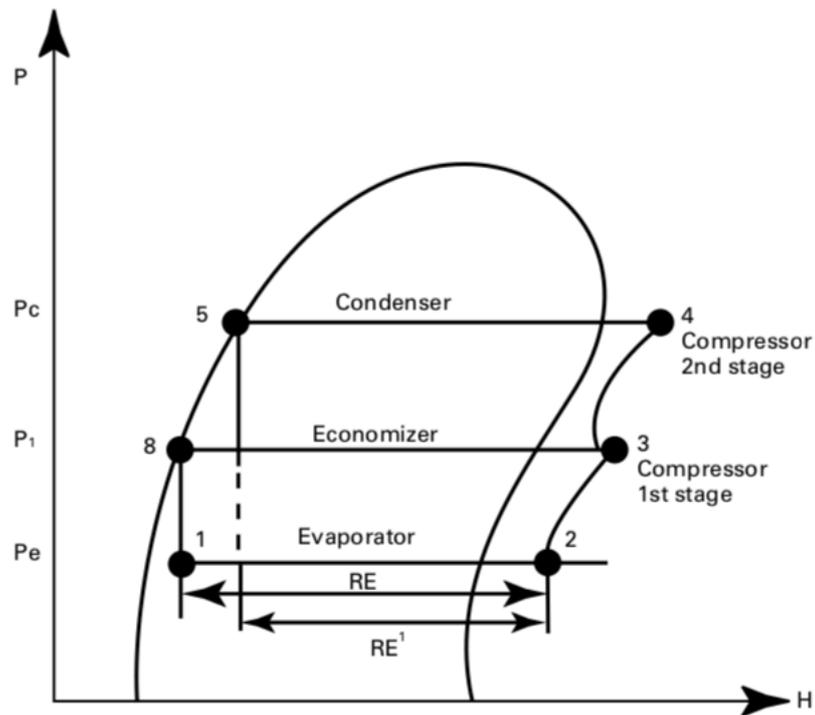


Figura 3.4 – Diagramma pressione-entalpia di Trane5, Trane 7 e Trane 8

Il funzionamento di queste macchine è identico a quello di Trane 9, con la differenza che l'economizzatore non è suddiviso in due sezioni (una ad alta pressione e una a bassa pressione). La compressione di conseguenza avviene tramite due stadi anziché tre.

Considerando Trane 1 e Trane 2, entrambe utilizzano come fluido refrigerante il fluido R134a. Rispetto a Trane 5,7 e 8 hanno taglia inferiore, pari a 1000 [kW]. Il funzionamento è analogo alle tre macchine precedenti, con un unico stadio di compressione e senza economizzatore. Nell'immagine che segue (figura 3.5) viene riportato il ciclo termodinamico sul piano pressione-entalpia.

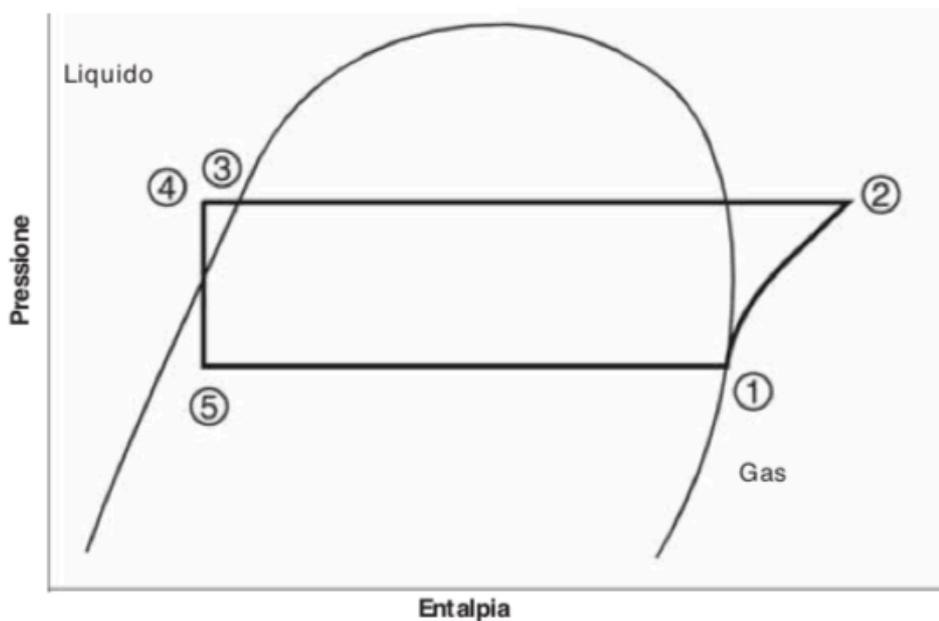


Figura 3.5 – Diagramma pressione-entalpia di Trane 1 e Trane 2

3.2.1 Elaborazione dei dati di CF1

Dal momento che lo stabilimento e il magazzino centrale sono serviti da circuiti di distribuzione del freddo fisicamente separati tra di loro, l'analisi è stata effettuata considerando le due annesse parti di impianto come non collegate e indipendenti tra loro, anche se tutte le macchine sono fisicamente collocate all'interno della medesima struttura.

I dati disponibili sono prelevati ogni quattro ore da operatori specializzati e riportati su moduli cartacei prestampati. I parametri prelevati dagli operatori e riportati su carta vengono letti su pannelli elettronici posti a bordo macchina e installati dai costruttori. I mesi oggetto dell'analisi sono i seguenti:

- Due mesi estivi e di alta produzione: luglio 2018 e agosto 2018;
- Due mesi invernali e di bassa produzione: gennaio 2018 e febbraio 2018;
- Due mesi intermedi e di alta produzione: settembre 2017 e giugno 2018.

Il periodo di alta produttività per l'azienda inizia nel mese di giugno, per terminare all'incirca nel mese di settembre/ottobre. Durante questa fase, lo stabilimento ha un'alta concentrazione di personale negli uffici e nella fabbrica in quanto alta è la produzione di prodotti dolciari. Al contrario, durante il resto dell'anno sia la produzione che la presenza di personale sono ridotti.

Il software utilizzato per l'acquisizione dei dati è Microsoft Excel, mentre il software utilizzato nell'elaborazione dei dati e nei successi paragrafi è MATLAB R2018b. Nella seguente figura 3.4 è riportato un estratto del file Excel utilizzato per l'acquisizione dei dati.

B	C	D	H	I	J	N	O	P	AB	AC	AD
Mese	Giorno	Ora	A - T1 [A]	Tsal - T1 [°C]	h - T1	A - T7 [A]	Tsal - T7 [°C]	h - T7	T_sal_global_in [°C]	T_sal_global_out [°C]	T_sal_5_in [°C]
8	31	8	284,7674419	-0,4	4	49	3,7	4	6	3	9,5
8	31	12	293,9534884	-0,4	4	49	4,2	4	6,6	3,5	10,1
8	31	16	293,9534884	-0,5	4	49	3,4	4	6,3	3,1	9,8
8	31	20	284,7674419	-0,4	4	49	2,6	4	5,1	2	8,6
8	31	24	280,1744186	-0,4	4	0	0	0	4,6	1,3	8,1
8	31	4	280,1744186	-0,4	4	0	0	0	4,6	1,4	8,1
8	30	8	275,5813953	-0,4	4	48	0,2	4	2,8	-0,2	6,3
8	30	12	280,1744186	-0,4	4	49	2,5	4	5,1	1,9	8,6
8	30	16	284,7674419	-0,4	4	49	5,5	4	7,8	4,7	11,3
8	30	20	289,3604651	-0,4	4	49	6,6	4	8,9	5,9	12,4
8	30	24	303,1395349	-0,4	4	49	5,4	4	7,9	4,9	11,4
8	30	4	289,3604651	-0,4	4	49	4,5	4	6,8	3,8	10,3
8	29	8	266,3953488	-0,3	4	0	0	0	5,8	2,7	9,3
8	29	12	293,9534884	-0,4	4	0	0	0	7,6	4,3	11,1
8	29	16	307,7325581	-0,4	4	49	7,1	1,5	9,4	6,3	12,9
8	29	20	312,3255814	-0,4	4	49	6,8	4	9,2	6,1	12,7
8	29	24	284,7674419	-0,3	4	49	3,6	4	6,4	3,1	9,9
8	29	4	280,1744186	-0,4	4	49	1,1	4	3,9	0,6	7,4
8	28	8	284,7674419	-0,4	4	0	0	0	3,9	0,9	7,4
8	28	12	293,9534884	-0,3	4	0	0	0	6,6	3,4	10,1
8	28	16	312,3255814	-0,4	4	0	0	0	8,7	5,3	12,2
8	28	20	312,3255814	-0,5	4	0	0	0	8,5	5,3	12
8	28	24	280,1744186	-0,5	4	0	0	0	7,4	4,2	10,9
8	28	4	270,9883721	-0,4	4	0	0	0	6,2	3	9,7
8	27	8	266,3953488	-0,4	4	0	0	0	4,3	2,2	7,8
8	27	12	303,1395349	-0,4	4	0	0	0	8,6	6,1	12,1
8	27	16	293,9534884	-0,3	4	0	0	0	7,1	4	10,6
8	27	20	293,9534884	-0,4	4	0	0	0	6,9	3,8	10,4
8	27	24	289,3604651	-0,3	4	0	0	0	6	2,9	9,5
8	27	4	284,7674419	-0,4	4	0	0	0	4,9	1,9	8,4

Figura 3.6 - Estratto del file Excel

Le prime tre colonne contengono le informazioni relative all'ora del giorno considerato. Le colonne successive sono suddivise per macchina: di ognuna sono disponibili informazioni relative all'assorbimento elettrico, misurato in Ampere, alle ore di funzionamento e alla temperatura di salamoia, misurata in gradi Celsius. La colonna AB rappresenta la temperatura di ritorno di salamoia dallo stabilimento, misurata a monte del collettore di ritorno. La colonna AC rappresenta la temperatura di salamoia di mandata allo stabilimento. L'ultima colonna rappresenta la temperatura di ritorno di salamoia alla macchina Trane 5. Tutte e tre le temperature sono misurate in gradi Celsius.

Per l'analisi energetica delle macchine, è stato scelto di utilizzare i seguenti parametri di riferimento:

1. Efficienza o rendimento termodinamico: in un processo di conversione di energia, l'efficienza di una macchina è definita come il rapporto tra l'effetto utile e l'energia impiegata per produrlo. Nel caso di una macchina operatrice (in funzionamento a frigorifero), l'effetto utile è rappresentato dall'energia frigorifera prodotta mentre l'energia spesa è quella fornita al compressore per la compressione del gas refrigerante. Considerando il ciclo termodinamico di riferimento di una macchina a compressione di vapore rappresentato nella figura 3.7, l'efficienza può essere vista anche graficamente.

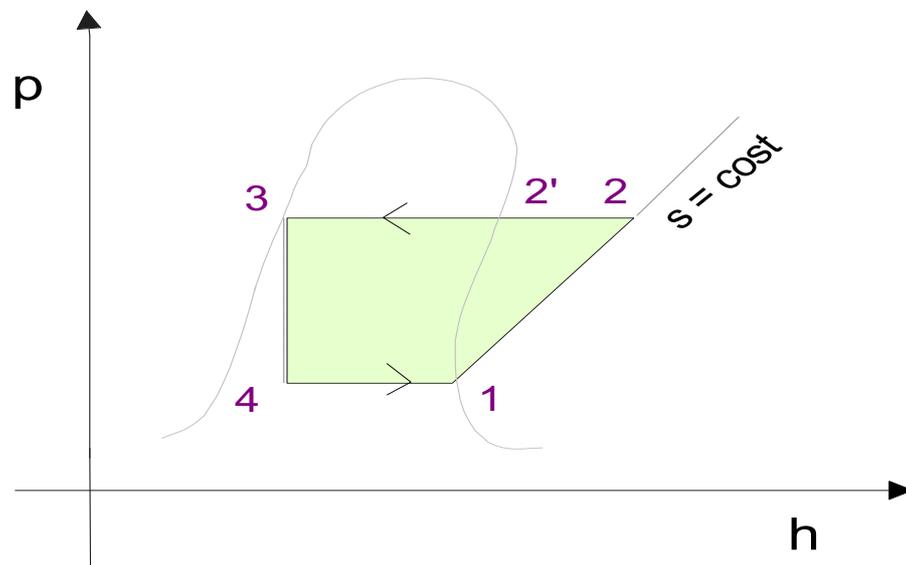


Figura 3.7 - Ciclo termodinamico di una macchina frigorifera tipo a compressione di vapore

Il lavoro di compressione è il seguente:

$$|\dot{W}| = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

La potenza frigorifera è la seguente:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (3.2)$$

L'efficienza è quindi data dal rapporto:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \Rightarrow \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

2. Percentuale di carico di macchina: parametro che identifica le condizioni di lavoro a cui si trova una macchina.

3.2.1.1 Stabilimento

Dal momento che i dati vengono registrati dal personale ogni 4 ore, per ciascun giorno del mese sono disponibili sei misure: alle 8 del mattino, alle 12, alle 16, alle 20 di sera e alle 4 di notte.

Il carico di macchina è stato calcolato, ogni quattro ore, attraverso l'equazione 3.4:

$$\% CARICO_i = \frac{I_{reale,i}}{I_{nom,i}} * 100 \quad (3.4)$$

Dove:

- $I_{reale,i}$ rappresenta il valore di corrente reale assorbito dall'i-esima macchina, letto dagli operatori a bordo macchina;
- $I_{nom,i}$ rappresenta il valore di corrente nominale fornito dal produttore dell'i-esima macchina.

La procedura di calcolo è stata applicata ad ognuna delle cinque macchine considerate. È stato inoltre calcolato anche un valore medio giornaliero, ottenuto tramite la media aritmetica dei sei valori orari.

Per quanto riguarda il COP, è stata utilizzata la seguente equazione 3.5:

$$COP_i = \frac{G_i C_p (T_{sal,i} - T_{sal,rit})}{\sqrt{3} \cos \varphi I_{reale,i} V_{nom,i}} \quad (3.5)$$

Dove:

- G_i è la portata di mandata di salamoia dell'i-esima macchina;

- C_p è il calore specifico della salamoia, considerato costante dal momento che la variazione di temperatura del fluido è sempre < 10 [°C], espresso in $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right]$;
- $T_{sal,i}$ è la temperatura di salamoia di mandata dell' i -esima macchina, misurata all'uscita dell'evaporatore;
- $T_{sal,rit}$ rappresenta la temperatura di salamoia di ritorno della salamoia dallo stabilimento, misurata a livello del collettore di raccolta posto a monte delle macchine frigorifere;
- $I_{reale,i}$ rappresenta il valore di corrente reale assorbita dall' i -esima macchina;
- $V_{nom,i}$ rappresenta il valore di tensione nominale fornito dal produttore dell' i -esima macchina;
- $\cos \varphi$ è il fattore di potenza, considerato costante e uguale per tutte le macchine.

L'equazione 3.5 è stata applicata alle macchine Trane 7, Trane 8, Trane 9 e McQuay. Per quanto riguarda Trane 5, è stata utilizzata l'equazione 3.6, del tutto simile alla precedente.

$$COP_5 = \frac{G_5 C_p (T_{sal,5} - T_{sal,rit,5})}{\sqrt{3} \cos \varphi I_{reale,5} V_{nom,5}} \quad (3.6)$$

L'equazione 3.6 differisce dalla 3.5 per quanto riguarda la temperatura di ritorno di salamoia, di Trane 5. Dal momento che questa macchina frigorifera, come spiegato nella descrizione della figura 3.1, soddisfa il carico di un determinato reparto produttivo, la temperatura di ritorno di salamoia è diversa da quella delle altre macchine quando è in funzione. Anche nel caso del COP, è stato calcolato un valore medio giornaliero attraverso la media aritmetica dei valori orari.

Le immagini seguenti rappresentano l'andamento del carico orario e medio e del COP orario e medio in funzione del giorno del mese, diviso per mesi e relativo soltanto alla produzione di salamoia per il condizionamento dei locali produttivi dello stabilimento.

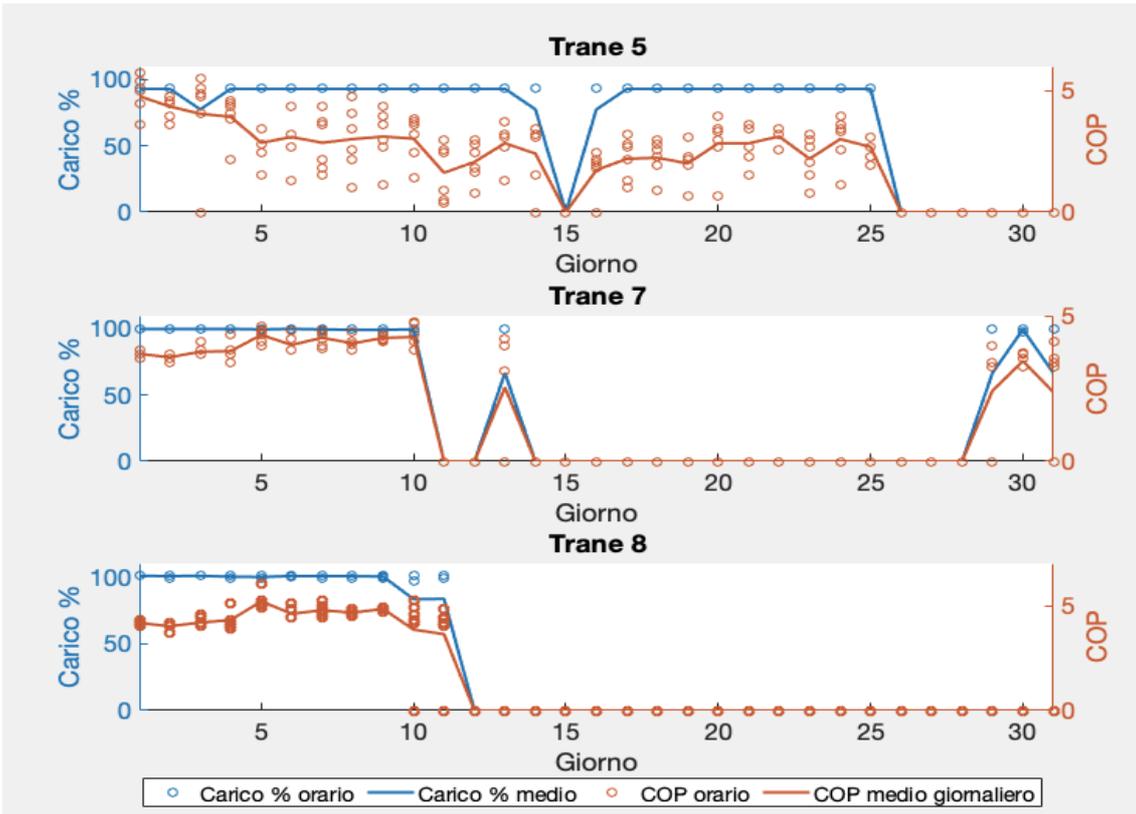


Figura 3.8 - agosto 2018: andamento dell'efficienza e del carico

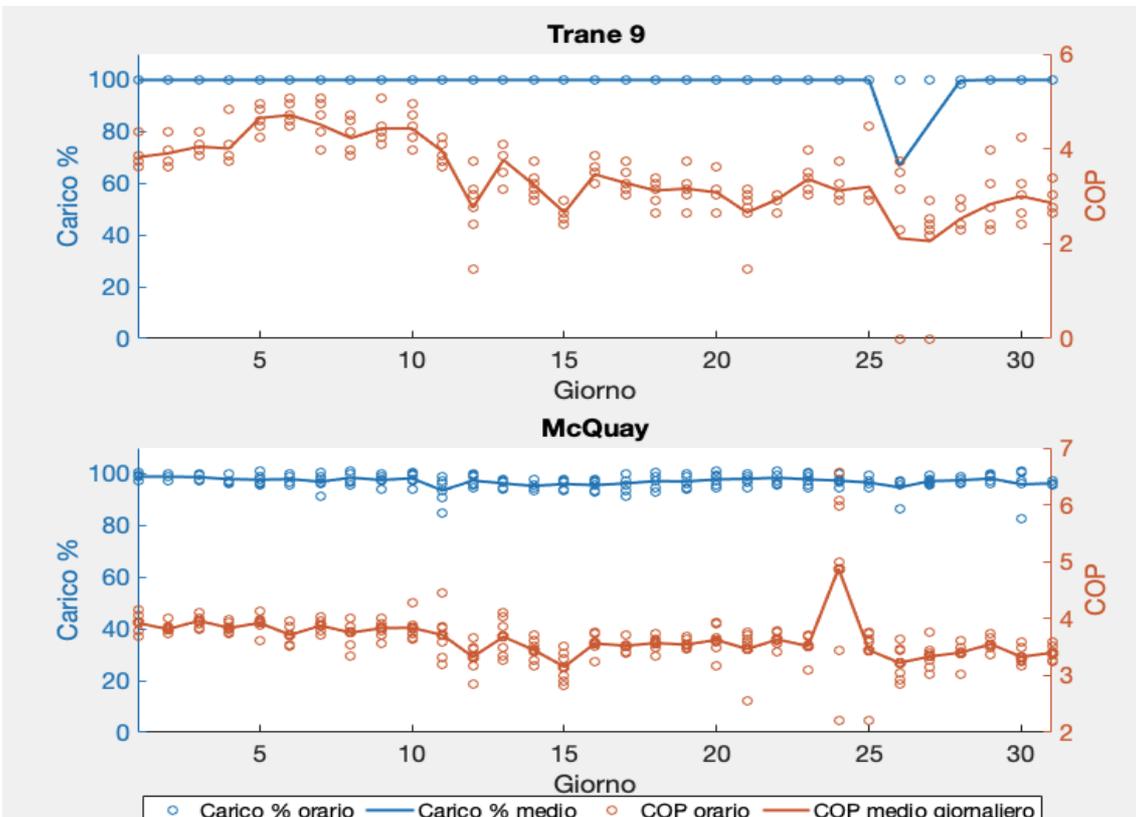


Figura 3.9 - agosto 2018: andamento dell'efficienza e del carico

Come si evince dalle figure, dal primo di agosto fino a ridosso di Ferragosto tutte le macchine hanno lavorato a pieno carico per soddisfare il carico, il quale è stato elevato in quanto le temperature esterne sono state mediamente alte, così come alta è stata la presenza di personale all'interno dello stabilimento. Infatti, Trane 9 e McQuay hanno lavorato a pieno carico lungo tutto il mese (figura 3.9). Il 15 di agosto, giorno non lavorativo per la maggior parte dei dipendenti dello stabilimento, la richiesta di freddo è stata bassa pertanto Trane 5, Trane 7 e Trane 8 sono stati spenti. Dal 15 agosto fino a fine mese Trane 8 è mantenuto spento, mentre sono state alternate le accensioni di Trane 5 e Trane 7. La richiesta di freddo in questa seconda parte del mese è stata minore dal momento che in questo periodo si concentrano le ferie di molti dipendenti.

La temperatura media esterna di agosto 2018 è stata pari a 25.70 [°C], mentre 32.5 [°C] è stata la media dei massimi nei momenti più caldi diurni [7].

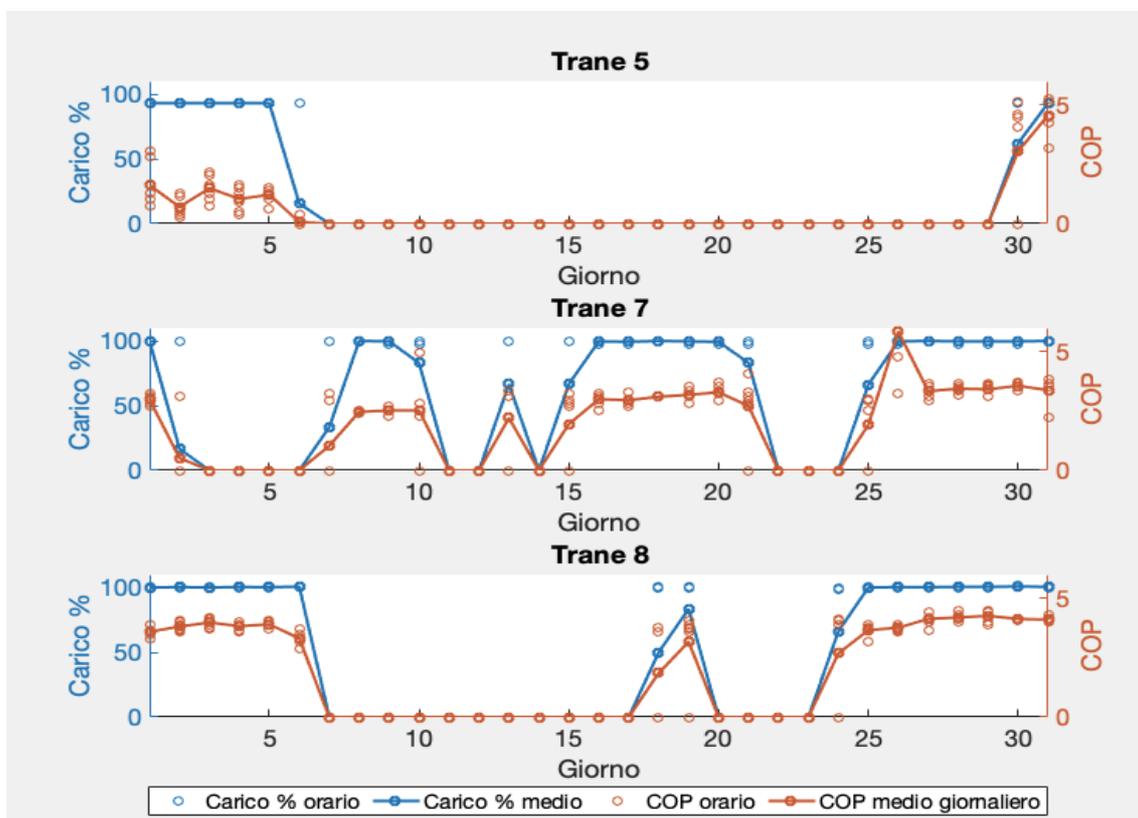


Figura 3.10 - luglio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

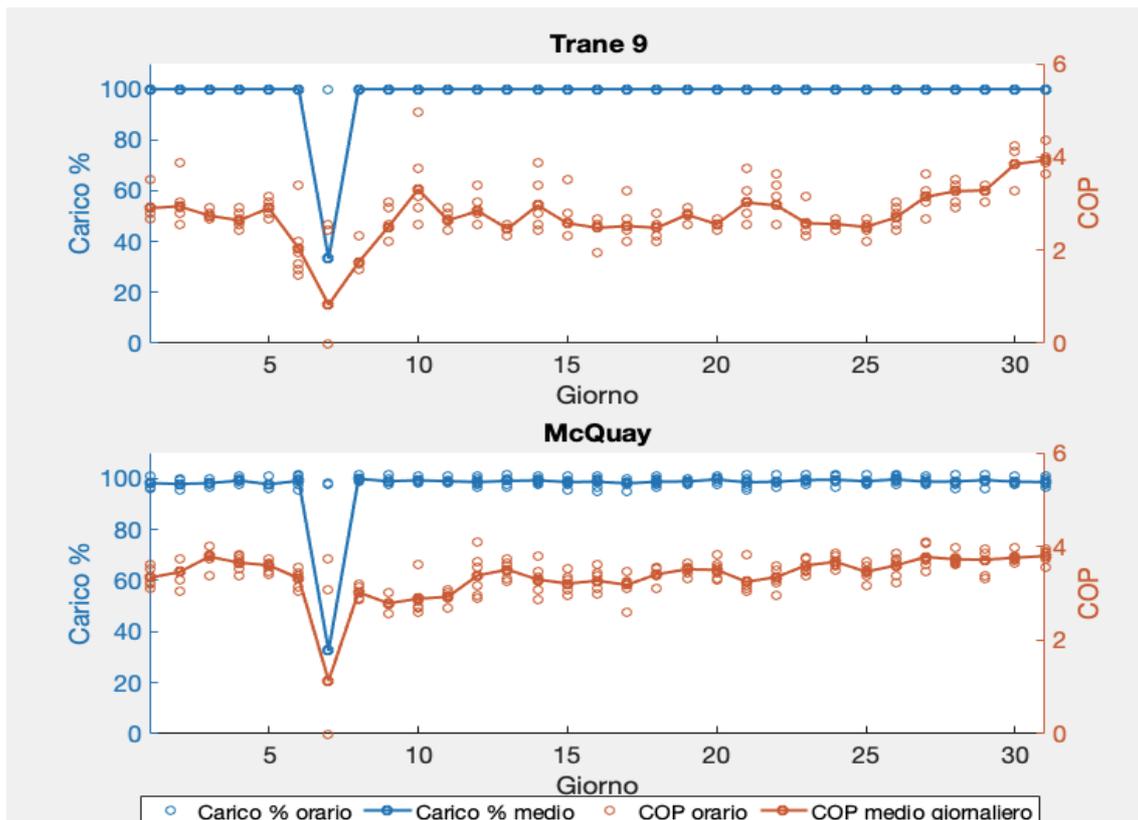


Figura 3.11 - luglio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

Il mese di luglio ha avuto un comportamento simile a quello di agosto. Anche in questo caso infatti McQuay e Trane 9 hanno lavorato a pieno carico per tutto il mese (figura 3.11). Le altre tre macchine sono state gestite, in quanto accensioni e spegnimenti, in modo da coprire il fabbisogno di freddo. Il comportamento delle macchine è risultato simile ad agosto 2018 in quanto simili sono state le temperature medie esterne: luglio 2018 è stato caratterizzato infatti da una temperatura media di 25.10 [°C] (31.8 [°C] di media nei momenti più caldi diurni) [7].

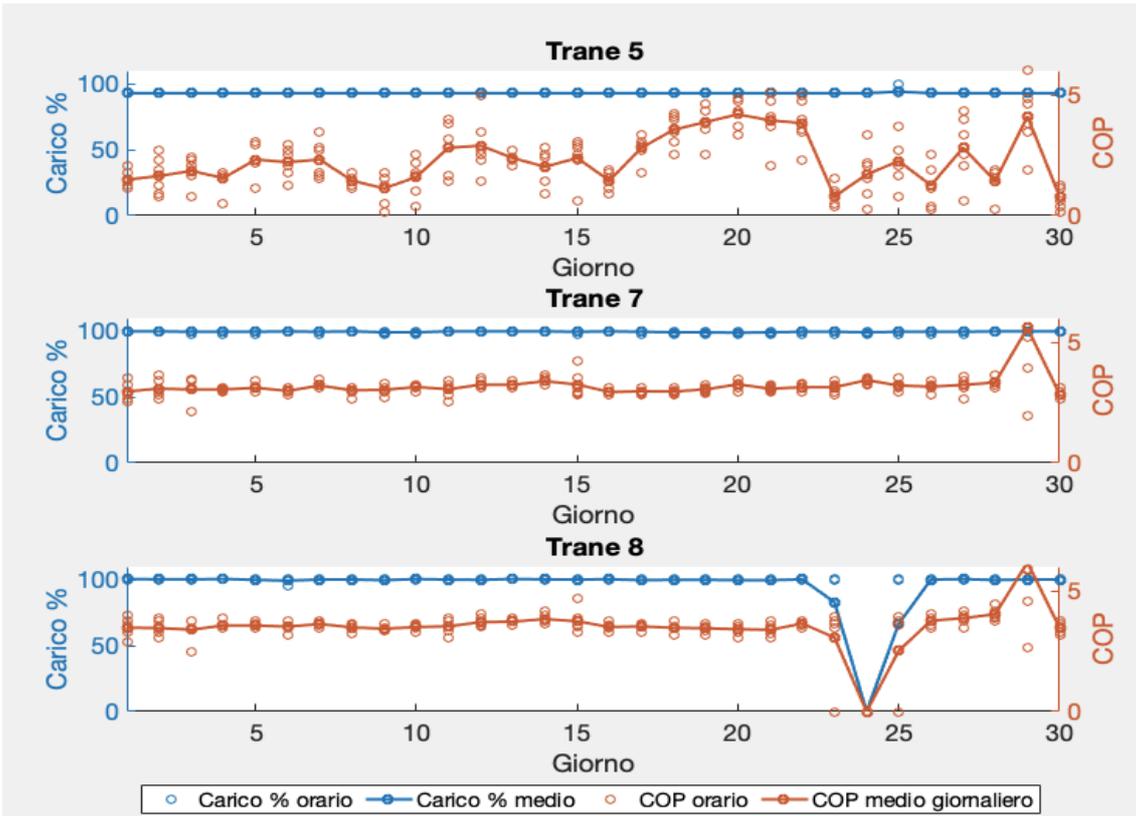


Figura 3.12 - giugno 2018: andamento dell'efficienza e del carico

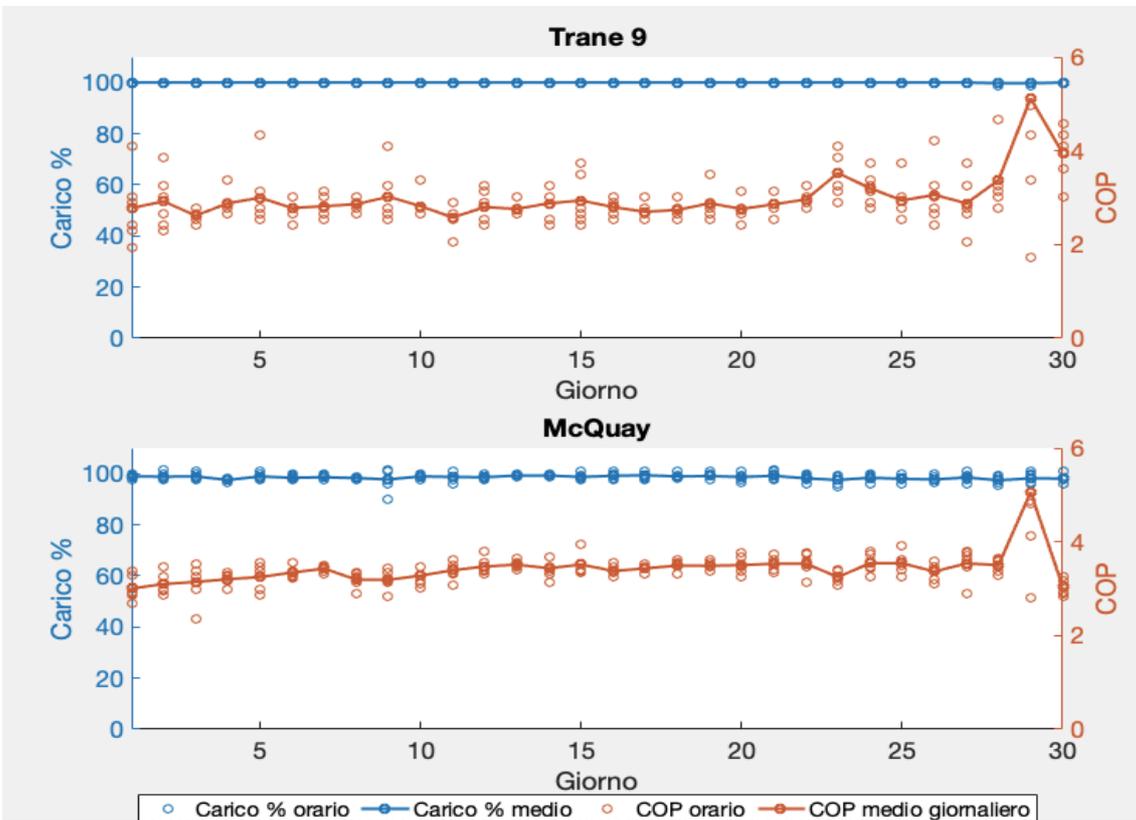


Figura 3.13 - giugno 2018: andamento dell'efficienza e del carico

Giugno è stato un mese caldo, con temperatura media esterna di 22,4 [°C] (28,5 [°C] di media nei momenti più caldi diurni) [7], che ha avuto come conseguenza un largo impiego delle macchine frigorifere. Inoltre, bisogna aggiungere il fatto che i locali produttivi e gli uffici dello stabilimento sono stati mediamente affollati, in quanto giugno è uno dei primi mesi di massima produttività.

Questa considerazione si riflette sui carichi delle macchine, osservabili rispettivamente nella figura 3.12 e nella figura 3.13, quasi sempre pari al 100%.

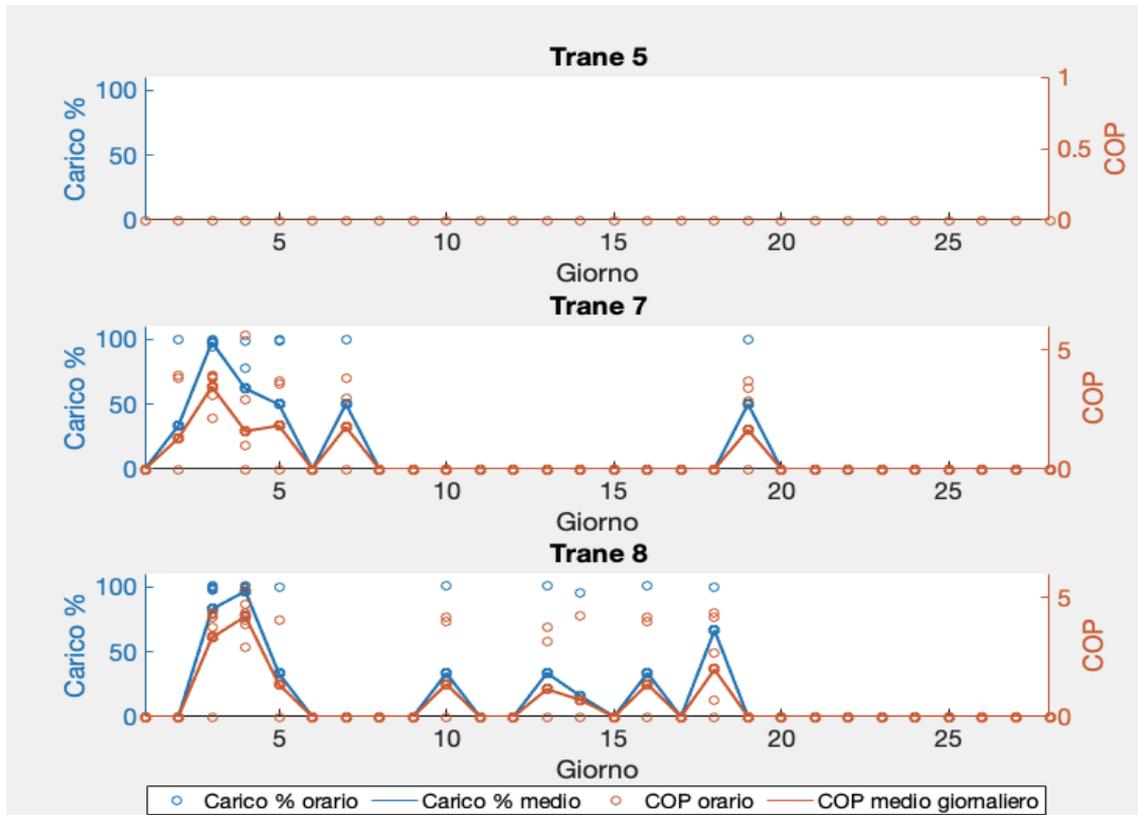


Figura 3.14 - febbraio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

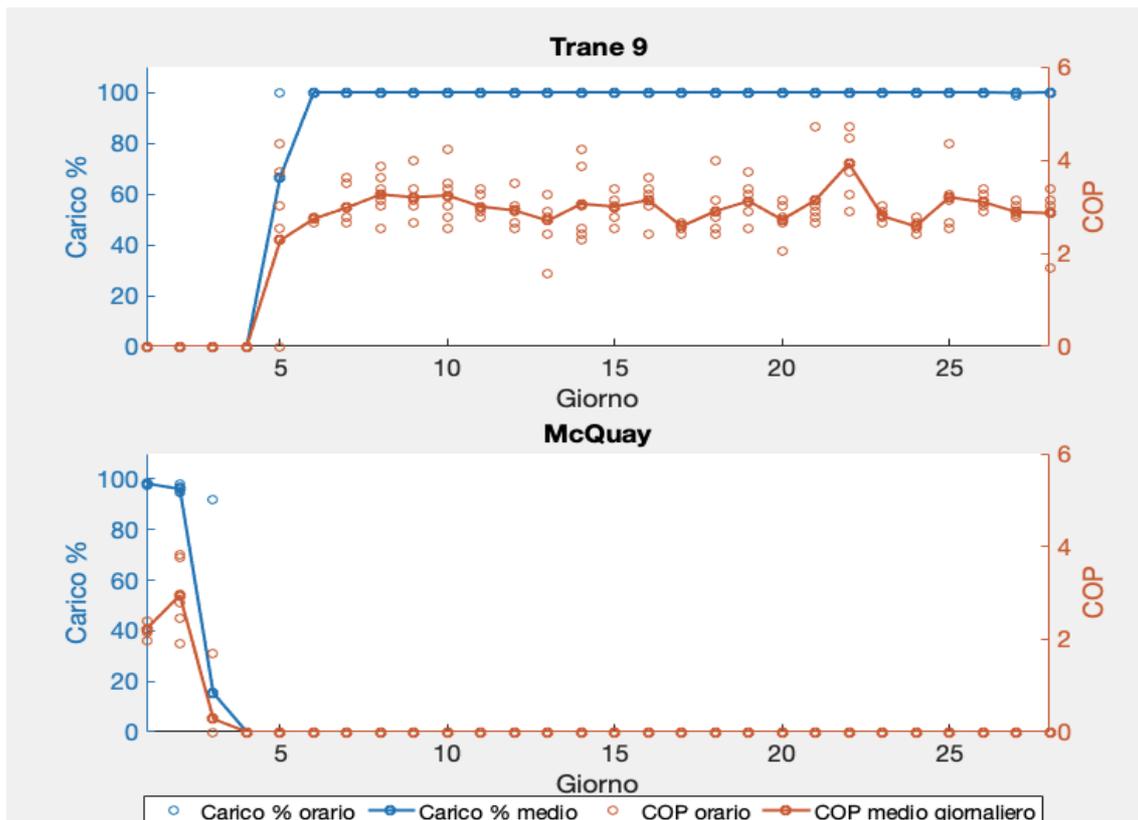


Figura 3.15 - febbraio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

Febbraio è stato caratterizzato da un basso funzionamento delle macchine frigorifere di CF1. L'unica macchina che ha lavorato a pieno carico è stata Trane 9, anche se ciò è avvenuto dal 6 di febbraio fino a fine mese. Trane 5 al contrario è stata tenuta spenta per tutto il mese.

Le altre tre macchine, Trane 7, Trane 8 e McQuay, sono state gestite in modo da coprire il fabbisogno rimanente non coperto da Trane 9. Questo concetto è osservabile in particolare in figura 3.14, dove Trane 7 e Trane 8 hanno lavorato in maniera discontinua e a carichi variabili, penalizzando di conseguenza anche il rendimento di macchina (COP).

Questi andamenti sono dovuti principalmente alle condizioni meteorologiche del mese in esame: la temperatura media esterna infatti è stata di 2,7 [°C] (7 [°C] di media nei momenti più caldi diurni) [7]. Inoltre, bisogna anche considerare il fatto che si tratta di un mese di bassa produttività, di conseguenza i locali produttivi non sono stati particolarmente affollati. Discorso diverso per gli uffici, che sono occupati da personale indipendentemente dal periodo dell'anno.

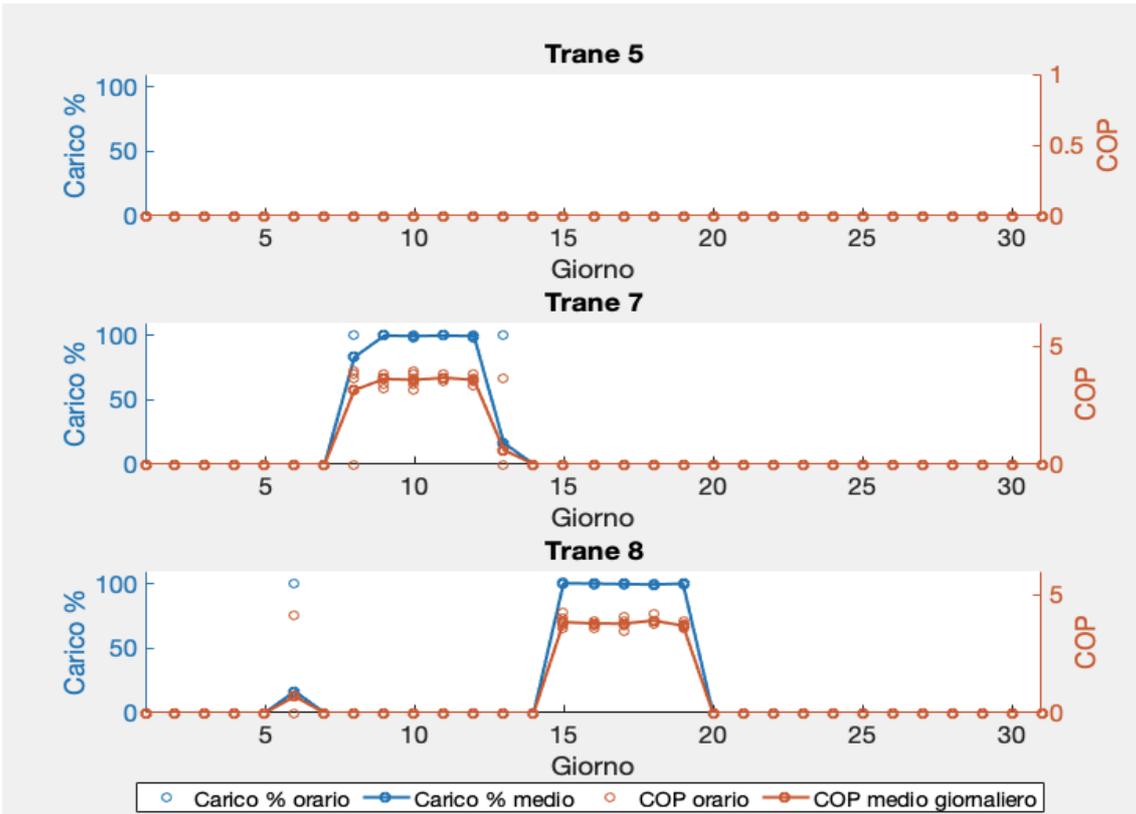


Figura 3.16 - gennaio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

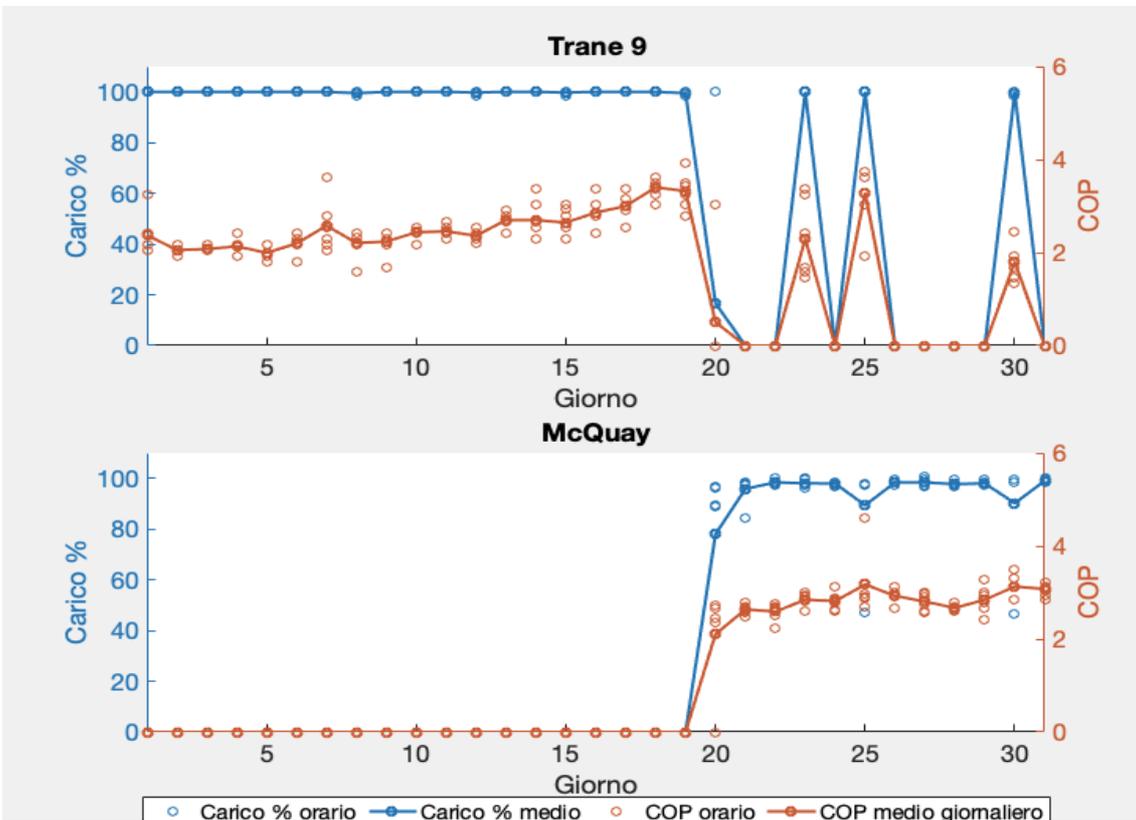


Figura 3.17 - gennaio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

Per quanto riguarda gennaio, si possono fare considerazioni analoghe a quelle fatte per febbraio. Si tratta infatti di un mese di bassa produttività, inoltre la temperatura media esterna è stata bassa (4,1 [°C] di media mensile e 9,4 [°C] di media nei momenti più caldi diurni) [7].

Trane 5 è stato mantenuto spento per tutto il mese. Per coprire il fabbisogno, sono state utilizzate maggiormente Trane 9 e McQuay: la prima ha funzionato a pieno carico fino a ridosso del 20 gennaio, per poi essere accesa discontinuamente nei giorni successivi; la seconda è stata utilizzata a pieno carico dal 20 di gennaio circa fino a fine mese. Trane 7 e Trane 8 sono state gestite, in quanto accensioni e spegnimenti, per soddisfare la restante quota di fabbisogno di freddo.

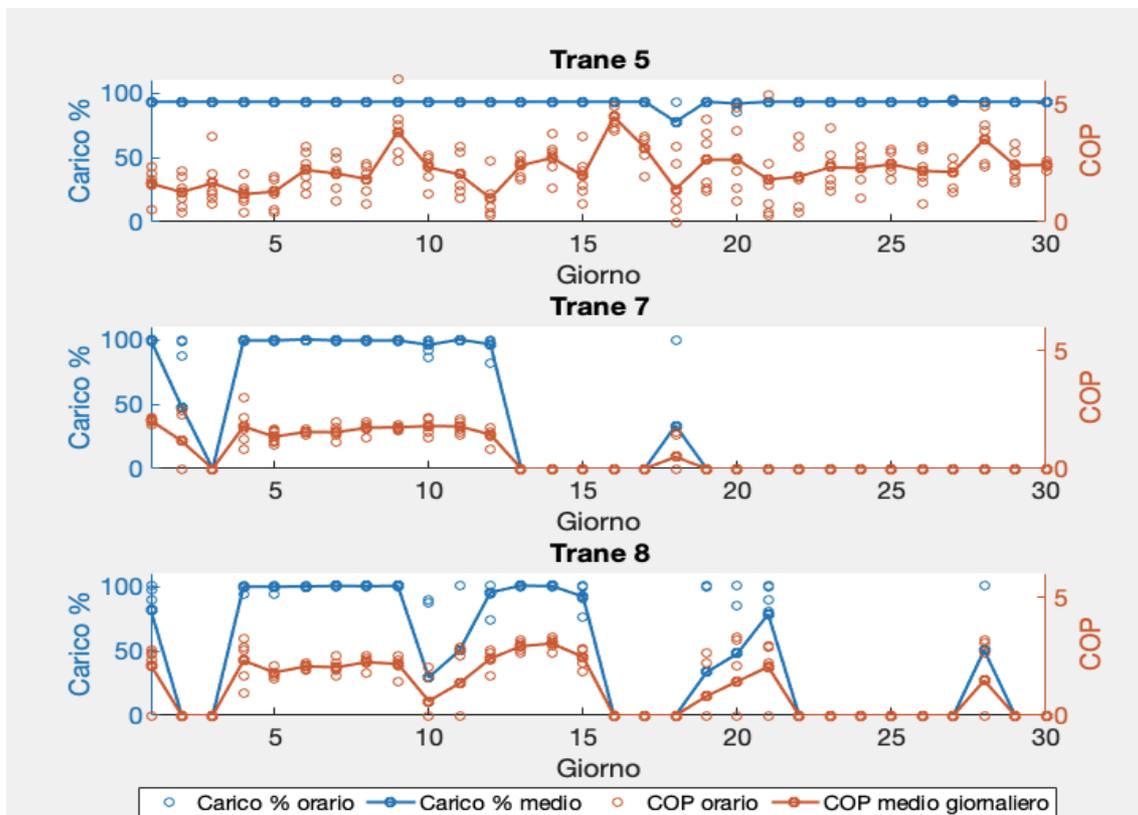


Figura 3.18 - settembre 2017: andamento dell'efficienza e del carico

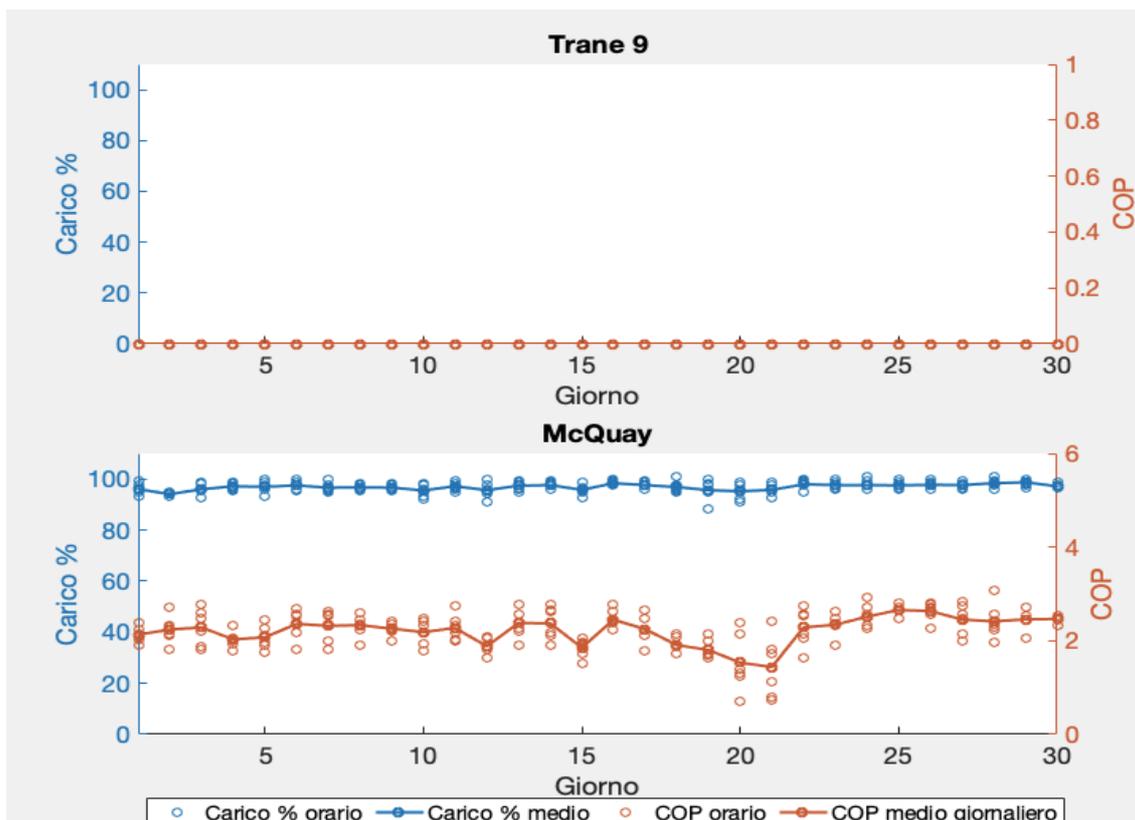


Figura 3.19 - settembre 2017: andamento dell'efficienza e del carico

Il mese di settembre 2017 è stato caratterizzato da una temperatura media di 17,9 [°C] (24,1 [°C] nei momenti più caldi diurni) [7], inoltre si tratta di un mese di alta produttività. Sono state impiegate per soddisfare il carico Trane 5 e McQuay, mentre Trane 9 è stata mantenuta spenta. Per quanto riguarda Trane 7 e Trane 8, esse sono state gestite in modo da coprire la restante parte del fabbisogno dello stabilimento.

Successivamente, è stata svolta un'analisi per studiare l'efficienza complessiva del gruppo, ovvero dell'insieme delle macchine operative a servizio dello stabilimento. Il COP di gruppo è stato valutato tramite la seguente equazione 3.7:

$$COP_{gruppo} = \frac{\sum_{i=1}^4 G_i C_P (T_{sal,i} - T_{sal,rit}) h_i + G_5 C_P (T_{sal,5} - T_{sal,rit,5}) h_5}{\sum_{i=1}^4 \sqrt{3} \cos \varphi I_{reale,i} V_{nom,i} h_i + \sqrt{3} \cos \varphi I_{reale,5} V_{nom,5} h_5} \quad (3.7)$$

I parametri utilizzati sono gli stessi dell'equazione 3.5 e dell'equazione 3.6. Dal momento che i dati disponibili sono orari, sono stati ottenuti sei valori di COP orari per ogni giorno, e un valore di COP medio lungo la giornata pari alla media aritmetica dei sei valori di COP orari. Inoltre, la procedura è stata applicata ai sei mesi considerati. Di seguito sono riportate le immagini raffiguranti il COP di gruppo in funzione dei giorni del mese.

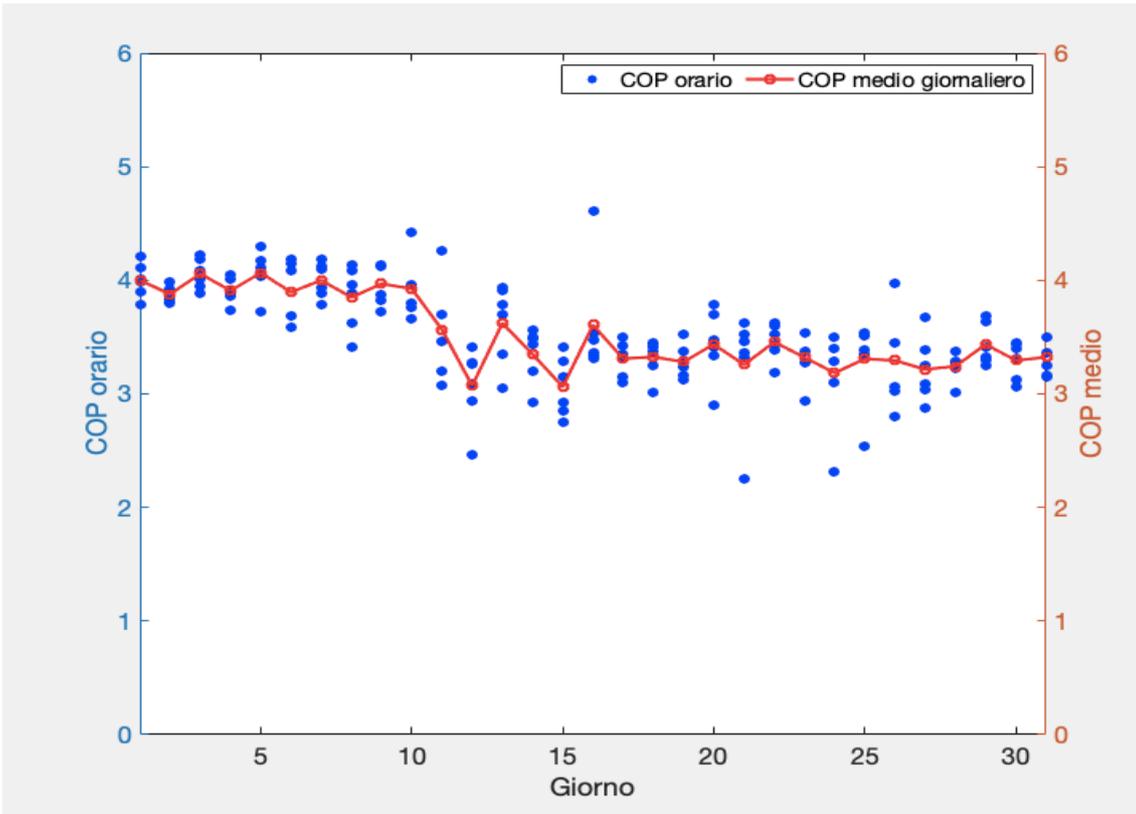


Figura 3.20 – agosto 2018: andamento dell'efficienza di gruppo

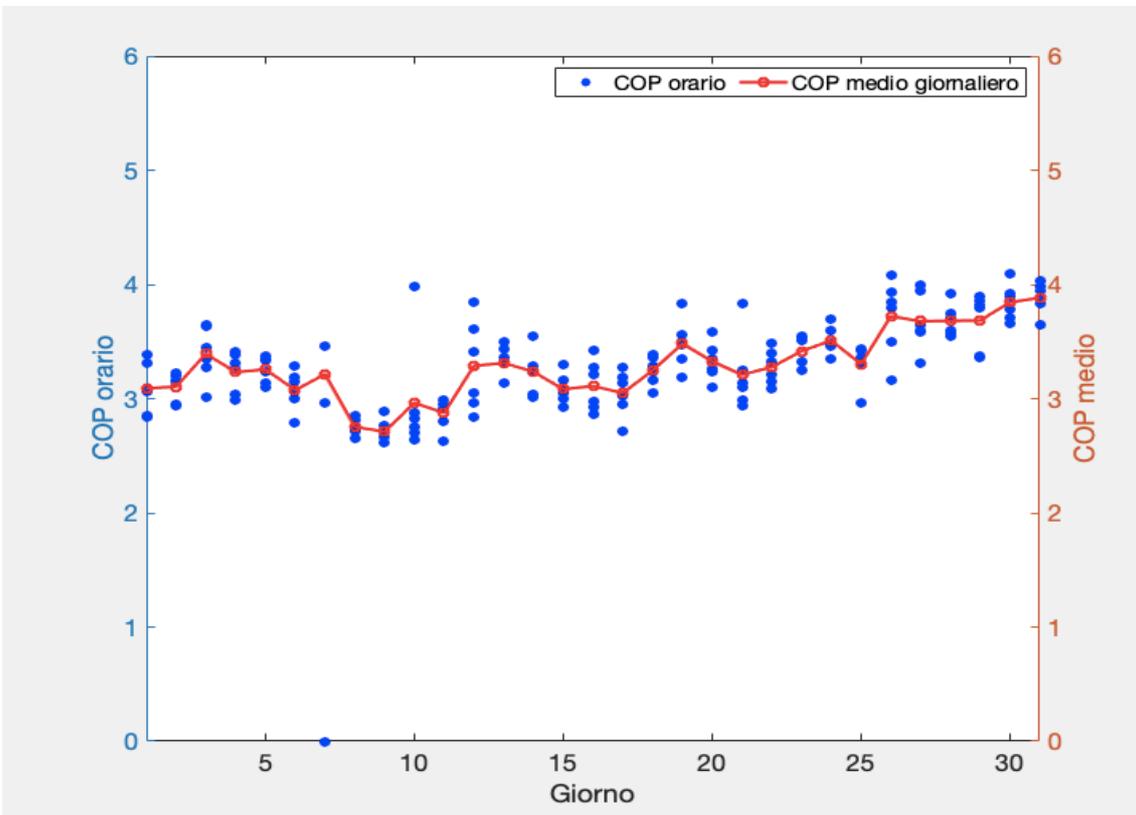


Figura 3.21 – luglio 2018: andamento dell'efficienza di gruppo

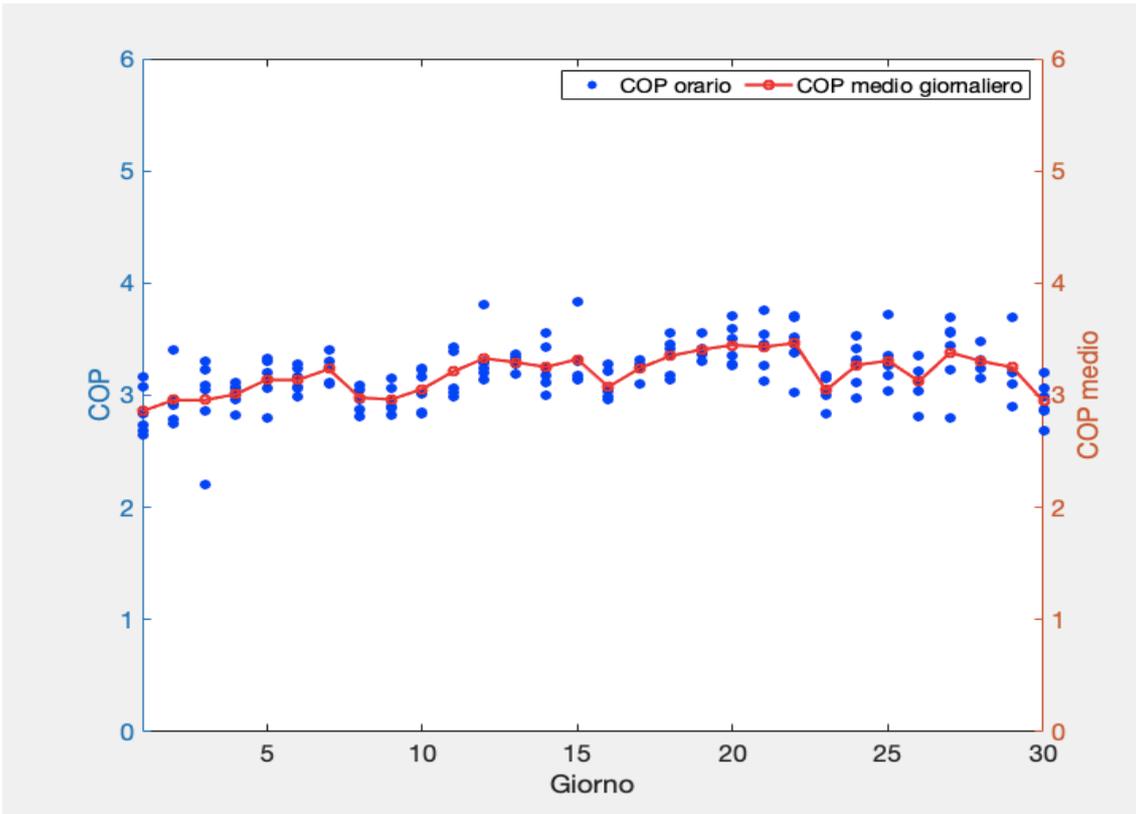


Figura 3.22 – giugno 2018: andamento dell'efficienza di gruppo

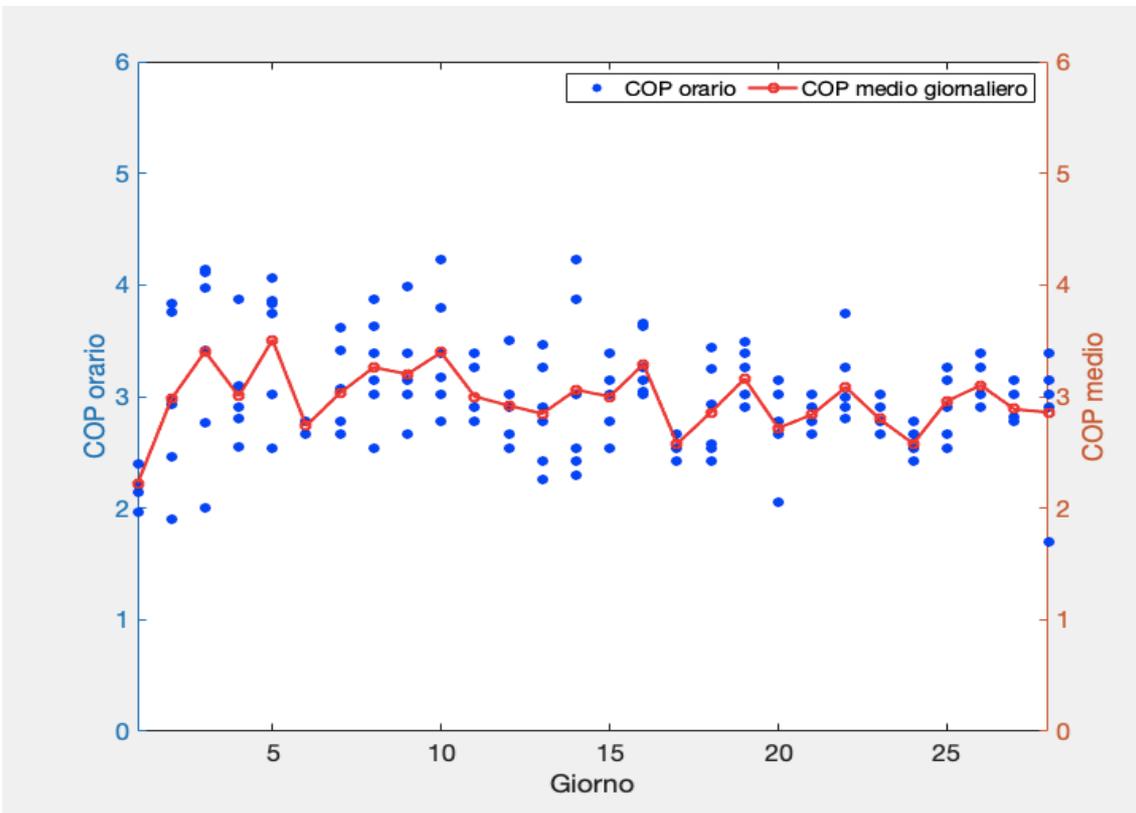


Figura 3.23 – febbraio 2018: andamento dell'efficienza di gruppo

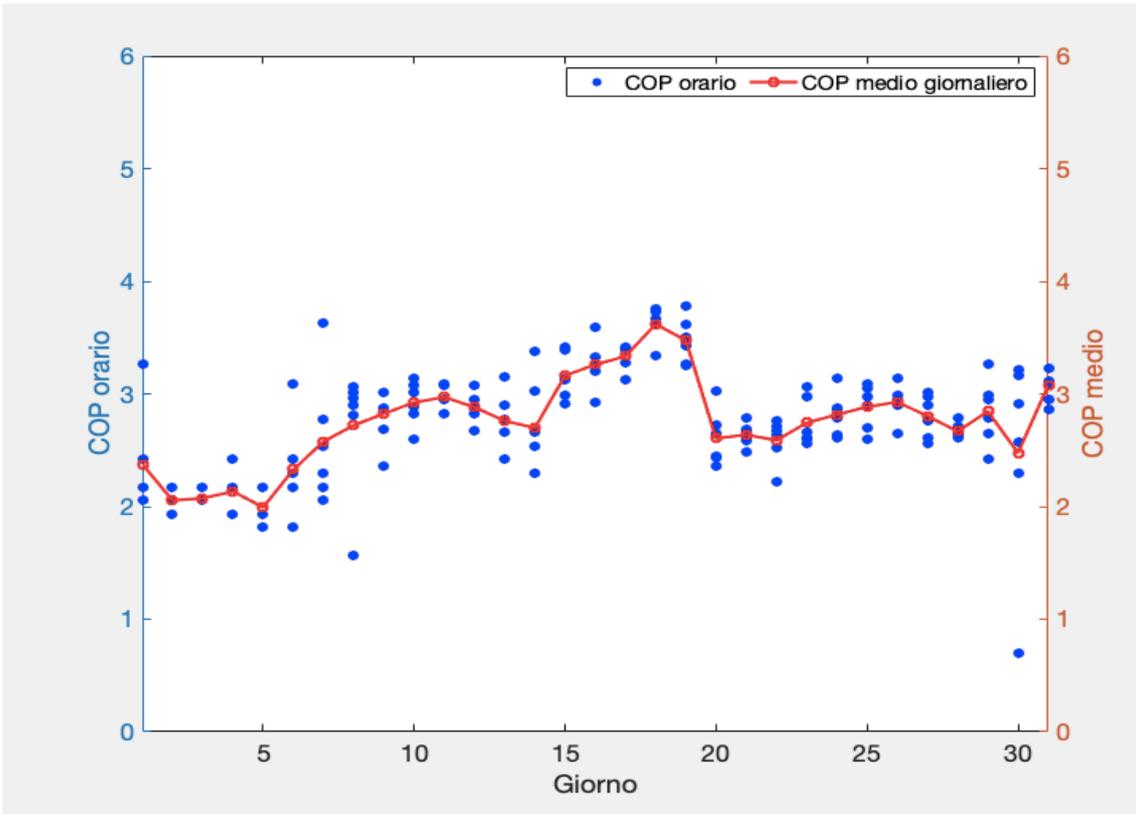


Figura 3.24 – gennaio 2018: andamento dell'efficienza di gruppo

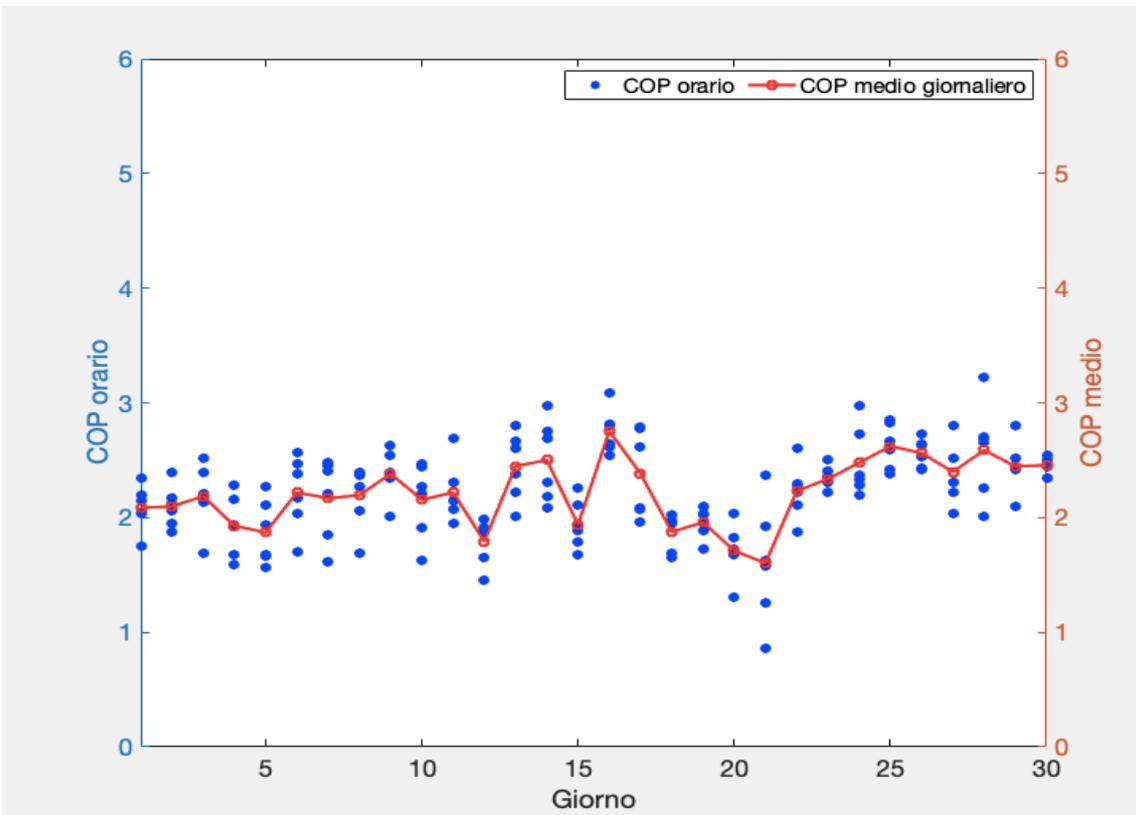


Figura 3.25 – settembre 2017: andamento dell'efficienza di gruppo

Per quanto riguarda l'efficienza di gruppo, sono stati calcolati dei parametri indicativi per ogni mese, ottenuti calcolando la media aritmetica dei valori orari lungo tutto il mese. Questi valori sono riportati nella tabella che segue.

Tabella 3.2 - Efficienza media del gruppo divisa per mesi

Mese considerato	Efficienza media
agosto 2018	3.53
luglio 2018	3.22
giugno 2018	3.19
febbraio 2018	2.97
gennaio 2018	2.75
settembre 2017	2.22
complessivo	3.02

L'efficienza media del gruppo è più alta nei mesi in cui le macchine hanno lavorato a pieno carico, ovvero nei mesi con temperature esterne elevate e/o di alta produttività. Nei mesi estivi infatti (agosto 2018, luglio 2018, giugno 2018), il COP ha assunto i valori maggiori, con il massimo durante agosto 2018. Considerando inoltre le figure 3.20, 3.21 e 3.22, si può osservare come le curve rappresentanti l'efficienza lungo il mese hanno andamento abbastanza regolare con oscillazioni ridotte.

Per quanto riguarda i mesi invernali (febbraio 2018 e gennaio 2018), l'efficienza media è stata più bassa (2.48 ovvero circa il 34% in meno rispetto alla media di 3.32 delle tre mensilità estive). Considerando le figure 3.23 e 3.24, le curve per questi due mesi hanno avuto andamento mediamente più irregolare e "frastagliato", simbolo del fatto che le macchine frigorifere hanno lavorato in maniera discontinua a carichi parziali.

Discorso diverso per il mese di settembre 2017 (figura 3.25), in cui l'efficienza del gruppo è stata inferiore alle aspettative con un valore medio pari a 2.22. È emerso infatti che è stato fatto un errore nella gestione della rete di distribuzione della salamoia nello stabilimento: un intero reparto produttivo di grandi dimensioni veniva alimentato con salamoia anche se il carico di freddo da esso richiesto era nullo. Questo ha avuto come conseguenza una riduzione della differenza di temperatura agli evaporatori delle macchine frigorifere, in quanto la salamoia ritornava in centrale a una temperatura mediamente più bassa.

3.2.1.2 Magazzino automatico

Come spiegato precedentemente, la parte di impianto a servizio del magazzino è stata trattata in una sezione separata. Nelle prossime immagini, sono rappresentati gli andamenti del carico e del COP in funzione del giorno.

Il magazzino automatico viene utilizzato per lo stoccaggio di prodotti alimentari destinati alla vendita al pubblico. Ha anche la funzione di maturazione per il raggiungimento delle corrette proprietà organolettiche di alcune tipologie di prodotti. Per questi motivi, le condizioni di temperatura e di umidità dell'aria sono ben definite. La temperatura ha un set-point di 9 [°C] (9 ± 2 [°C] di tolleranza), pertanto essa può assumere valori compresi tra 7 [°C] e 11 [°C]. L'umidità relativa ha un set-point pari al 40% con una tolleranza del 10%, pertanto può assumere valori compresi tra il 30% e il 50%.

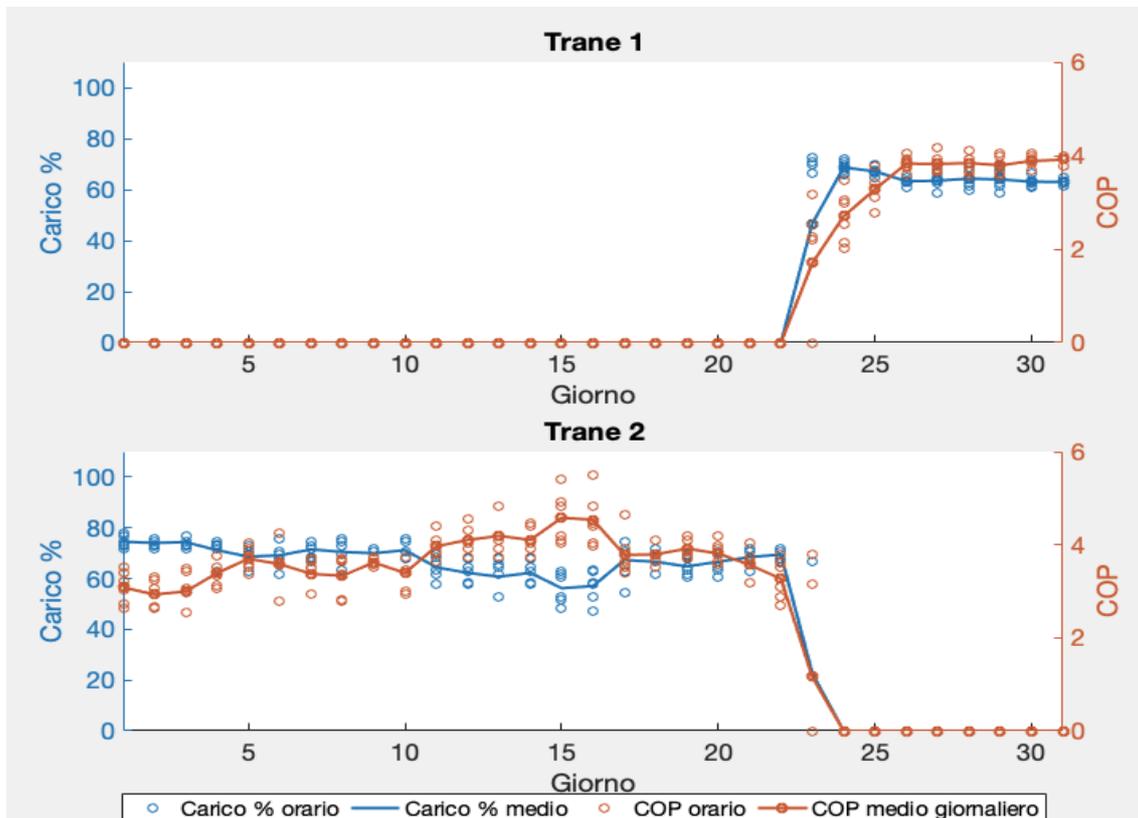


Figura 3.26 - agosto 2018: andamento dell'efficienza e del carico

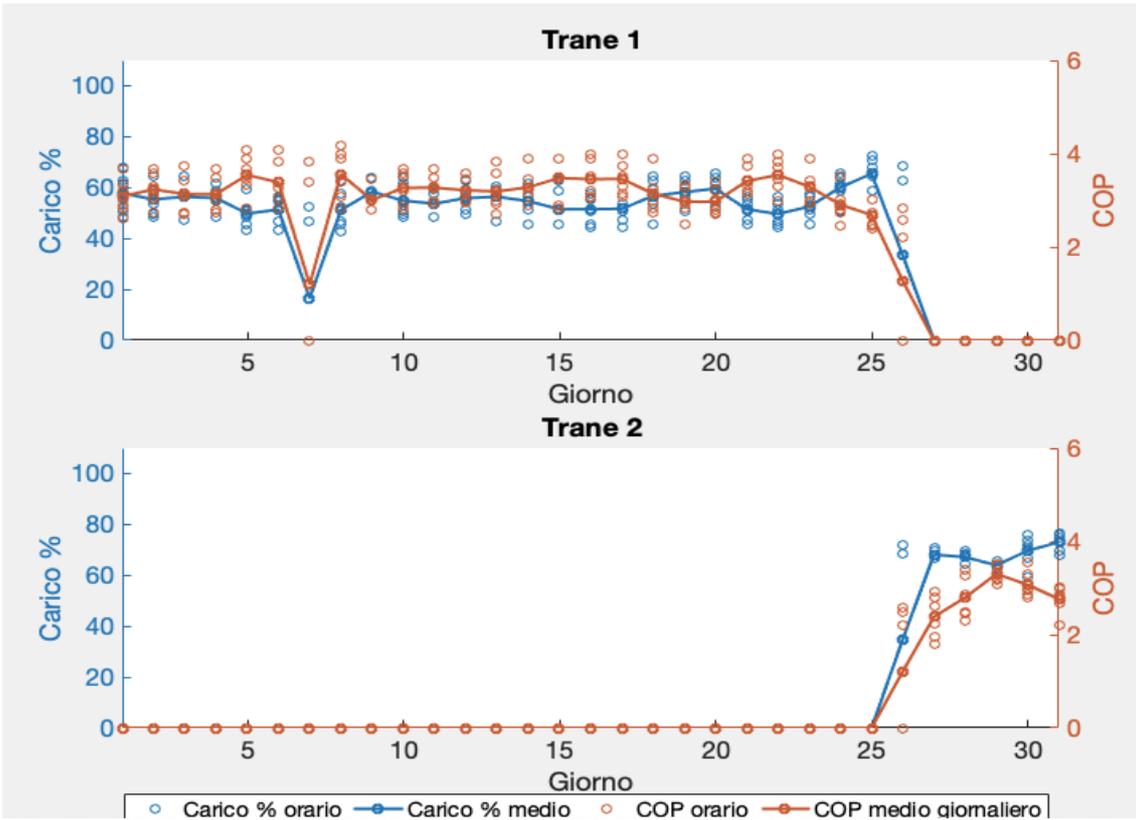


Figura 3.27 - luglio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

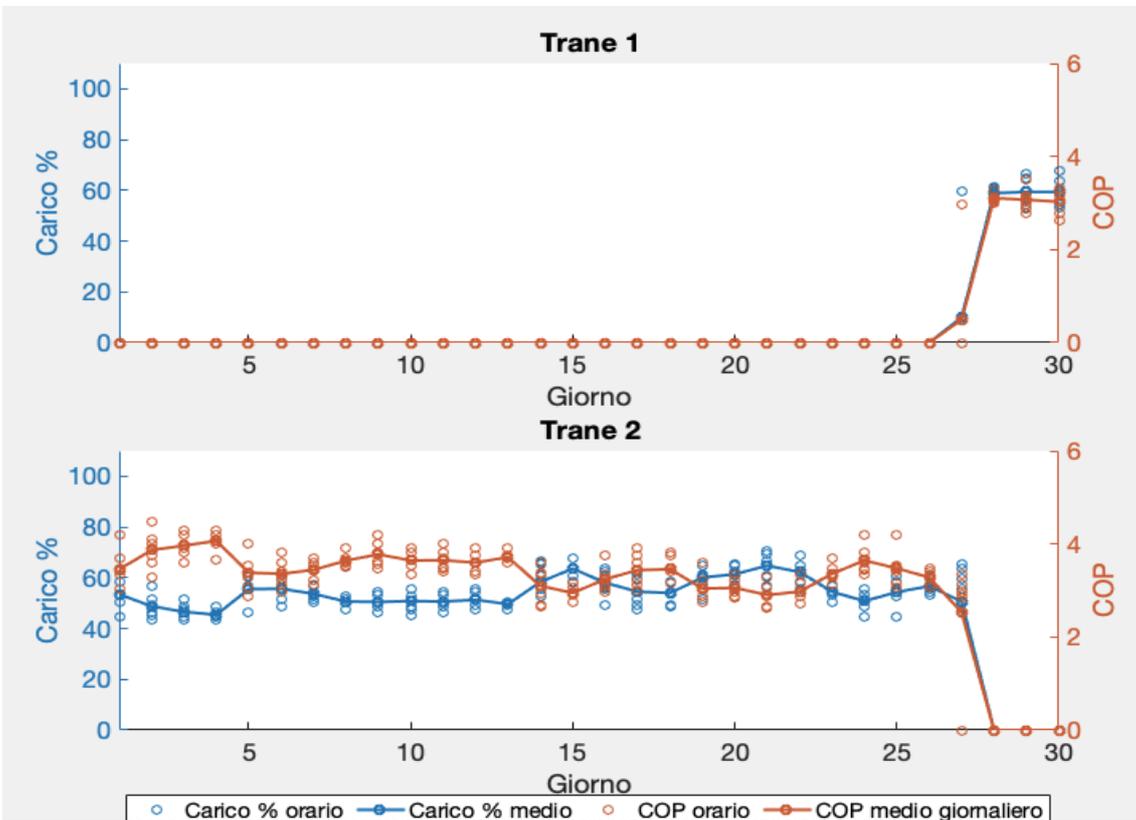


Figura 3.28 - giugno 2018: andamento dell'efficienza e del carico

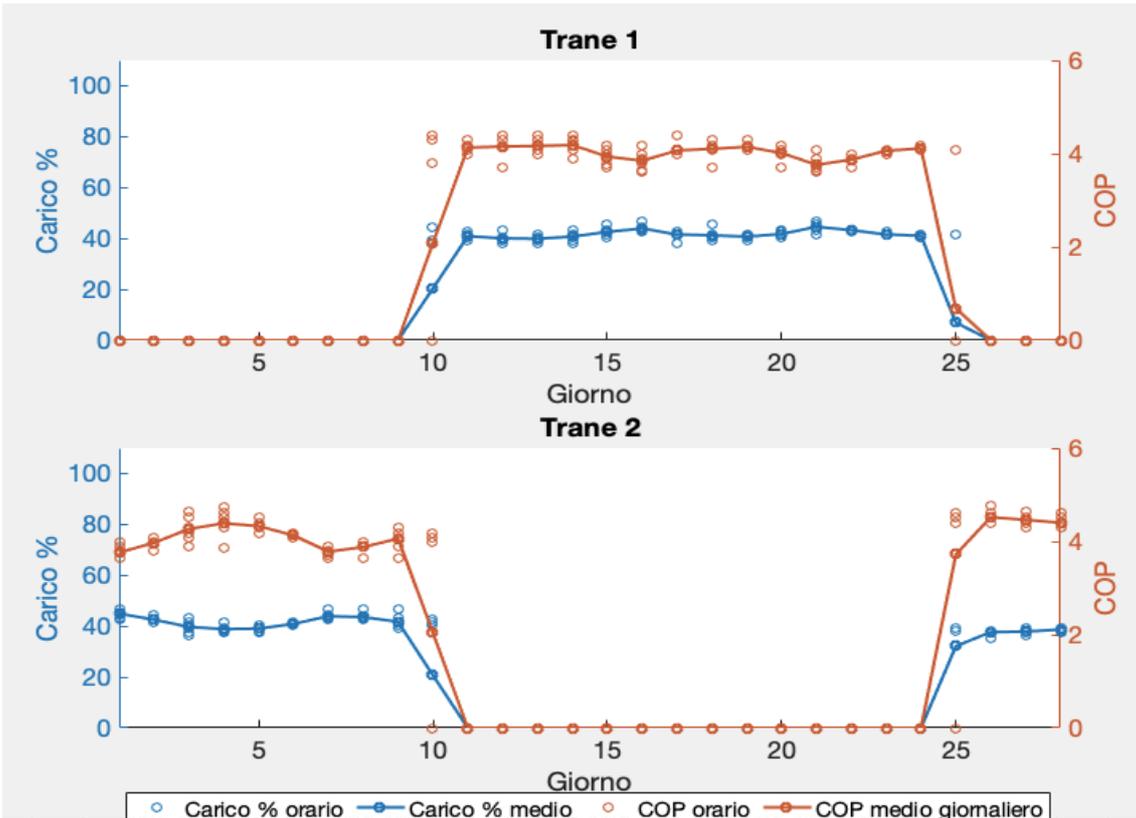


Figura 3.29 - febbraio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

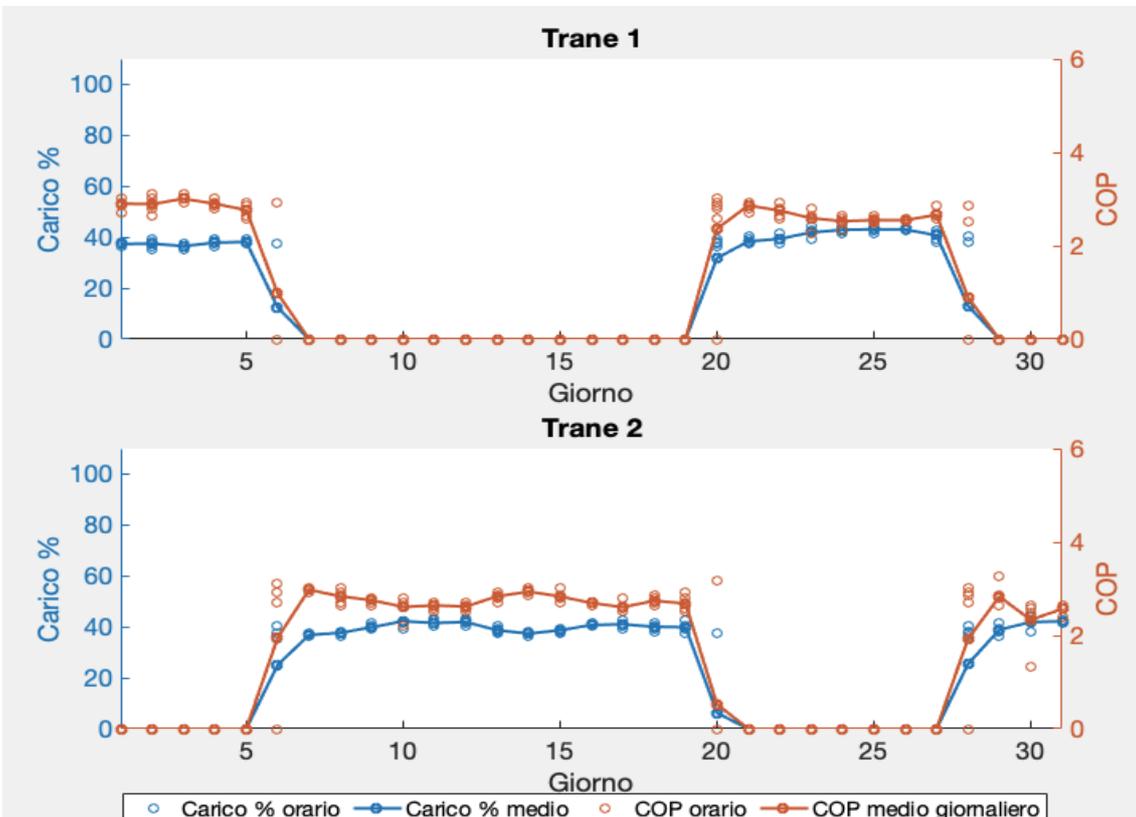


Figura 3.30 - gennaio 2018: andamento dell'efficienza e del carico

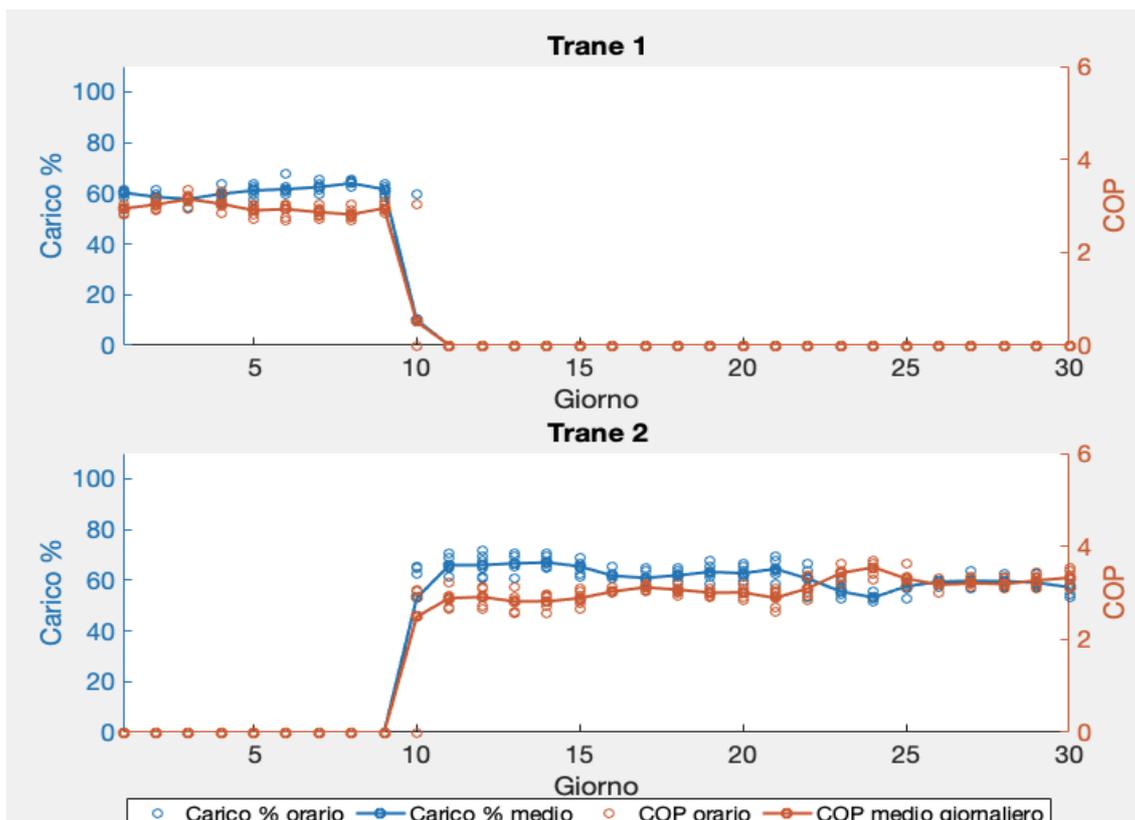


Figura 3.31 - settembre 2017: andamento dell'efficienza e del carico

Durante l'anno, le macchine lavorano in maniera duale alternandosi tra loro. Il motivo è che una singola macchina è in grado di coprire il fabbisogno, quindi non è mai necessario farle lavorare simultaneamente. La ridondanza è necessaria poiché una sola macchina deve essere in grado di coprire il fabbisogno di freddo autonomamente in qualsiasi momento in caso di necessità. Se per qualche motivo, ad esempio per un guasto o un malfunzionamento, una delle due macchine non fosse in grado di funzionare correttamente, l'altra (escludendo guasti comuni) deve poter soddisfare il carico: non è ammissibile infatti una mancata fornitura di freddo al magazzino in quanto comprometterebbe la qualità di ingenti quantità di prodotto finito (e causerebbe di conseguenza una perdita economica). Dal momento che la temperatura di set-point interna al magazzino è di 9 °C, a differenza dello stabilimento, il carico termico è all'incirca costante (non dipende dal personale ma soltanto dalla quantità e tipologia di alimenti stoccata) lungo un mese; tuttavia varia anch'esso a seconda della stagionalità: ad esempio ad agosto 2018 il carico medio mensile è stato pari a circa 65%, mentre a Febbraio 2018 è stato pari al 38,9%.

Per quanto riguarda il calcolo del carico, la procedura di calcolo è la medesima utilizzata nell'equazione 3.4, dal momento che i dati orari disponibili sono gli stessi. Allo stesso modo è stato calcolato anche il carico medio giornaliero.

Anche il calcolo del COP è stato il medesimo dell'equazione 3.5, con la differenza in questo caso nella mancanza della temperatura della salamoia di ritorno dal magazzino in centrale frigo¹, stimata e posta uguale a un valore medio mensile per ogni mese.

¹ La temperatura media di ritorno è stata stimata tramite curve orarie raffiguranti gli andamenti, non tramutabili in dati orari.

4 Ottimizzazione della gestione

In questo capitolo della trattazione verrà descritta l'ottimizzazione eseguita all'impianto frigorifero. Nell'ottica della sostenibilità ambientale, volta cioè a ridurre i consumi di energia elettrica e di conseguenza le emissioni di CO₂ in ambiente, è stato sviluppato un processo di ottimizzazione vincolata sulla base dei dati reali disponibili per minimizzare i consumi elettrici delle macchine frigorifere di CF1. Dal momento che il magazzino possiede solo due macchine (che tra l'altro non lavorano mai contemporaneamente, come spiegato nel paragrafo 3.1.2.2), lo studio ha riguardato solamente la parte di impianto a servizio dello stabilimento, composta da 5 macchine frigorifere.

Dall'analisi del comportamento delle macchine, in particolare del carico e del COP in funzione del giorno del mese rappresentati nelle figure 3.6 – 3.17, è emersa una tendenza generale di aumento del COP di macchina all'aumentare del carico: in linea di principio, quando una macchina lavora a pieno carico (assorbimento elettrico pari a quello nominale) il COP risulta massimizzato.

Questo concetto è stato ulteriormente approfondito, studiando l'efficienza delle macchine in funzione del carico. Nelle immagini seguenti, è presente l'andamento del COP in funzione del carico per alcuni giorni di lavoro a basso carico di due macchine tipo. Sono state considerate macchine diverse operanti in mesi diversi. Per facilitare la visualizzazione, sono stati riportati i valori medi di COP in funzione del carico di macchina.

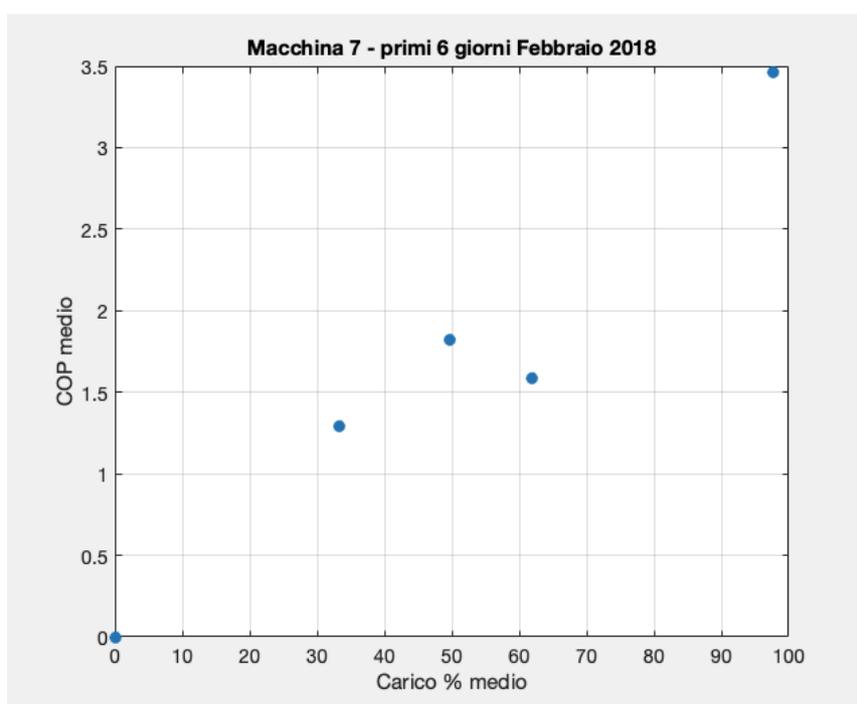


Figura 4.1 - COP in funzione del carico di Trane 7

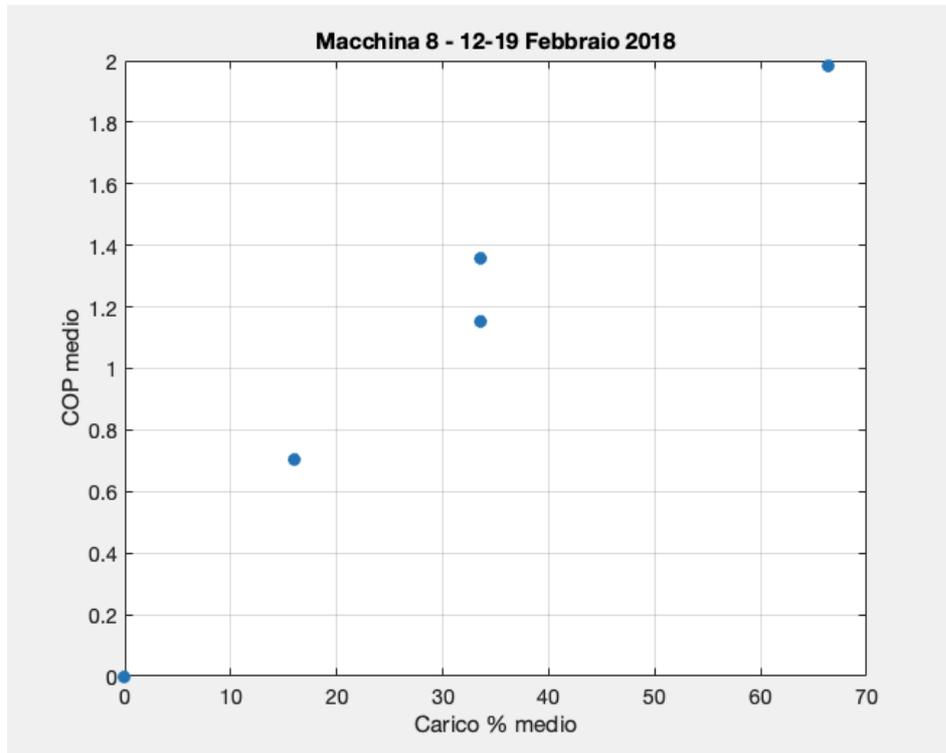


Figura 4.2 - COP in funzione del carico di Trane 8

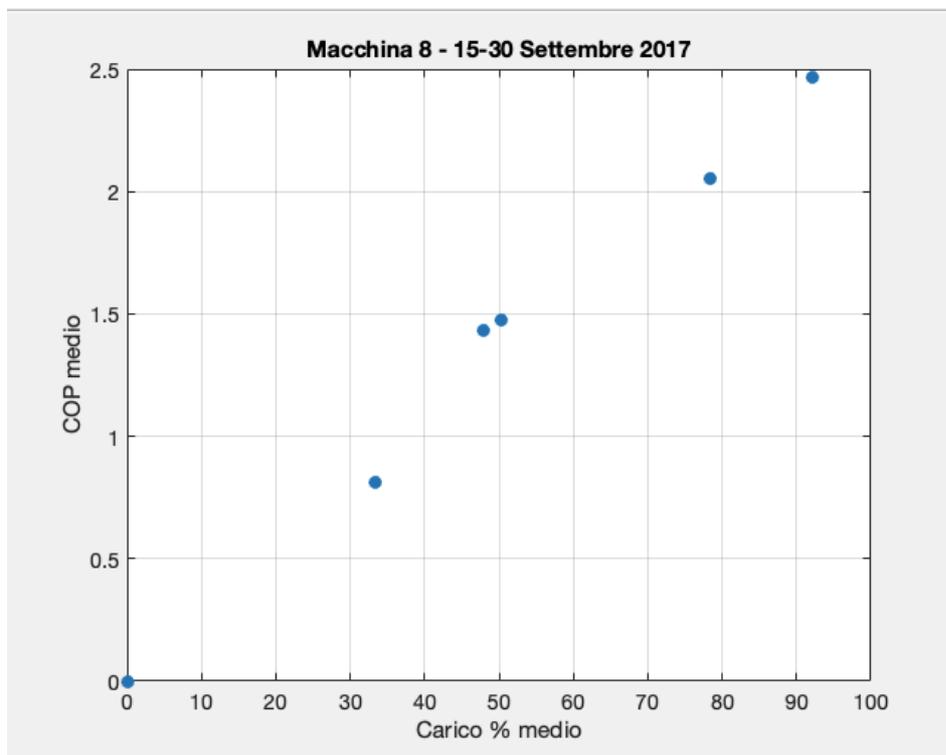


Figura 4.3 - COP in funzione del carico di Trane 8

La figura 4.1 è relativa ad un periodo del mese di febbraio 2018, in cui Trane 7 ha lavorato in maniera discontinua e a carichi parziali (figura 3.12). Stesso discorso per la figura 4.2 e la figura 4.3, entrambe riferite a Trane 8 in periodi di funzionamento discontinuo e a carichi ridotti (figura 3.12 e figura 3.16). Come accennato in precedenza, queste figure confermano la tendenza delle macchine ad assumere un COP più alto all'aumentare del carico. Il COP risulta massimizzato quando il carico è pari o quasi al 100%.

L'ottimizzazione è stata effettuata su tutte e cinque le macchine a servizio dello stabilimento, considerando mese per mese. Si tratta di un'ottimizzazione vincolata, dove il vincolo è rappresentato dall'energia frigorifera prodotta nelle condizioni reali dalle macchine frigorifere in funzione. Come osservato nell'analisi dei consumi nel paragrafo 3.2.1.1 e ulteriormente approfondimento con le figure 4.1, 4.2 e 4.3, le macchine tendono ad assumere efficienza maggiore all'aumentare del carico. Inoltre, le macchine installate non sono uguali tra loro ma presentano taglia ed efficienza diversa: all'aumentare della taglia, l'efficienza è maggiore. È stato dato perciò un ordine preferenziale all'utilizzo delle macchine in base alla taglia e al COP nominale. L'idea è quella di produrre la stessa quantità di energia frigorifera realmente prodotta, con intervallo di discretizzazione di 4 ore, massimizzando le ore di funzionamento delle macchine con maggiore efficienza e con maggiore taglia, come rappresentato nella tabella 4.1, cercando di farle lavorare il più possibile a pieno carico. Le macchine con maggiore taglia (e quindi maggiore efficienza) verranno quindi forzate a coprire il carico di base (quindi massimizzando l'efficienza in quanto si troveranno a lavorare a pieno carico), mentre i picchi verranno coperti con macchine di taglia più piccola.

Tabella 4.1 - Ordine preferenziale di utilizzo delle macchine frigorifere

Macchina	COP nominale	Potenza frigorifera nominale [kW]
1. McQuay	5.7	5200
2. Trane 9	4.95	3000
3. Trane 8	5.04	2240
4. Trane 7	4.55	2240
5. Trane 5	4.55	2240

La funzione obiettivo del processo di calcolo è l'assorbimento elettrico del parco macchine. La variabile indipendente è rappresentata dal numero di ore di funzionamento delle macchine nello scenario ottimizzato. I COP nominali sono stati calcolati con i dati di targa del produttore delle macchine. Essi sono stati calcolati attraverso la seguente formulazione:

$$COP_{nom,i} = \frac{\dot{Q}_{L,i}}{\dot{W}_{e,i}} \quad (4.1)$$

Dove:

- $\dot{Q}_{L,i}$ è la potenza frigorifera nominale dell'i-esima macchina dichiarata dal costruttore;
- $\dot{W}_{e,i}$ è la potenza elettrica nominale assorbita dal compressore dell'i-esima macchina e dichiarata dal costruttore.

La macchina McQuay è stata posizionata in prima posizione perché è stata pensata per coprire il carico di base dal momento che ha una taglia maggiore delle altre. Inoltre, è quella che presenta il COP più alto. A seguire Trane 9, con potenza frigorifera più grande rispetto alle altre tre rimanenti e COP più alto (rispetto a Trane 7 e Trane 5). Trane 9 è stato preferito a Trane 8, anche se presenta un COP nominale più basso, per due motivi:

- La taglia della macchina è più grande;
- Il GWP del fluido frigorifero utilizzato è trascurabile rispetto al GWP del fluido R134a impiegato da Trane 8 (tabella 1.1).

In terza posizione è presente Trane 8 che, anche se presenta la stessa potenza nominale di Trane 7 e di Trane 5, presenta un COP nominale più alto. Le ultime due macchine, seppur uguali dal punto di vista delle prestazioni, sono state classificate in base agli andamenti reali: il Trane 5 ha avuto mediamente COP più bassi, principalmente dovuti alla maggiore età rispetto alle altre macchine e al collegamento particolare con lo stabilimento, che la porta a lavorare in condizioni distanti da quelle di progetto all'evaporatore.

Questo ordine preferenziale, come si vedrà nel seguito, non verrà rispettato nei mesi invernali (febbraio 2018 e gennaio 2018). In queste due particolari mensilità McQuay ha taglia troppo grande rispetto al fabbisogno di energia frigorifera dello stabilimento. L'ordine preferenziale è stato modificato escludendo questa macchina per la produzione di freddo, dando perciò priorità a Trane 9.

Il primo passaggio dell'ottimizzazione è stato quello di calcolare l'energia frigorifera totale prodotta dalle macchine attraverso la discretizzazione di quattro ore:

$$En_{frigo,tot,j} = \sum_{i=1}^4 En_{frigo,ij} + En_{frigo,5j} \quad [kWh] \quad (4.1)$$

Nel seguito, il pedice i si riferisce alla i-esima macchina frigorifera, mentre il pedice j si riferisce al j-esimo intervallo di discretizzazione. L'energia frigorifera di ogni macchina è stata a sua volta calcolata con l'equazione (4.2).

$$En_{frigo,ij} = G_{ij} C_p (T_{sal,ij} - T_{sal,rit,j}) h_{ij} \quad [kWh] \quad (4.2)$$

Dove:

- G_{ij} è la portata di mandata di salamoia dell'i-esima macchina nel j-esimo intervallo di discretizzazione;
- C_p è il calore specifico della salamoia, espresso in $\left[\frac{kJ}{kg K}\right]$;
- $T_{sal,ij}$ è la temperatura di salamoia di mandata dell'i-esima macchina, ovvero in uscita dall'evaporatore, nel generico intervallo j;

- $T_{sal,rit,j}$ rappresenta la temperatura di salamoia di ritorno della salamoia dallo stabilimento nel j-esimo intervallo considerato;
- h_{ij} sono le ore di funzionamento reali dell'i-esima macchina nel j-esimo intervallo.

L'energia frigorifera di Trane 5 è stata calcolata attraverso l'equazione 4.3:

$$En_{frigo,5j} = G_{5j} C_p (T_{sal,5j} - T_{sal,rit,5j}) h_{5j} \quad [kWh] \quad (4.3)$$

L'equazione 4.3 differisce dalla 4.2 solamente per la temperatura di ritorno di salamoia di Trane 5.

L'energia frigorifera calcolata con l'equazione 4.1 è un insieme di valori, uno per ogni intervallo j di discretizzazione lungo ognuno dei sei mesi.

Successivamente, sono state calcolate le ore di funzionamento necessarie per produrre la quantità reale di energia frigorifera (vincolo) calcolata con l'equazione 4.1, utilizzando l'ordine preferenziale di utilizzo delle macchine frigorifere precedentemente introdotto nella tabella 4.1. In formule, si ottiene l'equazione 4.4:

$$x_{ij} = \frac{(En_{frigo,tot,j} - En_{frigo,j})}{G_{ij} * C_p * (T_{sal,ij} - T_{sal,rit,j})} \quad [h] \quad (4.4)$$

L'equazione 4.4 viene applicata volta per volta ad ogni macchina frigorifera incominciando da McQuay (o Trane 9 se si tratta di un mese invernale) per proseguire con quelle successive. x_{ij} viene posto uguale a 4 nel caso in cui la i-esima macchina nel procedimento lavori per più di 4 ore all'interno del j-esimo intervallo di discretizzazione; diversamente, x_{ij} rappresenta le ore di funzionamento della i-esima macchina all'interno del j-esimo intervallo di discretizzazione.

Nel caso in cui una generica macchina i, all'interno di uno step j del processo di calcolo, risulti spenta, l'equazione utilizzata è la seguente:

$$x_{ij} = \frac{(En_{frigo,tot,j} - En_{frigo,j})}{G_{ij} * C_p * (T_{sal,media,i} - T_{sal,rit,j})} \quad [h] \quad (4.5)$$

L'unica differenza tra l'equazione 4.4 e l'equazione 4.5 è dovuta al termine a denominatore che rappresenta la temperatura di salamoia di macchina. Nell'equazione 4.5, $T_{sal,media,i}$ rappresenta una stima della temperatura di salamoia all'uscita dell'evaporatore dell' i-esima macchina considerata. Essa è stata stimata e posta uguale alla media dei valori di temperatura di salamoia della macchina negli intervalli di discretizzazione j in cui la macchina ha effettivamente lavorato.

Ogni volta che viene utilizzata per la produzione una macchina frigorifera, viene aggiornata l'energia frigorifera prodotta ($En_{frigo,j}$) con le nuove ore di funzionamento x_{ij} calcolate nel processo di ottimizzazione. All'inizio del processo l'energia frigorifera prodotta è inizializzata pari a 0.

$$En_{frigo,j} = \sum_{i=1}^5 En_{frigo,ij} \quad [kWh] \quad (4.6)$$

$$En_{frigo,ij} = G_{ij} C_p (T_{sal,ij} - T_{sal,rit,j}) x_{ij} \quad [kWh] \quad (4.7)$$

Considerando un generico intervallo j , quando l'energia frigorifera ($En_{frigo,j}$) calcolata nel processo di ottimizzazione eguaglia l'energia frigorifera reale ($En_{frigo,tot,j}$), significa che il vincolo dell'ottimizzazione è stato rispettato in quanto il carico di freddo dello stabilimento è stato soddisfatto. Alla fine del processo di calcolo, si è arrivati a calcolare le ore di funzionamento per ogni intervallo di discretizzazione j nelle nuove condizioni (chiamato nel proseguo scenario ottimizzato) per le macchine considerate. Il procedimento è stato eseguito separatamente per tutti i sei mesi oggetto dell'analisi anche se il codice di calcolo è lo stesso.

Successivamente, si è passati al calcolo dell'energia elettrica assorbita dalle macchine nei due scenari (scenario reale e scenario ottimizzato). A questo scopo, è stato scelto di utilizzare delle correlazioni derivanti dal funzionamento reale delle macchine. Sono state perciò ottenute sei correlazioni (una per ogni macchina), che legano l'assorbimento elettrico al compressore della i -esima macchina con la differenza tra la temperatura di salamoia all'uscita dell'evaporatore della i -esima macchina e la temperatura di salamoia in ingresso all'evaporatore (comune per tutte le macchine ad eccezione di Trane 5). In figura 4.4 è riportato un esempio di correlazione per la macchina frigorifera Trane 7. Ogni correlazione è stata ottenuta dai dati reali di funzionamento delle macchine lungo sei mesi (i sei mesi oggetto dell'analisi).

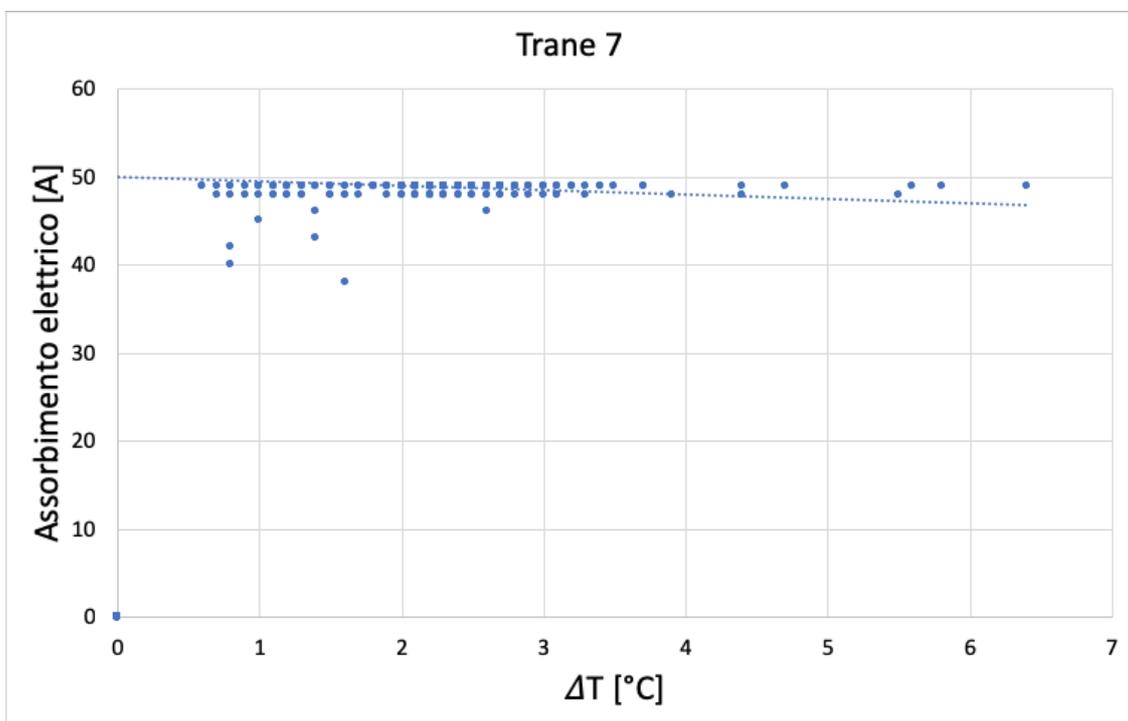


Figura 4.4 - Correlazione per Trane 7: in ascissa è presente la differenza, al generico istante j , tra la temperatura di salamoia di Trane 7 e la temperatura di ritorno di salamoia dallo stabilimento. In ordinata è presente l'assorbimento elettrico reale nel medesimo intervallo j

La curva che approssima i dati reali è la seguente:

$$A_{7j}(\Delta T_{7j}) = -0.4904 * \Delta T_{7j} + 50 \quad [A] \quad (4.8)$$

Dalle correlazioni sono state escluse le condizioni di funzionamento corrispondenti alle macchine spente ($A_{ij}(\Delta T_{ij} = 0) = 0$).

Calcolo dell'energia elettrica reale:

$$En_{el,tot,j} = \sum_{i=1}^5 En_{el,ij} \quad [kWh] \quad (4.9)$$

$$En_{el,ij} = \sqrt{3} \cos \varphi A_{ij}(\Delta T_{ij}) V_{nom,i} h_{ij} \quad [kWh] \quad (4.10)$$

Dove:

- $A_{ij}(\Delta T_{ij})$ rappresenta il valore di corrente assorbito dalla i-esima macchina nel j-esimo intervallo della discretizzazione e stimato per mezzo delle correlazioni;
- $V_{nom,i}$ rappresenta il valore di tensione nominale fornito dal produttore della i-esima macchina;
- h_{ij} sono le ore di funzionamento reali della i-esima macchina nel generico intervallo j.

Calcolo dell'energia elettrica nello scenario ottimizzato:

$$En_{el,tot,ott,j} = \sum_{i=1}^5 En_{el,ott,ij} \quad [kWh] \quad (4.11)$$

$$En_{el,ott,ij} = \sqrt{3} \cos \varphi A_{ij}(\Delta T_{ij}) V_{nom,i} x_{ij} \quad [kWh] \quad (4.12)$$

I parametri utilizzati nell'equazione 4.12 sono gli stessi dell'equazione 4.10, con la differenza che le ore di funzionamento x_{ij} sono quelle calcolate durante il processo di ottimizzazione.

$A_{ij}(\Delta T_{ij})$, utilizzato nell'equazione 4.10 e 4.12, è stato ottenuto tramite l'equazione 4.8: per la stima, è stato utilizzato un valore di ΔT_{ij} calcolato come differenza tra la temperatura di salamoia della i-esima macchina (la stessa utilizzata precedentemente nell'equazione 4.5) e la temperatura di ritorno di salamoia, valutati entrambi nel corrispondente j-esimo step della discretizzazione. Successivamente, a partire dalle correlazioni, sono state ottenuti degli indici statistici per indicare il grado di precisione dei risultati ottenuti: per ogni macchina è stato calcolato il valore medio di assorbimento elettrico e la deviazione standard, che indica il grado di dispersione dei dati rispetto al valore atteso. La deviazione standard è stata utilizzata per riportare una banda di errore sui grafici, riportati nelle pagine successive, raffiguranti l'energia elettrica nei due scenari [8].

In sintesi, alla fine del processo si è arrivati a calcolare la differenza tra l'energia elettrica assorbita nello scenario reale e nello scenario di ottimizzazione. Tale differenza è stata rappresentata in immagini che raffigurano il consumo di energia elettrica dei due scenari dell'insieme delle macchine in funzione del giorno, per i diversi mesi considerati.

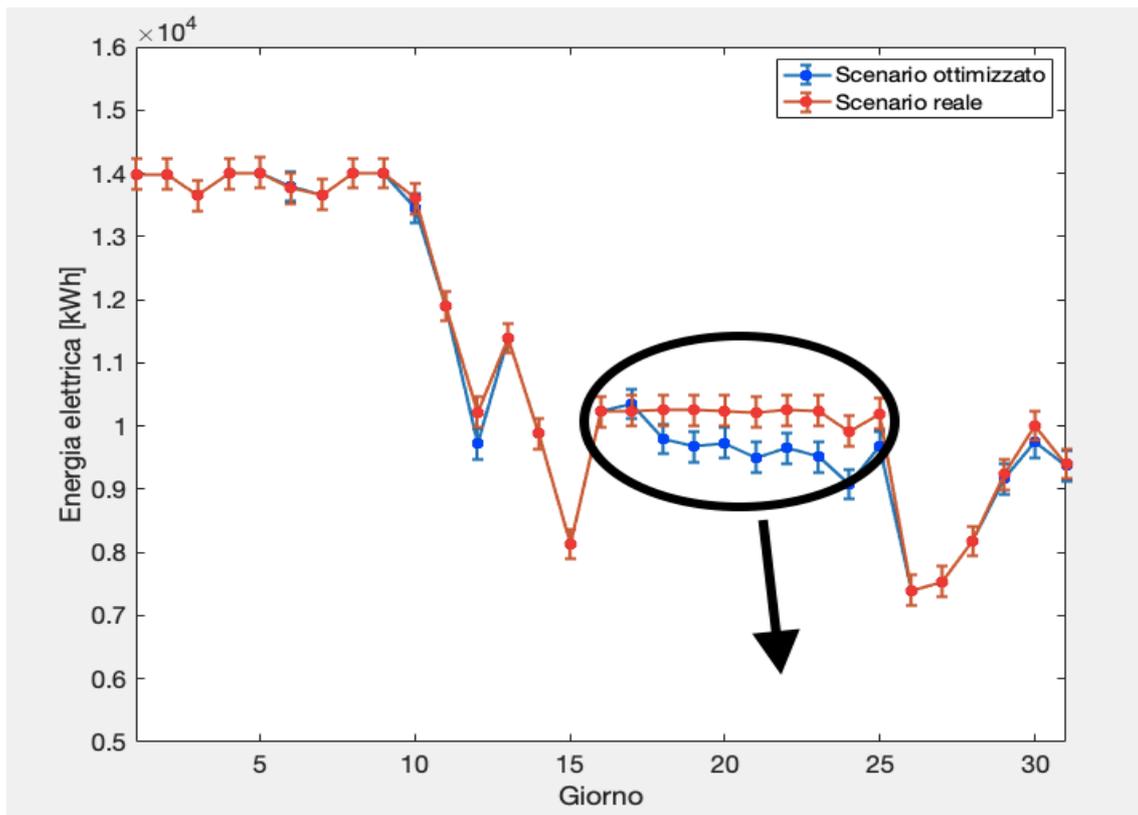


Figura 4.5 - agosto 2018: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

Osservando la figura 4.5, la curva raffigurante l'energia elettrica assorbita dall'insieme delle macchine si mantiene al di sotto di quella raffigurante l'energia reale, il che significa che nelle nuove condizioni le macchine assorbono meno energia elettrica per produrre lo stesso volume di output (energia frigorifera alle utenze).

In entrambi gli scenari viene utilizzata la macchina McQuay a pieno carico e per il massimo numero di ore disponibili. Dal 1 fino al 10 agosto, le due curve sono coincidenti: questo significa che il funzionamento delle macchine è uguale in entrambi gli scenari. In questo periodo infatti, a causa dell'elevata richiesta di energia frigorifera, tutte le macchine sono state utilizzate contemporaneamente al massimo della potenzialità, per cui l'ottimizzazione non porta a benefici.

Il 12 agosto esiste uno scostamento tra i due scenari: in questo giorno infatti il fabbisogno di freddo dell'utenza è calato. In entrambi sono state utilizzate McQuay e Trane 9 per coprire il carico di base, ma nello scenario ottimizzato Trane 8 produce al posto di Trane 5.

Un secondo scostamento si verifica tra il 16 e il 25 di agosto per lo stesso motivo, come riportato nell'immagine 4.6: Trane 8 produce, nel caso ottimizzato, l'output che nel caso reale è stato prodotto da Trane 5, assorbendo minore energia elettrica in quanto questa macchina ha COP maggiore.

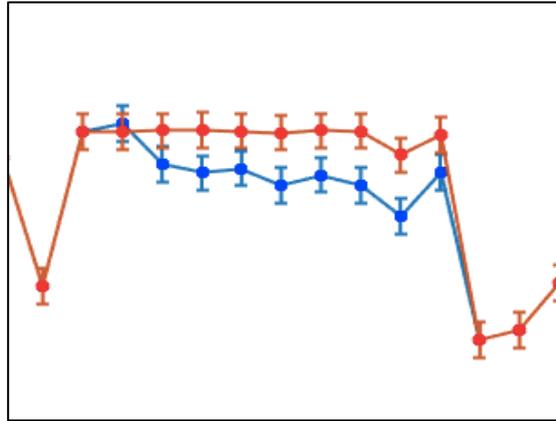


Figura 4.6 – Zoom di agosto 2018

Anche in questo periodo di tempo, in entrambi gli scenari McQuay e Trane 9 sono state impiegate per coprire il carico di base.

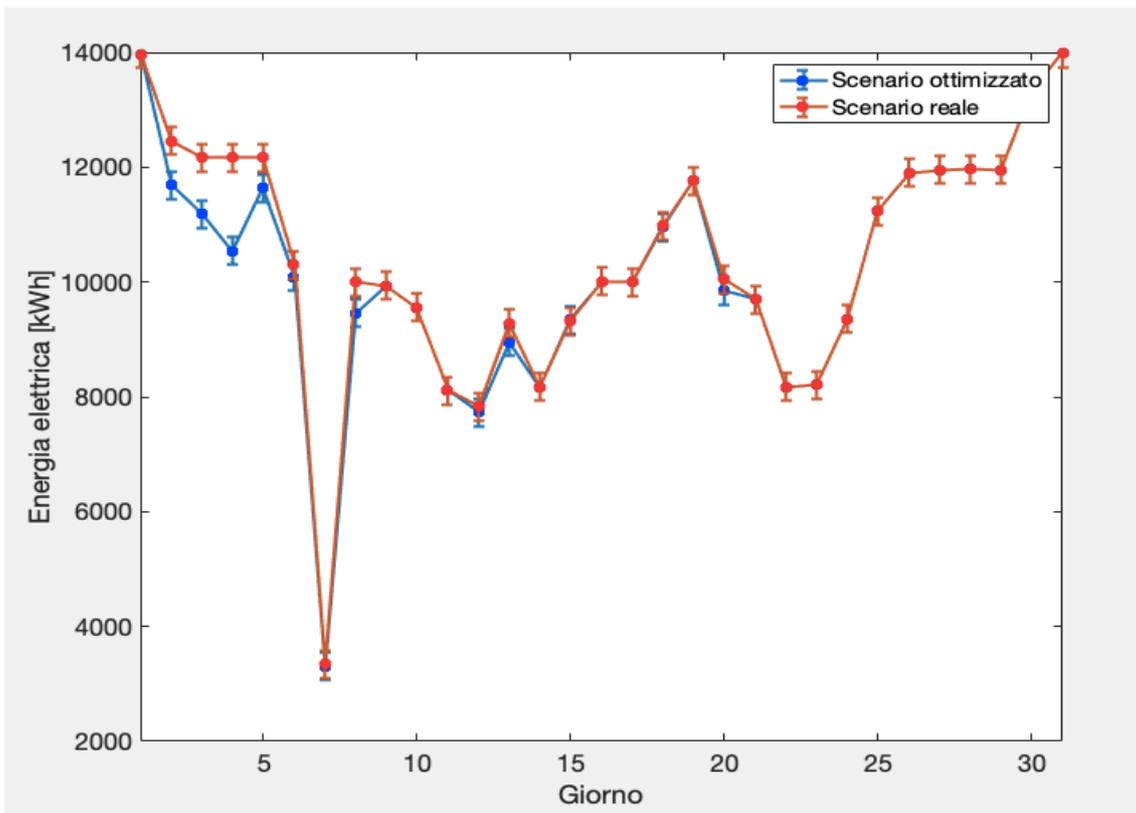


Figura 4.7 - luglio 2018: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

Dal 1 al 6 luglio, la differenza tra il consumo elettrico nei due scenari è dovuta all'utilizzo del Trane 7 al posto del Trane 5 che, come già accennato, presenta mediamente COP più basso

rispetto a tutte le macchine frigorifere anche se, sulla base dei dati di targa, ha COP uguale a Trane 7.

L'8 di luglio è avvenuto un risparmio in quanto è stato usato Trane 8 al posto di Trane 7.

Dal 21 luglio fino a fine mese, non vi è stata differenza poiché i gestori dell'impianto hanno gestito le accensioni e gli spegnimenti delle macchine in maniera uguale a quanto calcolato nel processo di ottimizzazione: in questo caso allora i due scenari coincidono.

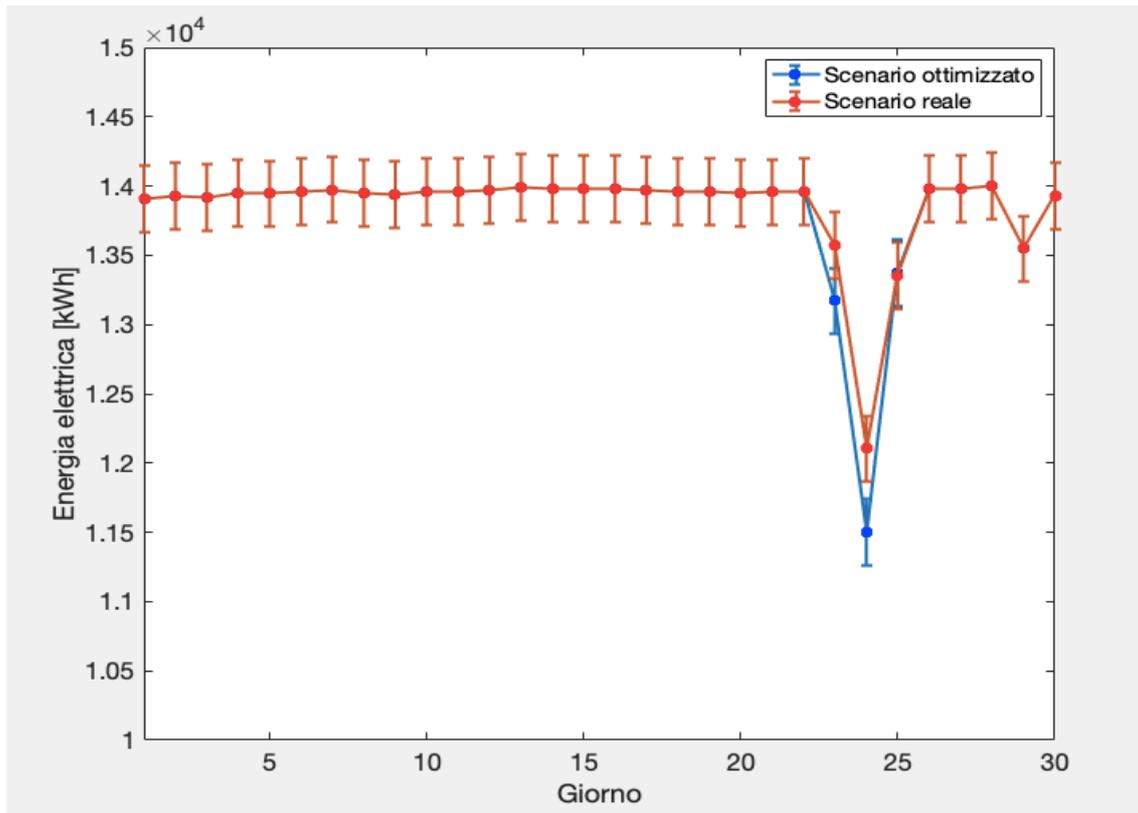


Figura 4.8 - giugno 2018: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

Come si può vedere nell'immagine 4.8, giugno 2018 è stato un mese in cui i due scenari sono molto simili. Dal 1 al 22 e dal 26 al 30 di giugno, tutte le macchine sono state utilizzate a pieno carico, per cui lo scenario di ottimizzazione non porta benefici ed è strettamente coincidente con lo scenario reale.

L'unica differenza avviene dal 23 al 25 di giugno, in cui vi è stata un significativo calo della domanda di freddo per via di un fermo impianto generale (sia gli uffici che la maggior parte dell'area produttiva); la differenza dei consumi tra i due scenari pertanto è dovuta al fatto che si è utilizzato Trane 8 anziché Trane 5 e Trane 7, mentre Trane 9 e McQuay lavorano in entrambi gli scenari.

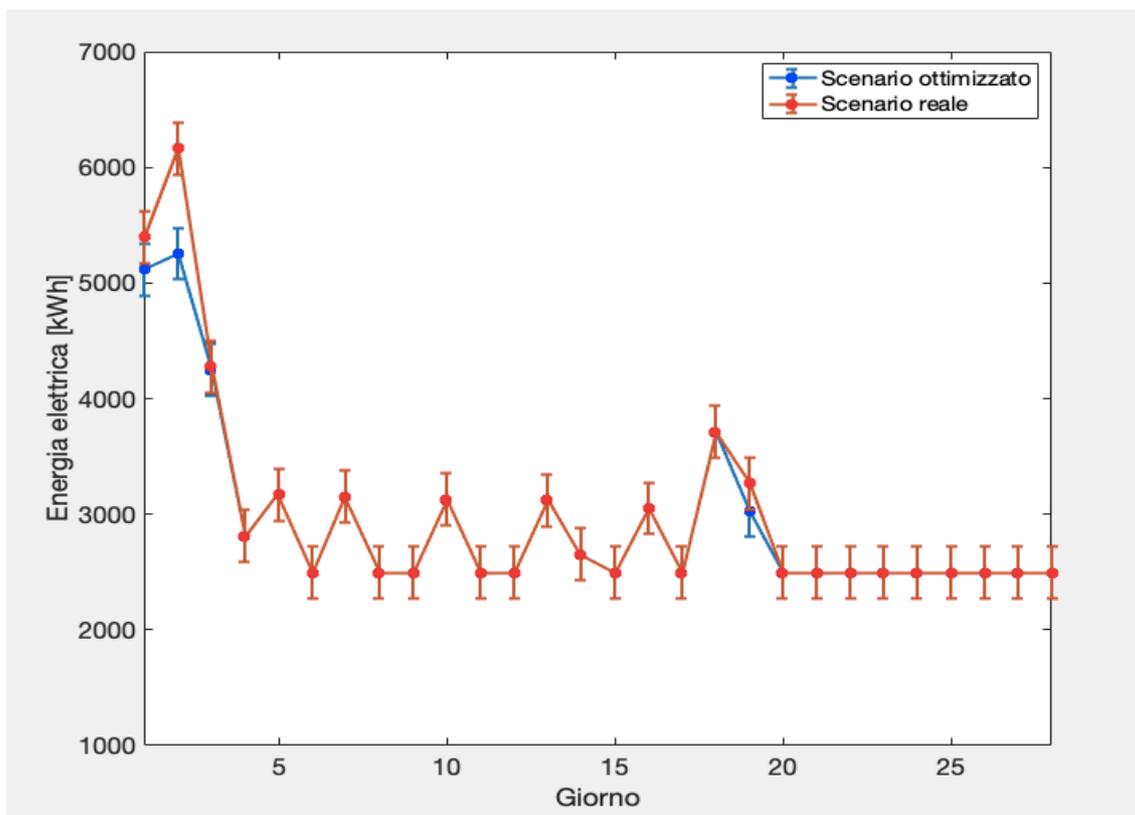


Figura 4.9 - febbraio 2018: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

L'immagine 4.9 rappresenta i due scenari nel mese di febbraio 2018, tipico mese invernale. In questo mese, in cui il carico richiesto dalle utenze è stato molto inferiore rispetto al caso estivo, è stata fatta la scelta di non rispettare l'ordine preferenziale rappresentato nella tabella 4.1: è stato scelto di non utilizzare la macchina McQuay, in quanto ha taglia troppo grande rispetto al fabbisogno di freddo necessario alle utenze.

Passando ora all'analisi delle differenze tra i due scenari, nei primi due giorni di febbraio lo scenario ottimizzato ottiene un miglioramento: sono state fatte lavorare Trane 9, Trane 8 e Trane 7 per coprire il fabbisogno, prodotto nel caso reale da McQuay e in parte da Trane 7. Contrariamente a quanto ci si aspetterebbe dalle precedenti analisi dei mesi estivi, il fatto di aver utilizzato la macchina McQuay ha penalizzato lo scenario reale: in questi due giorni infatti, McQuay ha lavorato con COP < 3¹ (si veda la figura 3.15), assorbendo così maggiore energia elettrica rispetto a quella assorbita dalle macchine utilizzate nello scenario ottimizzato.

Il 19 febbraio, in entrambi gli scenari, viene utilizzato Trane 9 ma, in quello ottimizzato, viene utilizzato Trane 8 al posto di Trane 7.

¹ Il COP è stato inferiore a 3 poiché McQuay ha lavorato con un ΔT medio, in questi due giorni, pari a circa 2.8 [°C], nettamente inferiore al ΔT medio di 3.9 [°C] di agosto 2018, preso come termine di paragone. Essendo distanti dalle condizioni di progetto ($\Delta T = 4$ [°C] all'evaporatore), l'efficienza della macchina è stata penalizzata.

Negli altri giorni del mese, dove le due curve corrispondenti ai due scenari nella figura 4.9 coincidono, sono state utilizzati le stesse macchine per cui lo scenario ottimizzato non comporta benefici.

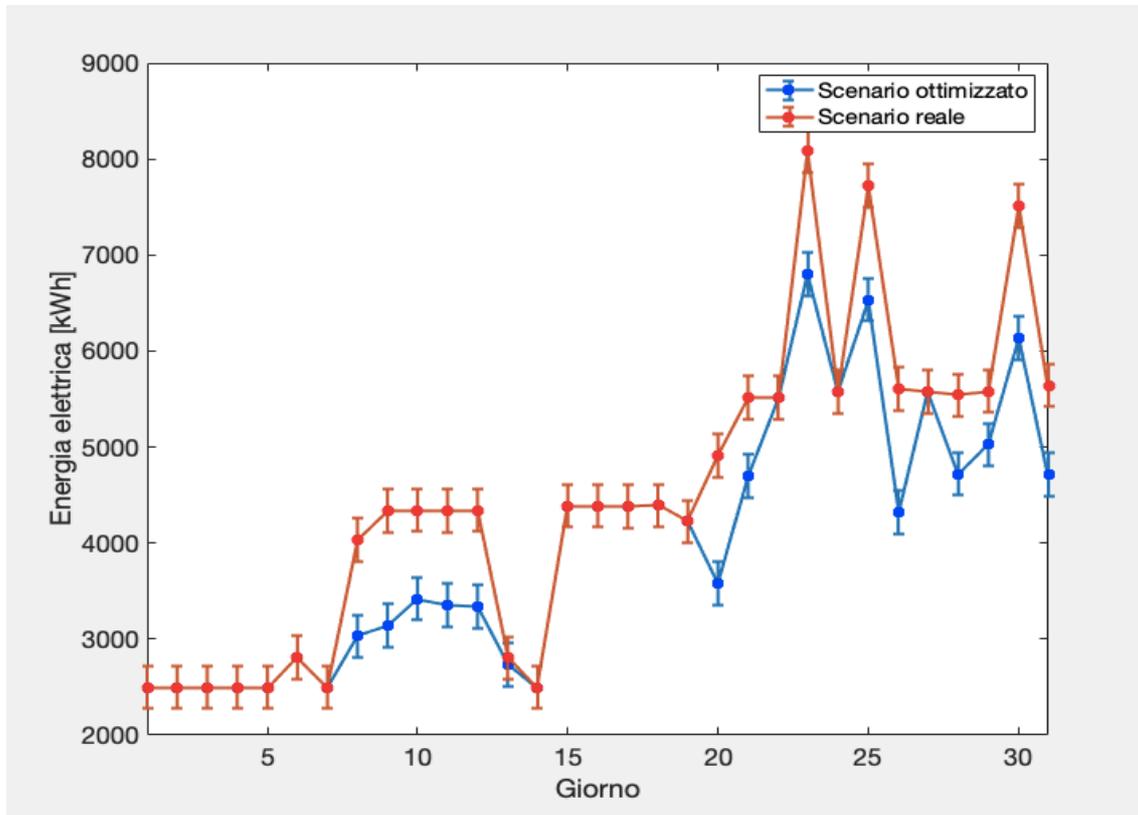


Figura 4.10 - gennaio 2018: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

Come per il mese di febbraio, anche per il mese di gennaio è stato scelto di non considerare l'utilizzo di McQuay per via del fabbisogno di freddo ridotto.

Il primo scostamento tra i due scenari, visibile nella figura 4.10, avviene tra l'8 e il 12 di gennaio. Il risparmio di energia elettrica dello scenario ottimizzato avviene grazie all'utilizzo di Trane 8 al posto di Trane 7, mentre Trane 9 viene usata in entrambi.

Il secondo avviene dal 20 fino a fine mese: in questo frangente, come è avvenuto in febbraio, al posto di McQuay² e Trane 9 (utilizzata nel caso reale per coprire i picchi) sono stati usati Trane 9 (a pieno carico), Trane 8 e Trane 7 ottenendo così un risparmio.

² COP di McQuay è risultato anche in gennaio sotto le aspettative, pari circa a 2.8 (ΔT medio = 2.95 [°C]).

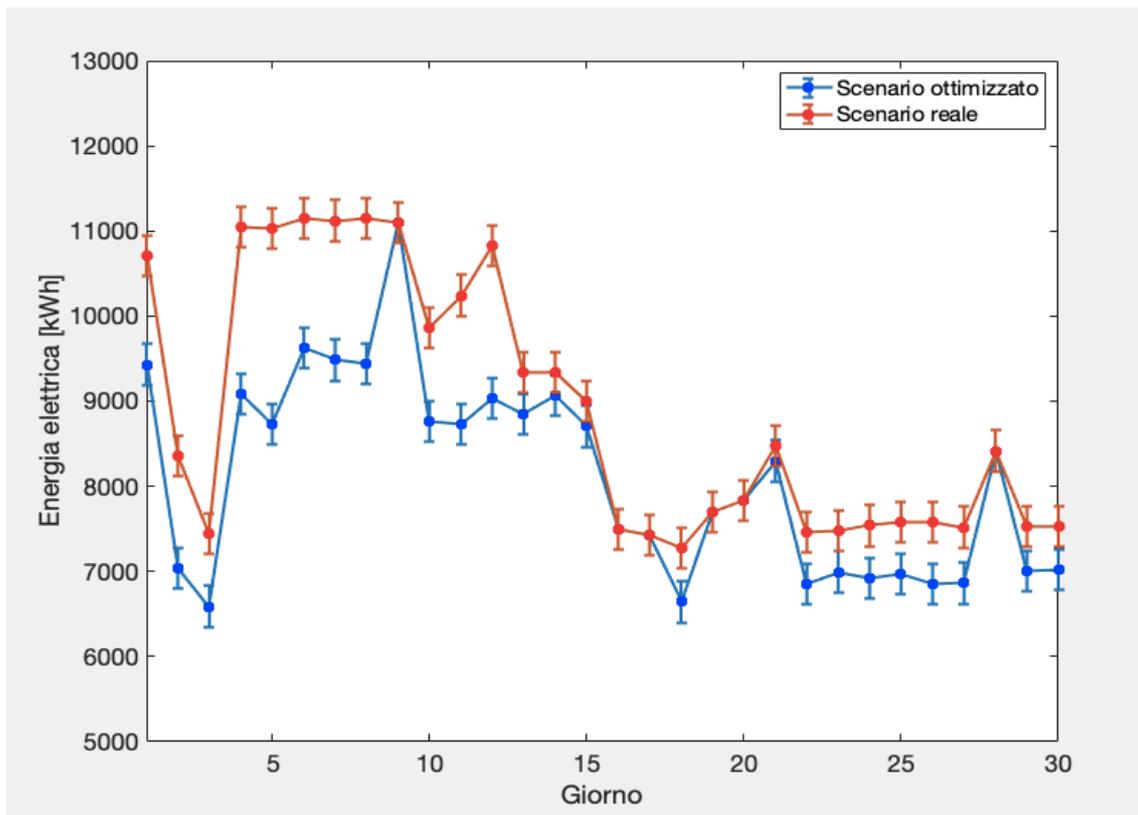


Figura 4.11 - settembre 2017: confronto tra energia elettrica assorbita nel caso ottimizzato e l'energia elettrica assorbita realmente dalle macchine

La figura 4.11 rappresenta, come nei mesi precedenti, i due scenari per il mese di settembre 2017. Per tutto il mese, lo scenario ottimizzato ha comportato un notevole vantaggio. In entrambi è stata utilizzata la macchina McQuay a pieno carico per il massimo numero di ore disponibili, dal momento che settembre è un mese di alta produttività e con discrete temperature esterne (si veda la spiegazione relativa alle immagini 3.18 e 3.19), per cui è possibile coprire il carico di base con una macchina di grande taglia. Il guadagno è dovuto all'aver impiegato Trane 9 (spento nello scenario reale) al posto di Trane 5 (quindi spento nello scenario ottimizzato). Trane 7 e Trane 8 sono invece stati usati in entrambi gli scenari, anche se in maniera diversa (in quanto accensioni/spengimenti e ore di funzionamento), per coprire la parte restante del fabbisogno di freddo.

Nella tabella 4.2 sono riassunti, a seconda del mese, il guadagno di energia elettrica calcolato con la seguente equazione:

$$\delta = \sum_{i=1}^{n \text{ mese}} En_{el, reale, i} - \sum_{i=1}^{n \text{ mese}} En_{el, ottimizzata, i} \quad [kWh] \quad (4.14)$$

Dove:

- $En_{el, reale, i}$ rappresenta l'energia elettrica reale assorbita dall'insieme delle macchine nell' i -esimo intervallo della discretizzazione;

- $E_{n_{el,ottimizzata,i}}$ rappresenta l'energia elettrica assorbita dall'insieme delle macchine calcolata, tramite lo scenario ottimizzato, nell'*i*-esimo intervallo della discretizzazione;
- *n* rappresenta il numero totale di intervalli di discretizzazione del mese considerato.

Tale valore rappresenta il risparmio (se esiste) di energia elettrica grazie alla gestione ottimale delle macchine. Esso è valutato per ogni mese considerato.

Tabella 4.2 - Risparmio di energia elettrica ed economico

Mese	δ di energia elettrica [MWh]	Risparmio economico [€]
agosto 2018	+ 19.879	1292
luglio 2018	+ 16.862	1084
giugno 2018	+ 5.928	385
gennaio 2018	+ 82.837	5384
febbraio 2018	+ 1.115	72
settembre 2017	+ 131.390	8540

Per quanto riguarda il risparmio economico, esso è stato valutato tramite la seguente equazione:

$$R = \delta * C_{el} \quad [€] \quad (4.15)$$

Dove:

- δ [kWh] è il risparmio di energia elettrica calcolato con l'equazione 4.14;
- C_{el} ³ $\left[\frac{€}{kWh_e} \right]$ è il costo dell'energia elettrica dello stabilimento.

Contrariamente a quanto ci si aspetterebbe, l'eventuale risparmio di energia elettrica non si traduce in una minore emissione di CO₂ in ambiente: l'energia elettrica verrebbe infatti prodotta ugualmente dall'impianto di cogenerazione e verrebbe destinata ad altre utenze interne all'azienda; al più, verrebbe venduta alla rete esterna.

Il delta, calcolato con l'equazione 4.14, aumenta al crescere della diversità nella gestione delle macchine nei due scenari. Inoltre, il discorso è anche legato al carico richiesto dallo stabilimento. Nei periodi di maggiore richiesta, visibile ad esempio nelle figure 3.12 e 3.13 relative a un tipico mese estivo come giugno 2018, l'assorbimento delle macchine tende a quello nominale: in questi periodi infatti tutte le macchine (o quasi) lavorano a pieno carico, assorbendo un valore di potenza elettrica pari a quello nominale. Questo è un tipico esempio

³ Il costo dell'energia elettrica è stato assunto, tramite stime interne all'azienda, pari a $65 \left[\frac{€}{MWh_e} \right]$. Questo valore si riferisce al costo dell'energia elettrica autoprodotta attraverso l'impianto di cogenerazione.

in cui i due scenari sono molto simili tra loro: la gestione delle macchine è stata pressoché uguale, in quanto vengono utilizzate, per ogni istante temporale, a pieno carico e contemporaneamente.

Durante i periodi intermedi o invernali, il carico richiesto dalle utenze è minore a causa delle condizioni atmosferiche meno sfavorevoli (temperatura media esterna mensile più bassa). Di conseguenza in condizioni reali le macchine sono spinte a una maggiore modulazione in termini di carico e in termini di accensioni e spegnimenti (e quindi di ore di funzionamento). In questi casi, siccome il carico di freddo è minore, può esistere un delta anche significativo a seconda della diversità nell'utilizzo delle macchine.

Le condizioni da rispettare, durante il funzionamento reale delle macchine, sono:

- Copertura del fabbisogno di energia frigorifera dell'utenza;
- Accensione delle macchine rimaste spente per un tempo maggiore di 10 giorni, in modo da verificare la presenza o meno di perdite di refrigerante nel circuito delle macchine.

Le perdite di refrigerante sono difficili da rilevare, dal momento che il fluido più utilizzato (R134a) è inodore. Inoltre, i cabinati delle macchine sono privi di sistemi di rilevazione automatici e sono ventilati per garantire il ricircolo d'aria e la refrigerazione delle macchine (soprattutto nei mesi estivi). I gestori dell'impianto hanno perciò scelto, per comodità ma trascurando l'efficienza energetica, di accendere periodicamente le macchine rimaste spente (utilizzando anche quelle meno efficienti e con taglia più piccola, "scartate" nel processo di ottimizzazione), verificando il corretto raggiungimento del range di temperatura di evaporazione del fluido refrigerante. Solitamente, dopo aver acceso una macchina per effettuare tale verifica, viene mantenuta accesa a produrre freddo.

Il ragionamento eseguito dai gestori dall'impianto è giustificato in parte dall'elevato GWP di tale fluido, e dal danno provocato all'atmosfera conseguente a una perdita non rilevata in tempo, nonché quello economico. Tramite la gestione ottimizzata delle macchine è possibile evitare queste inefficienze. La corretta implementazione tuttavia sarà possibile solo dopo aver installato un sistema di rilevazione automatico di perdite di refrigerante all'interno dei cabinati delle macchine.

Il calcolo è stato esteso anche ai mesi non considerati nel processo di ottimizzazione, legando il risparmio elettrico tra mesi analoghi (dal punto di vista della produzione e delle condizioni atmosferiche) con la temperatura media esterna del mese considerato.

Tabella 4.3 - Risparmio stimato di energia elettrica ed economico per i mesi non considerati nell'analisi

Mese	δ di energia elettrica [MWh]	Risparmio economico [€]
maggio 2018	+ 7.662	498
aprile 2018	+ 42.931	2791

marzo 2018	+ 36.808	2392
dicembre 2017	+ 10.100	2041
novembre 2017	+ 82.062	6634
ottobre 2017	+ 98.333	6292

I valori presenti nella tabella 4.3 rappresentano delle stime. Il fatto di aver considerato mesi analoghi implica che in quei due mesi il funzionamento nei due scenari reali e nei due scenari ottimizzati risulti simile, pertanto simile è anche la gestione delle macchine.

5 Analisi della condensazione

All'interno di questa sezione verrà analizzata la tecnologia di condensazione attualmente utilizzata all'interno dello stabilimento. Verrà inoltre eseguito un confronto tra tecnologie alternative, al fine di ridurre, in ottica di sostenibilità ambientale, i consumi di energia elettrica e di acqua.

Questa tecnologia, oltre che per la condensazione dei chiller, viene anche utilizzata per il raffreddamento di acqua di processo. Dal momento che essa serve, oltre che CF1, anche CF7 e parte dello stabilimento, il sistema è stato considerato nel suo insieme e non solo la parte relativa soltanto a CF1. In questo modo infatti si arriva a risultati più attendibili, privi di ipotesi semplificative che diversamente verrebbero introdotte per scorporare i dati di CF1 da quelli disponibili (relativi pertanto al sistema per intero).

5.1 Descrizione della tipologia di condensazione

La condensazione è costituita da torri evaporative umide a tiraggio meccanico. Si tratta di uno scambiatore di calore gas-liquido, in cui il liquido (acqua) cede calore alla fase gassosa (aria), riducendo la propria temperatura. Nella seguente immagine, è rappresentato uno schema semplificato di una torre di raffreddamento (anche chiamata torre evaporativa).

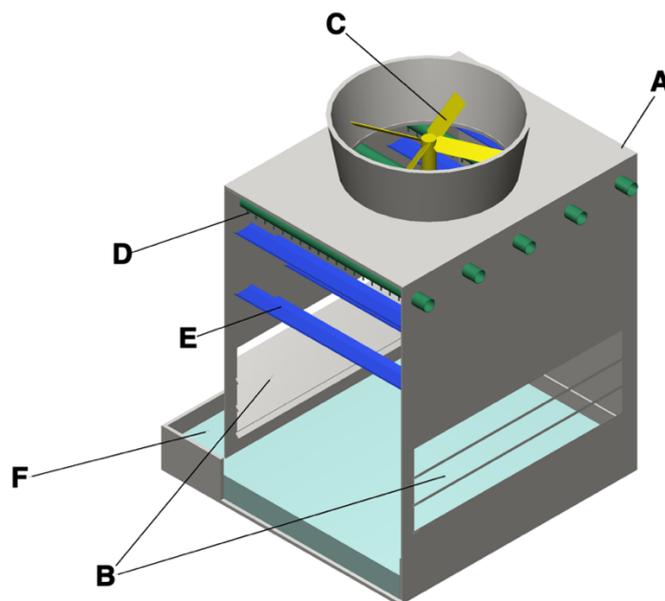


Figura 5.1 - Schema funzionale di una torre evaporativa

Dove:

- C è il ventilatore che permette la circolazione dell'aria, il cui ingresso nella torre avviene tramite aperture laterali (B);
- A è la struttura di contenimento della torre evaporativa;
- Il sistema di distribuzione dell'acqua è costituito da ugelli (D) che spruzzano l'acqua sul flusso di aria in modo da massimizzare lo scambio termico tra i due fluidi e da un riempimento solitamente plastico (E);
- F è la vasca di raccolta dell'acqua raffreddata
- Anche se non rappresentato, la torre presenta il "separatoro di gocce": la sua funzione è quella di recuperare l'acqua in forma liquida (non la parte evaporata) trascinata dal flusso di aria.

Il processo termoigrometrico di funzionamento della torre di raffreddamento è rappresentato sul diagramma dell'aria umida nell'immagine seguente [7].

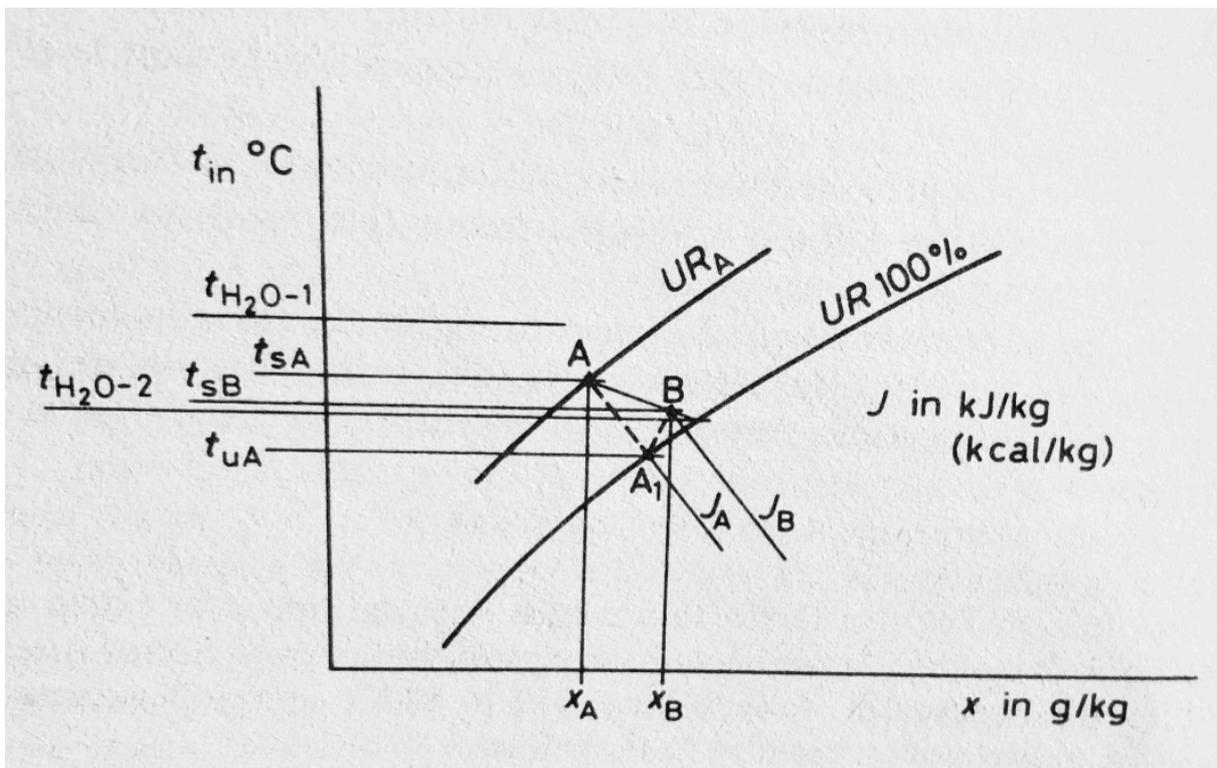


Figura 5.2 - Diagramma termoigrometrico

L'aria ambiente entra nella torre con temperatura di bulbo secco t_{sA} , umidità relativa UR_A e corrispondente temperatura di bulbo umido t_{uA} (punto A nella figura 5.2). L'acqua, in corrispondenza dell'ingresso dell'aria, si trova alla temperatura t_{H_2O-2} superiore alla temperatura di bulbo umido dell'aria entrante ed inferiore alla temperatura di bulbo secco dell'aria entrante:

$$t_{uA} < t_{H_2O-2} < t_{sA} \quad (5.1)$$

A contatto con l'acqua, l'aria tende alla saturazione e si porta alle condizioni del punto B posto sulla congiungente tra il punto A e il punto della curva di saturazione UR = 100% corrispondente a t_{H_2O-2} , e molto prossimo alla saturazione. Nella realtà il processo che avviene è il seguente: l'aria dapprima si satura lungo la retta ad entalpia costante J_A e poi si riscalda da t_{uA} a t_{uB} (A₁B sul grafico).

L'entalpia e il contenuto di vapore dell'aria aumentano, infatti $J_B > J_A$ e $X_B > X_A$. Si ha perciò un aumento dell'entalpia dell'aria anche se avviene una diminuzione della temperatura di bulbo secco ($t_{sB} < t_{sA}$).

La quantità di calore $J_B - J_A$ che l'aria assorbe corrisponde perciò al calore latente della quantità di acqua evaporata $X_B - X_A$ sottratta alla massa totale dell'acqua che investe l'aria. Tale quantità di calore, assorbita dall'aria, viene sottratta alla massa d'acqua che non evapora e che viene raffreddata.

L'apporto di calore è dato dall'acqua da raffreddare in ingresso alla torre nella parte superiore, la quale si trova alla temperatura t_{H_2O-1} , superiore alla temperatura t_{sA} . L'acqua entrante nella torre viene perciò raffreddata da t_{H_2O-1} a t_{H_2O-2} . Indicando con \dot{M}_{H_2O} la quantità di acqua entrante nella torre e con \dot{M}_a quella di aria, deve essere soddisfatto il seguente bilancio termico:

$$\dot{q} = \dot{M}_{H_2O} c (t_{H_2O-1} - t_{H_2O-2}) = \dot{M}_a (J_B - J_A) \quad [kW] \quad (5.2)$$

Dove:

- \dot{q} è il calore trasmesso espresso in [kW];
- c è il calore specifico dell'acqua, pari a $4.187 \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$.

Le torri evaporative installate nello stabilimento sono sei. Nella seguente tabella ne è riportata una breve descrizione.

Tabella 5.1 - Tabella di sintesi sulle torri evaporative

Torre	n. ventilatori	Potenza elettrica [kWe]	Portata [m ³ /h] ¹
Torre 1	3	3 * 30	1000
Torre 2	4	4 * 22	1000
Torre 3	4	4 * 18.5	1000
Torre 4	6	6 * 30	3000 ²
Torre 5	8	8 * 22	2000

¹ Rappresenta la portata massima di acqua smaltibile dalla torre in condizioni nominali.

² Nella pratica si riduce a 2500 [m³/h] a causa del posizionamento ravvicinato con altre torri, che riduce l'aria circolante all'interno della torre evaporativa.

Torre 6	8	8 * 22	2000
---------	---	--------	------

Come si evince dalla tabella, ogni torre è costituita da più ventilatori posti in moduli fisicamente separati tra loro e indipendenti. I ventilatori non sono regolabili tramite inverter; l'unica modalità di regolazione pertanto è costituita da accensioni/spegnimenti, a seconda della necessità.

L'acqua raffreddata viene convogliata all'interno di una grande vasca di raccolta, profonda 10 metri. Per mezzo di 7 pompaggi³ indipendenti e separati tra loro tramite canali sommersi per evitare di creare turbolenze all'interno della colonna d'acqua, l'acqua viene fatta circolare verso le utenze. Questi pompaggi sono modulati, tramite inverter, a seconda della domanda di acqua di raffreddamento in stabilimento.

Dal momento che l'acqua circolante nelle torri è la stessa che circola negli scambiatori di calore a livello delle utenze, il circuito è definito come "aperto", in quanto l'acqua è a diretto contatto con l'aria. Questo ha il vantaggio di incrementare sensibilmente lo scambio termico tra i due fluidi, ma ha come svantaggio la perdita di acqua a causa dell'evaporazione durante lo scambio termico e a causa del trascinarsi di acqua liquida da parte del flusso di aria in movimento (anche se quest'ultimo contributo è trascurabile in quanto i separatori di gocce riescono a recuperarla in larga parte).

5.2 Analisi dei consumi

Come nel caso delle macchine frigorifere di CF1, anche i dati sulle torri evaporative sono registrati da personale specializzato e riportati su specifiche schede cartacee. Per quanto riguarda i ventilatori, sono disponibili i dati sulle ore di funzionamento. Per quanto riguarda i pompaggi, sono disponibili i dati sulle ore di funzionamento e sulla percentuale di carico di ogni pompa. Per entrambi, i dati sono disponibili su base giornaliera e non più su base oraria come per le macchine frigorifere. Grazie alla maggiore accessibilità e disponibilità di dati, è stata fatta un'analisi riferita all'anno solare 2018: da Gennaio 2018 a Dicembre 2018.

L'analisi è partita, sulla base dei dati disponibili, con il calcolo dell'energia elettrica assorbita dalle torri evaporative per il raffreddamento dell'acqua di processo tramite l'equazione 5.3. Essa è pari alla somma dell'energia elettrica assorbita dai pompaggi e dell'energia elettrica assorbita dai ventilatori:

$$En_{el} = En_{el,pump} + En_{el,vent} \quad [kWh] \quad (5.3)$$

Per quanto riguarda i pompaggi:

³ Pompe da 315 [kWe] e 1500 [m³/h] di portata nominale.

$$En_{el,pump} = \frac{\sum_{i=1}^7 \% carico_i * h_i * P_{nom,i}}{1000} \quad [kWh] \quad (5.4)$$

Dove:

- La sommatoria si riferisce al numero di pompe totali;
- % carico_i rappresenta l'assorbimento di corrente elettrica reale rispetto al valore nominale dell'i-esima pompa;
- h_i sono le ore di funzionamento reali dell'i-esima pompa;
- P_{nom,i} è la potenza elettrica nominale dell'i-esima pompa.

Per quanto riguarda i ventilatori:

$$En_{el,vent} = \frac{\sum_{i=1}^6 (\sum_{j=1}^n h_j * P_{nom,j})}{1000} \quad [kWh] \quad (5.5)$$

Dove:

- La sommatoria con indice i si riferisce al numero di torri, mentre la sommatoria con indice j si riferisce al numero di ventilatori per torre;
- h_j sono le ore di funzionamento reali del j-esimo ventilatore dell'i-esima torre evaporativa;
- P_{nom,j} è la potenza nominale del j-esimo ventilatore dell'i-esima torre evaporativa.

L'equazione 5.3 è stata applicata per ognuno dei 12 mesi considerati. Come detto precedentemente, i calcoli seguiti hanno portata al calcolo delle energie consumate dai pompaggi e dai ventilatori su base giornaliera.

Successivamente, è stata calcolata l'energia termica dissipata dalle torri, parametro che rappresenta l'effetto utile di questa macchina.

Per fare ciò, il primo passaggio è stato quello di calcolare la portata di acqua reale elaborata nelle pompe e circolante all'interno del circuito di distribuzione verso le utenze. La portata elaborata da una turbopompa può essere calcolata attraverso la seguente relazione [10]:

$$P_a = \frac{1}{\eta_p} g H \rho Q \quad [kW] \quad (5.6)$$

Dove:

- η_p è il rendimento complessivo della turbopompa;
- ρ è la massa volumica del fluido, espressa in $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$;
- H è la prevalenza totale fornita al fluido, espressa in [m];
- Q è la portata di liquido fornita all'utenza, espressa in $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.

Quando avviene regolazione tramite inverter, la potenza assorbita diventa:

$$P'_a = \frac{1}{\eta_p} g H' \rho Q' \quad [\text{kW}] \quad (5.7)$$

L'inverter è una modalità di regolazione che permette di ridurre il numero di giri a cui lavora la turbopompa quando la richiesta di portata da parte dell'utenza si riduce. L'immagine seguente rappresenta la caratteristica manometrica di una turbopompa [10].

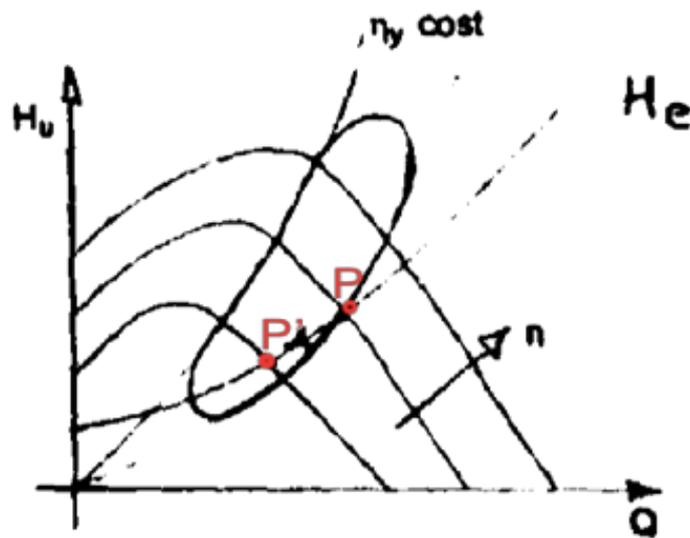


Figura 5.3 - Caratteristica manometrica di una turbopompa. Il punto P rappresenta le condizioni di funzionamento in condizioni di progetto (a un dato valore di n), mentre il punto P' rappresenta le condizioni di funzionamento in seguito a regolazione

La curva a rendimento costante è raffigurata dalla linea chiusa; la curva H_e rappresenta la caratteristica esterna del circuito a cui è collegata la turbopompa. Il punto P rappresenta il funzionamento in condizioni di progetto, mentre il punto P' rappresenta il punto di funzionamento in condizioni di regolazione. Sia P che P' si determinano dall'intersezione tra H_e e H_u (caratteristica interna della turbopompa) a un dato valore di n (numero di giri della turbopompa, parametro oggetto della regolazione). Nel caso di regolazioni non troppo eccessive (ad esempio muovendosi dal punto P al punto P' lungo la curva H_e della caratteristica manometrica in figura 5.3), è corretto ipotizzare il rendimento della turbopompa costante poiché il punto di funzionamento rimane a ridosso della stessa curva isorendimento in condizioni di progetto [10].

Facendo il rapporto tra l'equazione 5.6 e l'equazione 5.7 e ipotizzando costante il rendimento η_p della turbopompa per il motivo precedentemente spiegato, si ottiene la seguente relazione:

$$\frac{P'_a}{P_a} = \frac{H'(Q') Q'}{H(Q) Q} \quad (5.8)$$

Q, H e Q', H' rappresentano le coordinate rispettivamente di P e P' sulla caratteristica manometrica della turbopompa.

H(Q) è legato a Q (così come H'(Q') a Q') tramite l'equazione 5.9, che descrive la caratteristica del circuito esterno a cui è collegata la turbopompa:

$$H_e = H_g + k Q^2 \quad [m] \quad (5.9)$$

Sapendo inoltre che la potenza assorbita dalla turbopompa in condizioni di regolazione P'_a è legata alla potenza assorbita in condizioni di progetto P_a tramite il carico a cui lavora l'i-esima turbopompa, sostituendo l'equazione 5.9 all'interno dell'equazione 5.8, si ottiene la seguente espressione di terzo grado:

$$k (Q')^3 + H_g Q' - \%carico_i (H_g + k Q^2) Q = 0 \quad (5.10)$$

Dove:

- k è una costante e si ricava dall'equazione 5.9 in condizioni di progetto;
- H_g è il dislivello geodetico tra il serbatoio di monte (vasca di raccolta dell'acqua nelle torri evaporative) e di valle (vasca di raccolta dell'acqua) della turbopompa, misurato e pari a 3 [m];
- Q è il valore di portata d'acqua elaborata dall'i-esima turbopompa in condizioni di progetto;
- $\%carico_i$ rappresenta il carico dell'i-esima pompa in condizioni di regolazione.

Risolviendo l'equazione 5.10 in Q', si ottiene il valore di portata volumetrica in seguito alla regolazione dell'i-esima pompa. Il calcolo, che porta a un risultato su base giornaliera, è stato eseguito per ogni turbopompa per ogni giorno dei mesi considerati. In formule:

$$G'_{real,tot} = \rho \sum_{i=1}^7 Q'_i \quad \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (5.11)$$

Dove:

- Q'_i è la portata volumetrica dell'i-esima pompa in regolazione e calcolata tramite la precedente equazione 5.10.

Una volta ottenuta la portata elaborata dai pompaggi durante il funzionamento, tenendo conto anche della regolazione, è stato calcolato il calore disperso dalle torri tramite la seguente equazione:

$$\dot{Q}_h = G'_{real,tot} C_p (T_c - T_{vasca}) 24 \quad [kWh] \quad (5.12)$$

Dove:

- C_p è il calore specifico dell'acqua di raffreddamento, espresso in $\left[\frac{kJ}{kg K} \right]$;
- 24 sono le ore di funzionamento dell'insieme delle torri di raffreddamento;
- $G'_{real,tot}$ è la portata di acqua circolante nelle torri di raffreddamento e precedentemente calcolata tramite l'equazione 5.11;
- T_c è la temperatura dell'acqua in ingresso alle torri;

- Tvasca è la temperatura in uscita dalle torri all'interno della vasca di raccolta.

La temperatura T_c in ingresso alle torri non è nota in quanto non viene misurata dai gestori dall'impianto. In mancanza di questo dato, essa è stata stimata tramite i dati effettivamente disponibili: conoscendo il valore di temperatura in uscita dai condensatori delle macchine frigorifere, è stata ipotizzata pari alla temperatura media delle macchine frigorifere effettivamente funzionanti nel momento considerato. È stato successivamente calcolato un valore medio giornaliero, in quanto i dati disponibili sulle temperature in uscita dalle macchine sono orari.

La temperatura della vasca non viene rilevata su fogli cartacei come per i pompaggi e i ventilatori. È stata tuttavia ottenuta tramite lo storico presente all'interno di software automatici di raccolta dati. Anch'essa su base oraria, è stata successivamente ricalcolata attraverso un valore medio giornaliero.

Nel seguito sono rappresentate le immagini raffiguranti l'analisi dei consumi delle torri evaporative per tre mesi significativi:

- Dicembre 2018 come mese tipico invernale;
- Agosto 2018 come mese tipico estivo;
- Aprile 2018 come mese tipico intermedio.

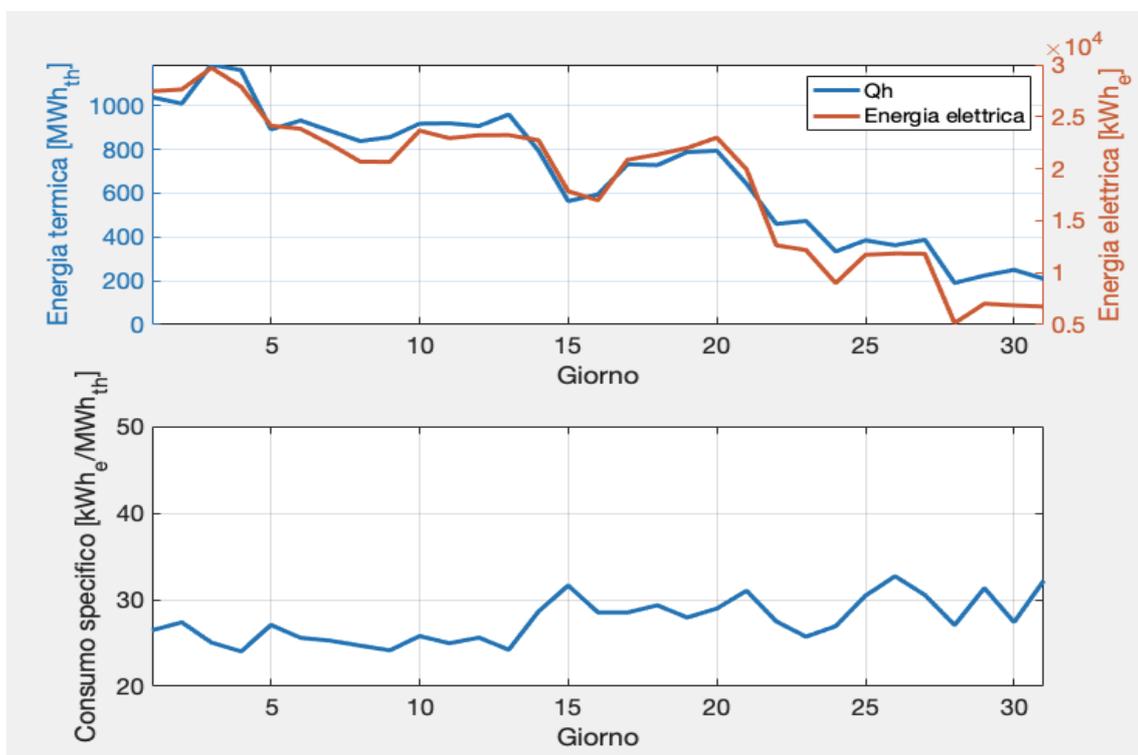


Figura 5.4 - dicembre 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

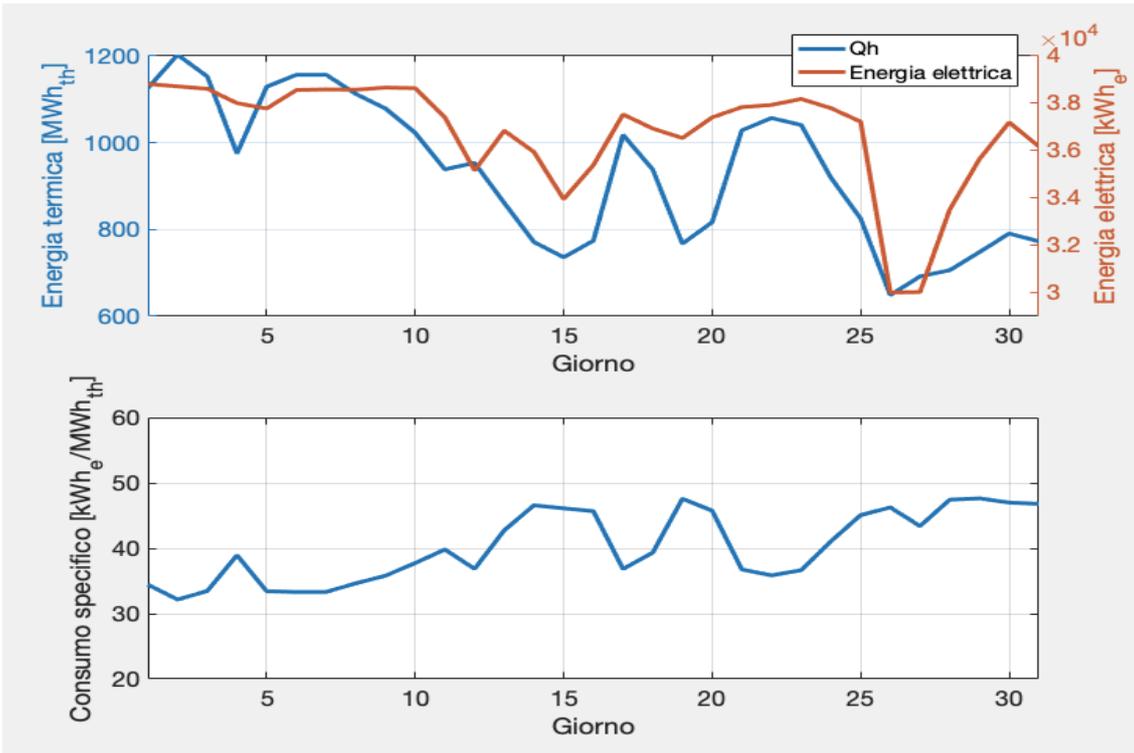


Figura 5.5 - agosto 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

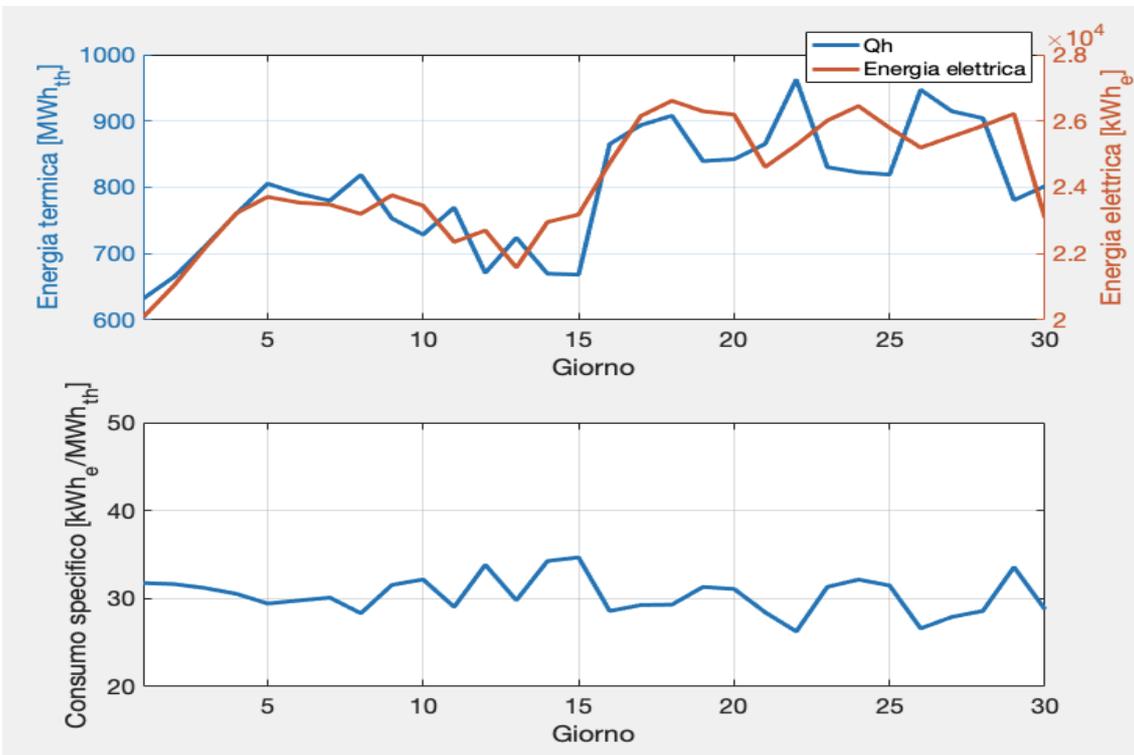


Figura 5.6 - aprile 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

Successivamente, è stata eseguita un'analisi per stimare i consumi di acqua delle torri evaporative. Come accennato nel paragrafo 5.1, una parte dell'acqua di raffreddamento evapora a causa dello scambio termico con l'aria. La portata di acqua evaporata può essere stimata, con sufficiente approssimazione, attraverso la seguente formulazione [9]:

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{Q}_h}{C_v} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right] \quad (5.13)$$

Dove:

- \dot{Q}_h è il calore disperso dalle torri evaporative, calcolato con l'equazione 5.12, ed espresso in [kW];
- C_v è il calore di vaporizzazione dell'acqua, espresso in $\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$.

Nella seguente tabella sono rappresentati i valori medi mensili, a seconda del mese, di portata d'acqua evaporata e di consumo specifico.

Tabella 5.2 - Sintesi per mese dei parametri rilevanti

Mese considerato	Portata d'acqua evaporata $\dot{m}_{ev} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	Consumo specifico $\left[\frac{\text{kW}_{he}}{\text{MW}_{th}} \right]$
dicembre 2018	12.49	27.64
novembre 2018	15.55	28.91
ottobre 2018	15.98	30.65
settembre 2018	15.50	45.28
agosto 2018	16.88	40.27
luglio 2018	16.08	38.71
giugno 2018	19.39	32.58
maggio 2018	17.28	30.23
aprile 2018	14.45	30.43
marzo 2018	12.03	31.51
febbraio 2018	11.66	31.83
gennaio 2018	12.37	31.75

Considerando la tabella 5.2, il consumo specifico oscilla da un minimo di 27.64 nel mese di dicembre 2018 a un massimo di 45.28 nel mese di settembre 2018. Tali valori sono in linea con il valore tipico suggerito per questa tipologia di tecnologia (valido in caso di scambiatori ideali) pari a $25 - 30 \left[\frac{\text{kW}_e}{\text{MW}_{th}} \right]$ [11].

I valori massimi di consumo specifico si ottengono nei mesi estivi. In questi mesi infatti l'efficienza delle torri evaporative raggiunge i valori minimi poiché essa è correlata alla temperatura di bulbo umido dell'aria, particolarmente elevata nei mesi estivi. Durante i mesi

invernali, caratterizzati da temperature medie di bulbo umido basse, il consumo tende a ridursi (tipici esempi sono novembre 2018 e ottobre 2018). Ad esempio, per quanto riguarda alcune mensilità estive, la temperatura di bulbo umido nel mese di settembre 2018 è stata di 14.50 [°C], in agosto 2018 è stata di 20.00 [°C], nel mese di luglio 2018 è stata di 19.49 [°C] [7]. Per quanto riguarda alcuni mesi invernali, come ad esempio novembre 2018 e febbraio 2018, la temperatura di bulbo umido è stata rispettivamente pari a 5.05 [°C] e a 5.01 [°C] [7]. Nella pagina seguente, sono riportati su un'unica immagine i consumi specifici delle torri evaporative.

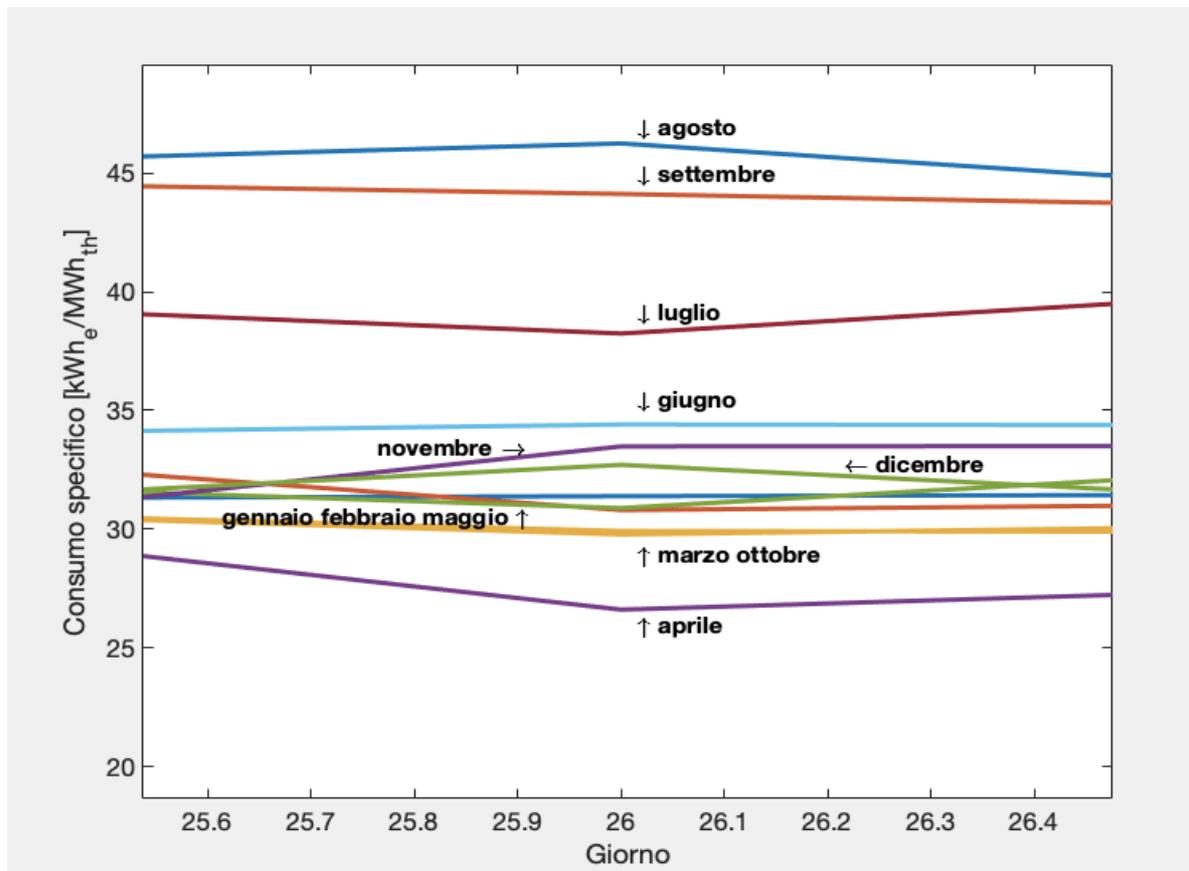


Figura 5.7 - Confronto tra consumi specifici: zoom nel giorno 26 di ogni mese

Bisogna tenere presente che l'analisi dei consumi è stata eseguita considerando l'insieme delle torri evaporative come un unico sistema, dal momento che la portata di acqua circolante all'interno delle torri non è nota. A seconda del giorno considerato, possono lavorare torri (o sezioni di una singola torre) diverse con consumi diversi dovuti a numerosi fattori, tra cui:

- Posizionamento reciproco tra le torri evaporative;
- Sporcamiento per via dell'invecchiamento delle griglie di aspirazione dell'aria;

- Occlusione (con conseguente aumento delle perdite di carico) dei canali verticali all'interno del materiale plastico a nido d'ape per via dell'invecchiamento.

5.3 Confronto con altre tecnologie

Nel seguito della trattazione, la tipologia di torre evaporativa attualmente installata verrà confrontata, in termini di consumi di energia elettrica e di acqua, con altre due tecnologie con finalità analoghe, ovvero il raffreddamento dell'acqua di processo:

- Torre adiabatica;
- Dry cooler.

5.3.1 Torre adiabatica

Si tratta di una tecnologia simile dal punto di vista concettuale alla torre evaporativa umida a tiraggio meccanico, come quella installata all'interno dello stabilimento dolciario trattato in questa tesi. Anche la torre adiabatica si presenta in commercio sotto forma di torri a tiraggio meccanico. I sistemi di distribuzione dell'acqua, i separatori di gocce e attenuatori del suono sono tipici componenti comuni a entrambe le tecnologie.

Le torri adiabatiche sono adatte a dissipare quantità di energia comprese tra 1 MW_{th} e 2500 MW_{th} e intervalli di temperatura compresi tra 25 e 55 [°C]. Il grande vantaggio di questa tecnologia, rispetto alle classiche torri evaporative, è dovuto al minore utilizzo di acqua (circa il 20 % in meno di una torre evaporativa umida a tiraggio meccanico) [9].

La figura 5.8 [12] fornisce una rappresentazione schematica del funzionamento di una torre adiabatica. L'aria viene prelevata dal basso, tramite ventilatori posti in cima alla torre. La sezione in basso, posta a ridosso dell'ingresso dell'aria, è la camera adiabatica: essa è realizzata con tubazioni in rame e raccordi in ottone. Al suo interno l'acqua viene spruzzata tramite ugelli, consentendo un raffreddamento dell'aria stessa tramite il processo di umidificazione, prima che entri in contatto con la sezione superiore della torre. La superficie su cui avviene lo scambio termico tra l'aria in ingresso e l'acqua nebulizzata è una struttura a

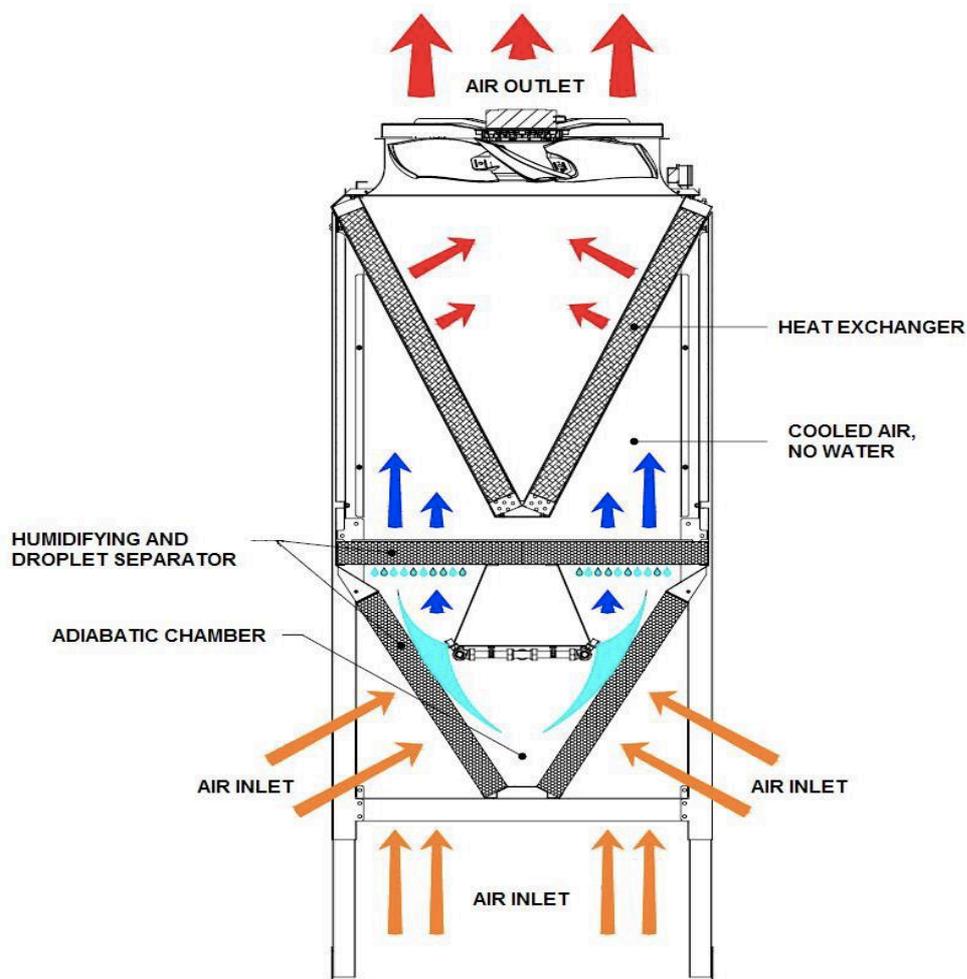


Figura 5.8 – Rappresentazione schematica di una torre adiabatica

nido d'ape di cellulosa assorbente. La camera è progettata per ridurre al minimo il quantitativo d'acqua (liquida) nell'aria; per questo motivo, in cima ad essa, è presente un separatore di gocce, dispositivo che permette di separare l'acqua liquida dal flusso di aria. L'aria, dopo essere stata raffreddata tramite il processo appena descritto, entra all'interno della seconda sezione. La seconda sezione è quella adibita allo scambio termico tra l'aria e il fluido di processo (acqua in questo caso), pertanto è finalizzata all'effetto utile della tecnologia, ovvero alla rimozione del calore dal fluido di processo. La superficie di scambio termico è tipicamente realizzata in rame con rivestimento protettivo in acrilico o poliuretano e alette in alluminio o rame. L'aria esausta esce dalla torre adiabatica tramite aperture poste in cima [12].

L'analisi dei consumi per questa tecnologia è stata eseguita prendendo come riferimento lo studio effettuato all'interno di uno stabilimento europeo del gruppo, in cui sono stati rilevati i consumi elettrici e di acqua di una torre adiabatica di nuova costruzione (giugno 2018). Siccome la differenza di temperatura di progetto di raffreddamento dell'acqua è la stessa e le condizioni climatiche tra i due stabilimenti sono simili, è stata fatta l'ipotesi che i

risultati ottenuti siano validi anche se tale torre non è installata all'interno dello stabilimento in cui si è svolta la tesi.

5.3.2 Dry cooler

I dry cooler sono scambiatori di calore in cui il fluido di processo fluisce in tubazioni raffreddate da un flusso di aria esterna. A differenza delle torri evaporative tradizionali, come quelle presenti nello stabilimento, questa tecnologia non utilizza acqua. Esistono tuttavia alcune tipologie particolari di dry cooler che presentano degli spruzzatori di acqua sulla superficie di scambio termico: quando la temperatura di bulbo secco dell'aria esterna è alta (maggiore della temperatura dell'acqua in uscita dallo scambiatore, nel caso di configurazione controcorrente, come ad esempio durante le giornate più calde nei mesi estivi), viene spruzzata acqua sul flusso di aria in prossimità della superficie alettata in modo da abbassare la temperatura di bulbo secco dell'aria e consentire così la rimozione del calore dall'acqua. L'acqua viene di solito pressurizzata a una pressione compresa tra 2 e 4 [bar]. Esiste una variante in cui l'acqua viene spruzzata sul flusso di aria diretto verso la superficie di scambio, prima che ne entri in contatto. Tramite ugelli l'acqua viene nebulizzata finemente con pressioni comprese tra 20 e 25 [bar] [9]. Queste due varianti hanno come nome tipico commerciale "dry cooler con sistema adiabatico".

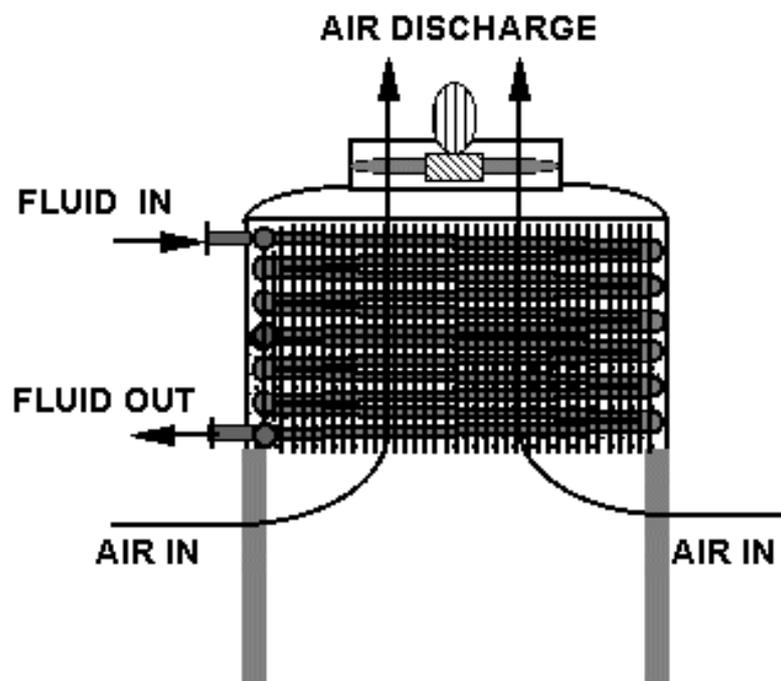


Figura 5.9 - Rappresentazione schematica di un dry cooler

L'aria viene prelevata dal basso per mezzo di ventilatori, fluisce all'interno di un banco di tubazioni alettate al cui interno circola il fluido di processo da raffreddare. Il fluido di processo pertanto viene raffreddato all'interno di un circuito chiuso. La potenza termica rimovibile da tale tecnologia è modulabile tramite inverter sui ventilatori, quindi regolando la portata d'aria circolante all'interno della torre. Il banco di tubazioni viene alettato in modo da aumentare l'efficienza dello scambio termico, massimizzando cioè la superficie di scambio termico. Tipicamente le tubazioni vengono realizzate in rame, mentre le alette in alluminio (preferito al rame per il minore costo e per le migliori proprietà meccaniche di quest'ultimo); esiste tuttavia la possibilità di realizzare anche le alette in rame, prediligendo in questo modo le maggiori proprietà di scambio termico.

Il grande vantaggio di questa tecnologia rispetto alle torri evaporative tradizionali è rappresentato dal consumo nullo di acqua. Quindi, un'azienda o un'industria che, per svariati motivi (ad esempio necessità di ridurre i consumi di acqua o totale impossibilità di approvvigionamento di grandi quantità di acqua), si trova a dover salvaguardare i propri consumi di acqua, potrebbe valutare l'utilizzo di tale tecnologia. Per quanto riguarda i dry cooler con spruzzatori, essi sono in grado di lavorare senza l'utilizzo di acqua quando le condizioni atmosferiche esterne sono favorevoli (temperatura di bulbo secco dell'aria bassa), mentre utilizzano un certo quantitativo d'acqua quando le condizioni termiche dell'aria sono sfavorevoli allo scambio termico.

È stata fatta un'analisi per stimare i consumi di energia elettrica per lo smaltimento della quantità di calore smaltita nella realtà dalle torri evaporative. Il punto di partenza è stato il calore da smaltire calcolato con l'equazione 5.12. Il dry cooler è stato considerato come uno scambiatore di calore in controcorrente, di cui sono note le temperature di ingresso e uscita dell'acqua e la temperatura di bulbo secco dell'aria in ingresso [7]. È stato inoltre preso come riferimento un modulo di dry cooler commerciale, con le seguenti caratteristiche da scheda tecnica [13]:

- Portata d'aria: $G_a = 364000 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$;
- Portata d'acqua: $G_w = 158.1 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$;
- Ventilatori: 14 x 910 [mm];
- Temperatura dell'acqua di riferimento IN/OUT: $\Delta T_w = 40/35 \text{ [}^\circ\text{C]}$;
- Temperatura dell'aria ambiente: 30 [°C].

Con i dati presenti sulla scheda tecnica, è stata calcolata la superficie e il coefficiente di scambio termico del modulo, tramite il bilancio energetico sullo scambiatore e tramite il metodo LMTD (equazioni 5.14, 5.15 e 5.16).

$$Q_w = G_w * C_{pw} * \Delta T_w \quad [kW] \quad (5.14)$$

$$Q_a = G_a * C_{pa} * \Delta T_a \quad [kW] \quad (5.15)$$

$$Q_a = Q_w = F_T * UA * \Delta T_{ml} \quad [kW] \quad (5.16)$$

F_T è il fattore di correzione che rappresenta il “grado di controcorrente”, ovvero un parametro che tiene conto di quanto uno scambiatore rispecchia la condizione di scambio in controcorrente. Tramite diagrammi è stato calcolato e posto uguale a 0.85 [14].

Per l’analisi, sono stati utilizzati i valori medi giornalieri, dal momento che il calore disperso dalle torri, disponibile dall’analisi dei consumi (paragrafo 5.2), è su base giornaliera; esso è stato calcolato infatti tramite l’equazione 5.12. L’ipotesi fatta è che i dry cooler siano in grado di generare lo stesso ΔT sull’acqua, prodotto nella realtà dalle torri evaporative installate nello stabilimento. Successivamente, supponendo scambiatore di calore adiabatico (ovvero il calore ceduto dall’acqua è pari al calore assorbito dall’aria), è stata calcolata la temperatura dell’aria in uscita, fino ad ora incognita; a partire dall’equazione 5.16, tramite alcune manipolazioni algebriche, si arriva alla seguente relazione, in cui l’unica incognita è rappresentata dalla temperatura dell’aria calda in uscita dal pacco alettato:

$$T_{a,out} * \frac{UA}{Q_w} + \ln\left(\frac{T_{w,in} - T_{a,out}}{\Delta T_2}\right) = (T_{w,in} - \Delta T_2) * \frac{UA}{Q_w} \quad (5.17)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,out} - T_{a,in} \quad [^{\circ}C] \quad (5.18)$$

L’equazione 5.17 è non lineare, per cui è stata risolta con uno strumento risolutore per il calcolo iterativo. Sostituendo il valore di $T_{a,out}$ appena ottenuto all’interno dell’equazione 5.15, è stata ottenuta la portata d’aria necessaria per smaltire il calore ceduto dall’acqua.

Dal momento che possono capitare situazioni in cui la temperatura di bulbo secco dell’aria in ingresso è troppo elevata, il dry cooler è stato pensato con la possibilità di abbassare la temperatura dell’aria tramite acqua pressurizzata a 25 [bar]: pertanto quella tipologia particolare in cui l’acqua in pressione viene nebulizzata tramite ugelli e spruzzata sull’aria in controcorrente, prima che il flusso incontri la superficie di scambio termico. È lecito di conseguenza ipotizzare che il coefficiente globale di scambio termico rimanga costante. È stata imposta perciò una differenza di temperatura minima tra la temperatura dell’aria in ingresso allo scambiatore e la temperatura dell’acqua in uscita dalle tubazioni:

$$\Delta T_{pinch-point} = 5 \quad [^{\circ}C] \quad (5.19)$$

Se in una determinata giornata dell’anno il pinch-point non viene rispettato poiché la temperatura dell’aria in ingresso è troppo elevata rispetto alla temperatura dell’acqua raffreddata, è stato imposto il seguente vincolo:

$$\Delta T_{pinch-point} < 5 \quad [^{\circ}C] \rightarrow T'_{a,in} = T_{w,out} - 5 \quad [^{\circ}C] \quad (5.20)$$

Ipotizzando che tutta l’acqua nebulizzata evapori istantaneamente, la quantità di acqua necessaria per abbassare la temperatura dell’aria della quantità richiesta è stata calcolata nel seguente modo:

$$\dot{m}_{w,eva} = \frac{G_a * C_{p,a} * (T_{a,in} - T'_{a,in})}{C_v} \quad \left[\frac{kg}{s}\right] \quad (5.21)$$

Dove:

- G_a è la portata di aria calcolata con l'equazione 5.15;
- C_v è il calore di vaporizzazione, utilizzato anche nell'equazione 5.13;
- $C_{p,a}$ è il calore specifico dell'aria, espresso in $[\frac{kJ}{kg K}]$;
- $T_{a,in}$ è la temperatura di bulbo secco dell'aria in ingresso in $[^{\circ}C]$;
- $T'_{a,in}$ è la nuova temperatura di bulbo secco dell'aria in seguito all'evaporazione dell'acqua nebulizzata, espressa anch'essa in $[^{\circ}C]$.

Con il nuovo valore di $T'_{a,in}$ applicato nell'equazione 5.17, è stata calcolata la portata d'aria nelle nuove condizioni. Successivamente, essendo la potenza elettrica assorbita dai moduli proporzionale alla portata d'aria elaborata, è stato calcolato la potenza elettrica totale assorbita nelle condizioni di funzionamento reali.

5.3.3 Le tre tecnologie a confronto

A differenza di quanto calcolato nel paragrafo 5.2, sono stati ottenuti i consumi specifici delle torri evaporative installate nello stabilimento considerando solamente la parte relativa ai ventilatori, senza considerare i consumi elettrici dei pompaggi necessari per il movimento dell'acqua. I parametri utilizzati per effettuare il confronto sono il consumo specifico di energia elettrica e il consumo di acqua. Per entrambi, è stato ottenuto un valore di riferimento mediato sull'anno.

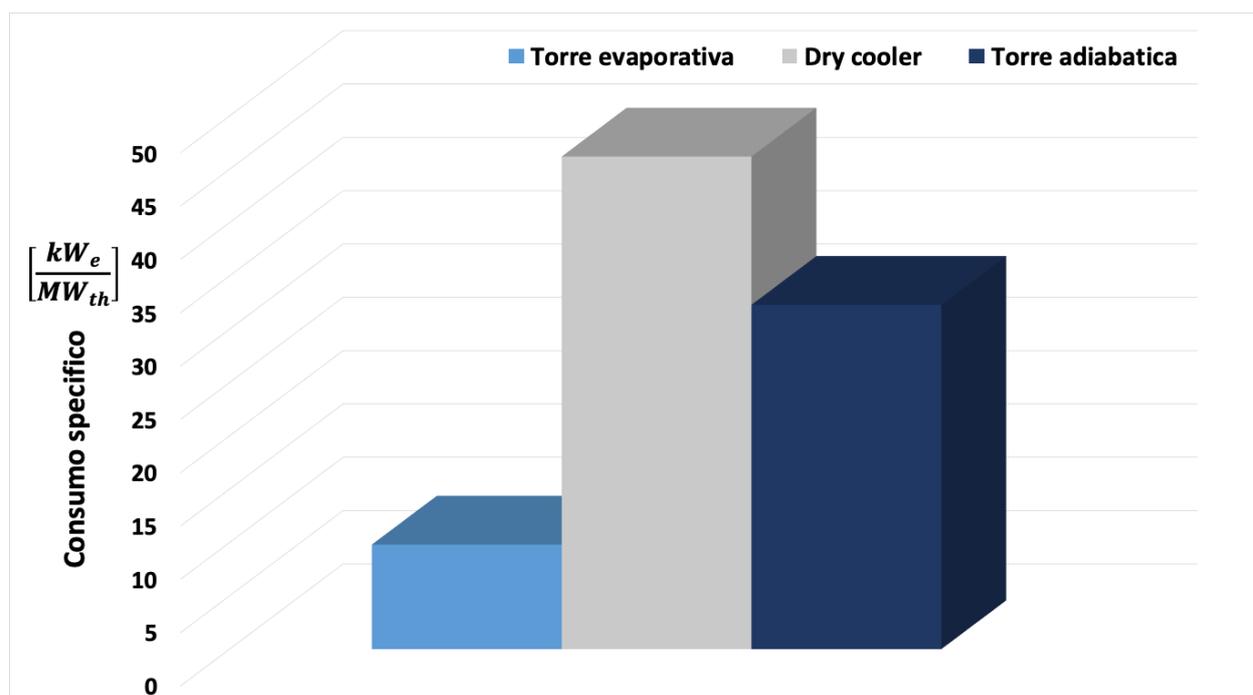


Figura 5.10 - Consumi specifici delle tre tecnologie

La figura 5.10 rappresenta i consumi specifici delle tre tecnologie. In ordine da sinistra sono riportati: la tecnologia torre evaporativa, dry cooler e torre adiabatica. Il minore utilizzo di energia elettrica avviene per mezzo della torre evaporativa tradizionale, con un consumo specifico di $9.81 \left[\frac{\text{kW}_e}{\text{MW}_{\text{th}}} \right]$. Per quanto riguarda la torre adiabatica, il consumo specifico è pari a $32.3 \left[\frac{\text{kW}_e}{\text{MW}_{\text{th}}} \right]$. Il consumo di energia elettrica più alto avviene tramite dry cooler, con un valore pari a $46.2 \left[\frac{\text{kW}_e}{\text{MW}_{\text{th}}} \right]$.

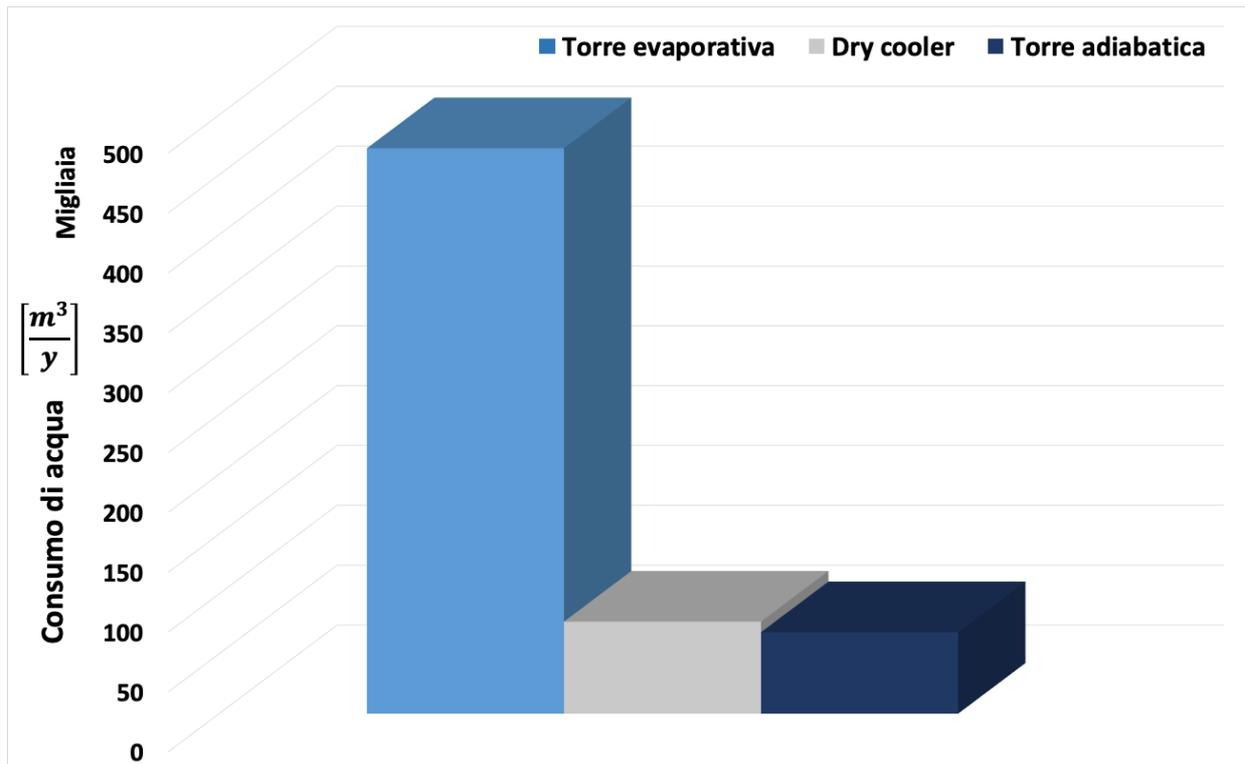


Figura 5.11 - Consumi di acqua delle tre tecnologie

Il secondo parametro è riportato nella figura 5.11. L'ordine di rappresentazione è lo stesso utilizzato nella figura 5.10. Esso rappresenta il consumo medio di acqua delle tre diverse tecnologie in un anno di funzionamento (8760 ore in quanto il loro utilizzo è sempre necessario durante l'anno). Diversamente dai consumi specifici, la tecnologia rappresentata dalla torre evaporativa ha un consumo di acqua molto elevato, con un valore pari a $472146 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{y}} \right]$. Per quanto riguarda dry cooler e torre adiabatica, il consumo di acqua è simile e pari rispettivamente a $76876 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{y}} \right]$ e a $68028 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{y}} \right]$.

Osservando la figura 5.10, l'efficienza dello scambio termico della torre evaporativa tradizionale è nettamente superiore, infatti i consumi elettrici, a parità di MW_{th} dissipato, sono inferiori: circa il 70% in meno rispetto alla tecnologia rappresentata dalla torre adiabatica e il

79% in meno rispetto a dry cooler. Questo è dovuto al fatto che nel caso della torre evaporativa tradizionale avviene contatto diretto tra l'aria esterna e il fluido di processo da raffreddare. Non esistono scambiatori di calore interposti che creano inevitabilmente inefficienze nello scambio termico. D'altra parte, analizzando la figura 5.11, si può notare come la stessa torre evaporativa tradizionale sia causa di notevoli perdite di acqua. La torre adiabatica consuma infatti circa l'86% in meno di acqua mentre dry cooler circa l'84% in meno. Infatti, il fatto che grandi quantità di acqua di processo siano a diretto contatto con l'aria, come affermato in precedenza, ha un notevole vantaggio nello scambio termico ma di contro molta acqua andrà perduta per evaporazione e per trascinamento. L'acqua evaporata, ovvero quella rappresentata nella figura 5.11, è persa mentre quella trascinata viene recuperata per larga parte dai separatori di gocce, presenti in tutte e tre le tecnologie.

Per quanto riguarda i consumi di acqua, è stata ottenuta una figura che rappresenta la variazione in funzione del mese considerato per le tre tecnologie in esame. In tale figura sono presenti i valori medi di portata oraria di ognuna delle tre tecnologie: il valore letto sull'ordinata del grafico rappresenta quindi il valore medio di portata oraria di acqua persa per evaporazione in base al mese considerato.

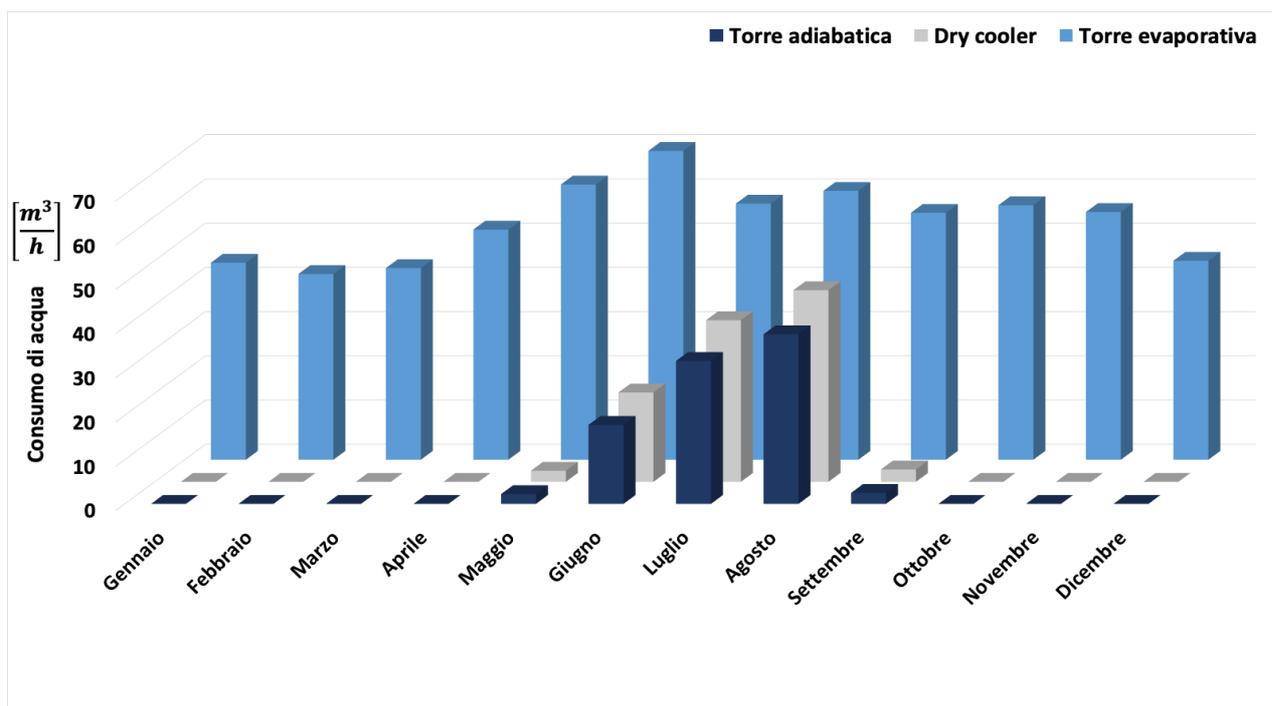


Figura 5.12 - Distribuzione dei consumi di acqua nell'anno delle tre tecnologie

Come si evince dalla figura 5.12, i consumi di acqua non sono omogenei lungo un anno di funzionamento. Essi sono massimi durante i mesi estivi e nulli nella parte restante dei mesi per quanto riguarda torre adiabatica e dry cooler. Per quanto riguarda la torre evaporativa tradizionale, sono massimi durante i mesi estivi ma non si annullano durante il resto dell'anno.

Un altro aspetto chiave è rappresentato dal fatto che, in quei mesi in cui tutte e tre le tecnologie hanno consumi di acqua, il bilancio è a sfavore delle torri evaporative in quanto è evidente graficamente come i consumi siano maggiori.

La scelta tra le tre tecnologie è da effettuare dal punto di vista della sostenibilità ambientale, a seconda dello stabilimento considerato. Bisogna considerare sito per sito l'approvvigionamento di acqua e le relative implicazioni, tenendo conto della disponibilità delle risorse idriche e delle normative. Se in un determinato stabilimento si ha difficoltà nel reperire acqua (come ad esempio lo stabilimento in India o gli stabilimenti nel Sud Italia), la soluzione di utilizzare dry cooler o torri adiabatiche è da preferire. Negli ultimi anni tra l'altro, a causa dei recenti cambiamenti climatici, anche lo stabilimento di Alba sta riscontrando le prime difficoltà per quanto riguarda la disponibilità di acqua in quanto sempre più soventi sono i periodi di magra del fiume Tanaro, principale risorsa idrica dello stabilimento. Un ulteriore aspetto legato all'utilizzo di acqua è il problema del batterio legionella. In determinate situazioni climatiche, dove le temperature esterne sono particolarmente alte, può sorgere questo problema nel caso in cui si utilizzino torri evaporative tradizionali. Come precedentemente spiegato, l'acqua che circola nelle torri evaporative viene parzialmente dispersa nell'ambiente in quanto si tratta di un circuito aperto. Pertanto, se in un determinato sito c'è il rischio della presenza di legionella nell'acqua, ciò dovrebbe spingere a preferire soluzioni con acqua di processo limitata all'interno di circuiti chiusi.

Per quanto riguarda i consumi di energia elettrica, la torre evaporativa ha senza dubbio un vantaggio rispetto alle altre due soluzioni. Tenendo conto quindi delle emissioni di anidride carbonica in atmosfera, se in uno stabilimento l'energia elettrica viene acquistata o autoprodotta (nel caso del gruppo, tramite cogenerazione) attraverso fonti non rinnovabili particolarmente inquinanti (come ad esempio il carbone), la soluzione rappresentata dalla torre evaporativa è da preferire. Questo discorso è da legare a quanto detto precedentemente sull'acqua, rimanendo valido nel caso in cui non esistano particolari limitazioni dal punto di vista dell'approvvigionamento di acqua o della legionella. Al contrario, se in uno stabilimento l'energia elettrica viene autoprodotta con un impianto di cogenerazione a gas naturale/rinnovabile oppure viene acquistata da rete e prodotta tramite forme rinnovabili, è preferibile l'utilizzo di una tecnologia a consumi elettrici maggiori ma con consumi di acqua esigui.

6 Fluidi naturali

All'interno di questa sezione verrà approfondito il concetto di fluidi naturali e della loro importanza dal punto di vista commerciale e ambientale, nel contesto di una multinazionale di grandi dimensioni. Verrà inoltre effettuato un dimensionamento di un impianto frigorifero che utilizza come refrigerante un fluido naturale.

Come accennato nel paragrafo 1.3.1, esiste una categoria di fluidi refrigeranti nominata "fluidi naturali", in quanto si tratta di sostanze naturalmente presenti sul nostro pianeta in maniera più o meno accessibile. Tra questi, l'azienda ha preso in considerazione i seguenti due fluidi:

- Ammoniaca (NH₃);
- Anidride carbonica (CO₂).

Nella tabella che segue, vengono messi a confronto questi due fluidi con il fluido attualmente più utilizzato nello stabilimento (R134a) [15].

Tabella 6.1 - Proprietà chimico-fisiche NH₃, CO₂ e R134a

Proprietà	NH ₃	CO ₂	R134a (C ₂ H ₂ F ₄)
Temperatura di fusione [°C]	-78	-56.558	-103.3
Temperatura di ebollizione [°C]	-33	-78.464	-25.9
Temperatura critica [°C]	133	31	101.06
Densità [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$] (a T = 0 [°C] e P = 1 [bar])	0.64	1.9763	1207
Massa molecolare [$\frac{\text{kg}}{\text{kmol}}$]	17.03	44	102.03
Categoria di infiammabilità	B2	A1	A1
GWP	0	1	1430

L'ammoniaca è denominata R717 secondo la nomenclatura ASHRAE. Si tratta di un gas incolore con GWP nullo. Se rilasciata in atmosfera ha vita media breve, durante la quale non da origine a sottoprodotti dannosi per l'ambiente. Il principale aspetto negativo di questo fluido è il fatto di appartenere alla famiglia B2 per quanto concerne la categoria di infiammabilità: è infatti leggermente infiammabile (non quanto la famiglia degli idrocarburi ad esempio, appartenenti alla categoria A3). Inoltre, è leggermente tossica anche se è facilmente rilevabile dai nostri sensi già a concentrazione minime (5 [ppm]) in aria, concentrazione alla quale diventa dannosa per l'uomo solo per esposizioni molto prolungate (oltre 10 ore). Questi due aspetti legati alla pericolosità verso l'uomo ne proibiscono l'uso in

locali affollati; tuttavia, ciò non è un problema nel caso di una centrale frigorifera di grandi dimensioni come CF1, in cui il personale è appositamente addestrato per gestire i pericoli del caso. Bisogna inoltre considerare il fatto che l'ammoniaca è altamente corrosiva con i componenti in rame: ciò impedisce l'utilizzo di compressori ermetici e semi-ermetici, in cui il gas refrigerante raffredda gli avvolgimenti del motore elettrico (realizzati appunto in rame).

Per quanto riguarda l'anidride carbonica, la nomenclatura ASHRAE è R744. A differenza dell'ammoniaca, non è né tossica e nemmeno infiammabile. Il problema principale legato a questo fluido è la temperatura critica, osservabile nella tabella 6.1, pari a 31 [°C]. Considerando ad esempio un ciclo frigorifero con le seguenti temperature di riferimento: $T_o = 30$ [°C] (temperatura della sorgente a cui viene ceduto calore nel condensatore) e $T_L = -30$ [°C] (temperatura a cui viene mantenuto l'ambiente freddo), il ciclo termodinamico di riferimento è transcritico: la trasformazione di compressione termina in una porzione di diagramma posta al di sopra della curva limite. Il condensatore (chiamato per questo motivo "gas cooler") si troverà pertanto a lavorare con un gas monofase surriscaldato.

Nella seguente tabella vengono riportate alcune proprietà termodinamiche di questi tre fluidi, utili a considerazioni energetiche sui cicli ideali a compressione di vapore ottenuti tra +30 [°C] e -30 [°C], con condensazione ed evaporazione isobare e compressione isoentropica [15].

Tabella 6.2 - Proprietà termodinamiche NH₃, CO₂ e R134a

	NH₃	CO₂	R134a (C₂H₂F₄)
Calore latente [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$] (alla $T_{\text{sat}} = -30$ [°C])	1359.7	302.18	217.2
COP	3.14	1.99	3.03
Pressione di condensazione [bar]	11.7	69.71	7.7
Pressione di evaporazione [bar]	1.19	14.28	0.84
Temperatura di fine compressione [°C]	136.1	86	41.5

Rispetto al fluido R134a (preso come riferimento), il fluido ammoniaca presenta un elevato calore di vaporizzazione: questo consente di realizzare impianti con una portata massica di fluido refrigerante inferiore. Inoltre, anche l'efficienza energetica è molto elevata, addirittura maggiore di quella del fluido sintetico.

Il principale aspetto negativo dal punto di vista termodinamico è rappresentato dall'elevato valore del coefficiente k dell'isoentropica, responsabile di un'elevata temperatura di fine compressione: circa 70 [°C] in più rispetto al fluido R134a. Temperature così elevate al compressore hanno come conseguenza quella di causare notevoli stress termici alla struttura del compressore stesso.

Considerando il fluido refrigerante CO₂, presenta calore di vaporizzazione simile a quello del fluido R134a, ma inferiore rispetto a quello dell'ammoniaca. Come visto, il fatto di avere una temperatura critica così bassa comporta pressioni di condensazione elevate in quanto il ciclo termodinamico di riferimento sarà in parte posto al di sopra della curva limite: rapporto di compressione elevato implica perciò lavoro di compressione elevato. Questo si ripercuote sul COP, più basso rispetto agli altri due fluidi come osservabile nella tabella 6.2.

Per quanto riguarda la temperatura di fine compressione, non è particolarmente elevata per cui non rappresenta un fattore di criticità come per l'ammoniaca.

6.1. Ammoniaca per condizionamento del magazzino automatico

La parte di impianto della centrale frigorifera che verrà presa in considerazione è quella a servizio del magazzino automatico, analizzata all'interno del paragrafo 3.2.1.2). Tra l'anidride carbonica e l'ammoniaca la scelta è ricaduta sul secondo fluido. In questo paragrafo verranno elencati i principali motivi per cui è stata fatta questa preferenza.

Le temperature di progetto all'evaporatore e al condensatore dei rispettivi fluidi secondari (salamoia e acqua e indicati con il doppio apice) sono le seguenti:

- $T''_{eva,in} = 3 [^{\circ}C]$, $T''_{eva,out} = -1 [^{\circ}C]$;
- $T''_{cond,in} = 30 [^{\circ}C]$, $T''_{cond,out} = 35 [^{\circ}C]$.

La potenza frigorifera di progetto è la seguente:

- $\dot{Q}_L = 1000 [kW]$.

In questo ragionamento preliminare su cui si basa la scelta del fluido, vengono fatte le seguenti ipotesi di idealità:

- Perdite di carico nulle nelle condotte e negli scambiatori di calore: di conseguenza le pressioni di evaporazione e di condensazione (nonché le temperature) sono considerate costanti;
- Compressione ideale (isoentropica);

Ipotizzando inoltre i seguenti pinch-point all'evaporatore e al condensatore:

- $\Delta T_{pinch-point,eva} = 10 [^{\circ}C]$;
- $\Delta T_{pinch-point,cond} = 10 [^{\circ}C]$.

Le temperature a cui devono avvenire le trasformazioni di evaporazione e condensazione del fluido refrigerante (indicato con il singolo apice) sono quindi:

$$T'_{eva} = T''_{eva,out} - \Delta T_{pinch-point,eva} \quad [^{\circ}C] \quad (6.1)$$

$$T'_{cond} = T''_{cond,out} + \Delta T_{pinch-point,cond} \quad [^{\circ}C] \quad (6.2)$$

Sostituendo i valori numerici all'interno dell'equazione 6.1 e 6.2, si ottiene che la temperatura di evaporazione del fluido refrigerante deve essere di $-11\text{ [}^\circ\text{C]}$, mentre quella di condensazione di $45\text{ [}^\circ\text{C]}$.

Considerando l'anidride carbonica, sulla base delle temperature di progetto all'evaporatore e al condensatore e del calore da rimuovere nel componente evaporatore dalla sorgente fredda, è stato costruito il ciclo termodinamico di riferimento, rappresentato nella figura che segue. Per i calcoli che seguono in questo paragrafo e in quelli successivi si è utilizzato il software COOLPACK [16].

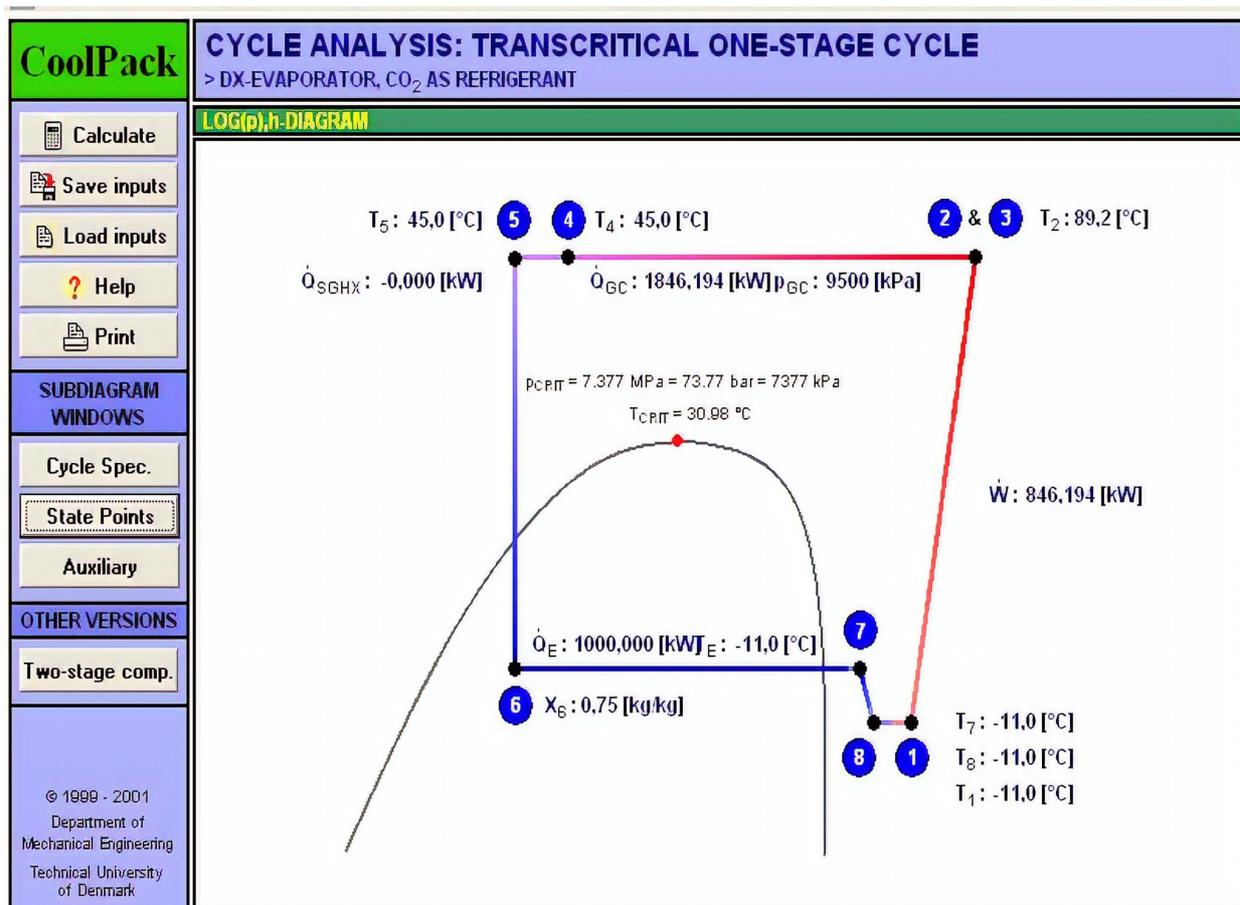


Figura 6.1 - Ciclo termodinamico della CO₂ sul piano logP-h

Come si può osservare, la trasformazione di compressione (12) termina in una porzione di diagramma posto al di sopra della curva limite: si tratta per questo motivo di un ciclo transcritical.

I capisaldi del ciclo termodinamico di riferimento, rappresentato sul piano logP-h nella figura 6.1, sono riportati nella tabella che segue. Di ogni punto, è disponibile il valore di temperatura, pressione, entalpia e densità. I punti 7-8-1, 2-3 e 4-5, anche se non visibile, sono coincidenti sul grafico.

Tabella 6.3 - Capisaldi del ciclo ideale a CO₂

Punto	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entalpia [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	Densità [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]
1	-11.0	25.7	-71.4	69.0
2	89.2	95.0	-15.0	189.9
3	89.2	95.0	-15.0	189.9
4	45.0	95.0	-137.9	414.6
5	45.0	95.0	-137.9	414.6
6	-11.0	25.7	-137.9	-
7	-11.0	25.7	-71.4	69.0
8	-11.0	25.7	-71.4	69.0

La portata di gas refrigerante circolante è pari a $15.03 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$. Il COP calcolato è pari a 1.182, valore piuttosto basso. Inoltre, bisogna considerare il fatto che si tratta di un ciclo ideale, con perdite nulle negli scambiatori di calore e compressione isoentropica. Nella realtà la macchina frigorifera avrebbe un COP minore di quello calcolato nelle condizioni ideali, troppo basso per essere preso in considerazione per quanto concerne l'installazione di una macchina frigorifera utilizzante questo fluido.

Si può quindi concludere che il fluido frigorifero R744 non può essere preso in considerazione dall'azienda in quanto non è adatto per lavorare con le temperature di progetto del magazzino. Il discorso sarebbe analogo per le macchine a servizio dello stabilimento, in quanto le temperature sono le stesse. Tale fluido infatti è efficiente per temperature molto più basse. Le principali soluzioni tecnologiche attualmente esistenti utilizzano la CO₂ in cicli in cascata, dove viene posta a contatto con la sorgente fredda; si utilizza invece un fluido intermedio (di qualunque tipo) a contatto con la sorgente calda nel condensatore.

Dal momento che il fluido R744 non è utilizzabile per la produzione di freddo all'interno dello stabilimento in questione, la scelta ricade sul fluido refrigerante ammoniacca.

6.2. Ciclo frigorifero ideale ad ammoniacca

L'analisi del ciclo termodinamico di riferimento viene effettuata sulla base dei parametri di progetto utilizzati nel precedente paragrafo per quanto riguarda l'anidride carbonica; cambiare fluido infatti non significa cambiare le temperature delle sorgenti, né il calore da rimuovere dalla sorgente fredda.

Preliminarmente verrà considerato un ciclo termodinamico ideale, con le stesse ipotesi di idealità effettuate nel paragrafo precedente:

- Perdite di carico nulle nelle condotte e negli scambiatori di calore;
- Compressione ideale (isoentropica);

Il ciclo termodinamico di riferimento è riportato nella seguente immagine [16].

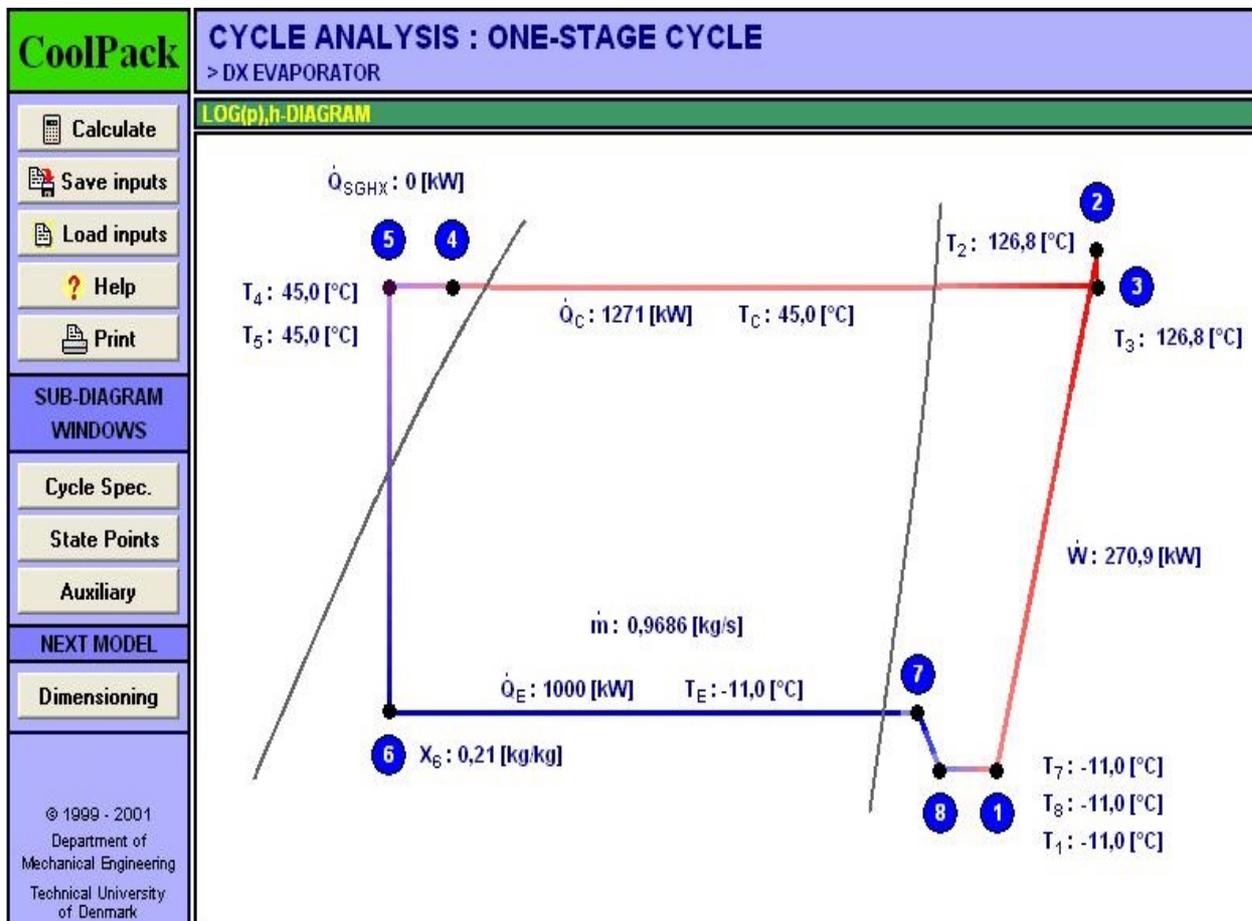


Figura 6.2 - Ciclo termodinamico ideale sul piano logP-h

I capisaldi del ciclo termodinamico sono riportati nella seguente tabella.

Tabella 6.4 - Capisaldi del ciclo ideale a NH₃

Punto	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entalpia [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]	Densità [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]
1	-11.0	2.8	1432.9	2.3
2	126.8	17.86	1712.6	9.8
3	126.8	17.86	1712.6	9.8
4	45.0	17.86	400.5	571.1
5	45.0	17.86	400.5	571.1
6	-11.0	2.8	400.5	-
7	-11.0	2.8	1432.9	2.3
8	-11.0	2.8	1432.9	2.3

Il COP calcolato è pari a 3.7, a conferma del fatto che l'ammoniaca è un fluido refrigerante molto efficiente. La portata di gas refrigerante circolante è pari a $0.9686 \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$.

Rispetto al fluido frigorifero CO₂, in riferimento alle temperature di progetto, esistono delle differenze:

- Il COP del ciclo ideale a CO₂ è inferiore del 68% rispetto all'analogo ad ammoniaca;
- Per contro, la temperatura di fine compressione del ciclo ideale a NH₃ è maggiore, superiore del 42% circa rispetto a quella del ciclo ideale a CO₂.
- La portata di gas refrigerante del ciclo a NH₃ è minore di un ordine di grandezza rispetto a quella della CO₂.

6.3. Dimensionamento di un impianto a NH₃

Dopo aver verificato la compatibilità con le sorgenti di temperatura disponibili nello stabilimento e averne studiato il comportamento dal punto di vista termodinamico all'interno della precedente sezione, viene ora creato un modello per dimensionare una macchina frigorifera reale ad ammoniaca. L'obiettivo è quello di valutare l'efficienza della macchina completa e di confrontarla con l'efficienza delle due macchine utilizzando il fluido R134a a servizio del magazzino automatico, studiata nel paragrafo 3.2.1.2.

Considerare una macchina reale implica la rimozione delle ipotesi di idealità utilizzate fino ad ora. Vengono pertanto introdotte le seguenti modifiche:

- Perdite di carico nelle condotte;
- Rendimento isoentropico di compressione: 0.8;
- Surriscaldamento all'evaporatore pari a 5 [°C] e sottoraffreddamento al condensatore pari a 2 [°C];
- Percentuale di calore perso al compressore (riferito alla potenza elettrica assorbita): 10%;
- Scambiatore di calore rigenerativo posto tra il fluido in aspirazione al compressore e il fluido in uscita dal condensatore con efficienza pari al 90%.

I dati di input al modello sono gli stessi dei precedenti paragrafi:

- $\dot{Q}_L = 1000$ [kW];
- $T''_{eva,in} = 3$ [°C], $T''_{eva,out} = -1$ [°C] (temperature della salamoia);
- $T''_{cond,in} = 30$ [°C], $T''_{cond,out} = 35$ [°C] (temperature dell'acqua).
- $\Delta T_{pinch-point,eva} = 5$ [°C];
- $\Delta T_{pinch-point,cond} = 5$ [°C].

I pinch-point all'evaporatore e al condensatore sono stati dimezzati in quanto tengono conto del surriscaldamento e del sottoraffreddamento.

Osservabile nella figura 6.3 nella pagina successiva, il gas refrigerante, a partire dallo stato 1, viene compresso attraverso un compressore nello stato 2. Il gas fluisce quindi nel condotto di mandata dove subisce una prima perdita di pressione e di temperatura, per poi fare ingresso (punto 3) nel condensatore. Il condensatore ne provoca la condensazione e il sottoraffreddamento (punto 4). Successivamente, l'ammoniaca scorre all'interno della linea di liquido 1, dove subisce una perdita di carico, per poi imboccare lo scambiatore di calore a recupero (punto 5). Questo componente diminuisce il titolo della miscela del fluido che esce dalla valvola di espansione (punto 8), aumentando in questo modo l'effetto utile per unità di massa (ovvero il salto entalpico all'evaporatore) e di conseguenza diminuisce anche la portata di refrigerante circolante (a parità di \dot{Q}_L). In seguito, il fluido refrigerante fluisce nella linea di

SYSTEM DIAGRAM

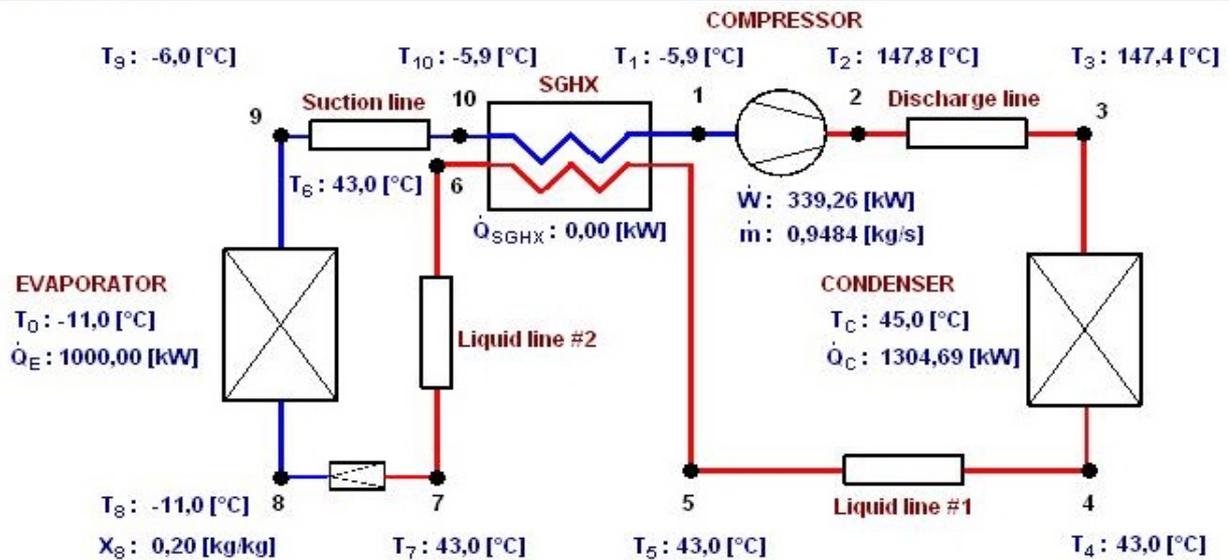


Figura 6.3 - Schema della macchina frigorifera a NH₃

liquido 2, dove subisce una perdita di carico (punto 7), per poi imboccare la valvola di espansione che lo riporta nella porzione a bassa pressione dell'impianto (punto 8). Il punto 8 quindi avrà stessa entalpia del punto 7 (visibile sul piano logP-h da una linea verticale), ma pressione e temperatura inferiori e sarà bifase. La temperatura del punto 8 è pari alla temperatura di saturazione a cui avviene l'evaporazione del gas refrigerante nell'evaporatore. All'interno dell'evaporatore (trasformazione 8-9) ha luogo l'effetto utile dell'intero impianto in quanto si verifica la rimozione del calore dalla sorgente fredda (salamoia in questo caso). Il fluido inoltre subisce surriscaldamento: la temperatura del punto 9 infatti è superiore di 5 [°C] a quella del punto 8. In seguito, il gas fluisce nella tubazione di aspirazione, in cui subisce una perdita di pressione (punto 10). Infine, il gas scorre nello scambiatore di calore rigenerativo e assorbe il calore messo a disposizione dal liquido della sezione ad alta pressione dell'impianto, per poi riportarsi nelle condizioni termodinamiche del punto 1, in ingresso al compressore.

I capisaldi dell'impianto sono riportati nella tabella che segue.

Tabella 6.5 - Capisaldi dell'impianto a NH₃

Punto	Temperatura [°C]	Pressione [bar]	Entalpia [$\frac{kJ}{kg}$]	Densità [$\frac{kg}{m^3}$]
1	-1.0	2.792	1456.8	2.2
2	154.9	17.857	1785.6	9.0
3	154.6	17.855	1784.6	9.0

4	43.0	17.855	390.6	574.4
5	43.0	17.854	390.5	574.4
6	40.7	17.854	379.2	578.2
7	40.7	17.853	379.2	578.2
8	-11.0	2.793	379.2	-
9	-6.0	2.793	1444.9	2.2
10	-5.9	2.792	1445.2	2.2

Il COP calcolato attraverso il modello è pari a 2.92. il confronto è da eseguire con l'efficienza delle macchine a servizio del magazzino automatico, le quali lavorano con lo stesso intervallo di temperatura all'evaporatore e al condensatore. Il produttore fornisce come COP nominale di riferimento un valore pari a 4.48 per Trane 1 e 4.03 per Trane 2. Bisogna però considerare che dall'analisi dei consumi eseguito nel paragrafo 3.2.1.2, il COP medio risultante dal funzionamento delle due macchine è pari a 3.05 per Trane 1 e 3.25 per Trane 2. In entrambi i casi comunque l'efficienza della macchina ad ammoniaca è inferiore a quella delle due macchine utilizzando il fluido R134a.

6.4. Calcolo della carica di refrigerante

Per il calcolo della carica di refrigerante si tiene conto del fluido refrigerante presente all'interno dell'evaporatore, del condensatore e nelle sezioni di tubazioni tra questi componenti. Non viene considerata la porzione di impianto con fluido in fase vapore poiché, avendo densità molto bassa (inferiore di due ordini di grandezza), come ad esempio all'interno del compressore, ha contribuito trascurabile nel calcolo della massa contenuta nell'impianto.

Bisogna fare distinzione tra i tratti in cui circola una miscela bifase e i tratti in cui circola fluido in fase liquida. Nei tratti con miscela liquida è lecito assumere densità del fluido costante (in quanto si tratta appunto di un liquido); per calcolare la massa di refrigerante contenuta in queste sezioni si utilizza la seguente formulazione:

$$M_{NH_3} = \rho_L \pi \frac{d_{sez}^2}{4} L_{sez} \quad [kg] \quad (6.3)$$

Per quanto riguarda i tratti con miscela bifase (tubazioni dell'evaporatore e del condensatore), bisogna calcolare la frazione di vuoto, rappresentata dal rapporto tra l'area occupata dalla fase vapore e dall'area della sezione totale della tubazione:

$$\theta_v = \frac{A_v}{A_{tot}} = \left(1 + \frac{(1-x) \rho_v}{x \rho_L}\right)^{-1} \quad (6.4)$$

Considerando ad esempio la tubazione interna all'evaporatore, al progredire dell'evaporazione del fluido refrigerante cambia la frazione di vuoto in quanto varia la percentuale di liquido e di vapore; inoltre variano alcune proprietà termodinamiche, come ad esempio la densità. Per questi motivi non è accettabile ipotizzare un unico valore di frazione di vuoto per l'intera tubazione. Ne è stata quindi divisa la lunghezza in sezioni sufficientemente piccole (di lunghezza infinitesima rispetto alla lunghezza complessiva) in cui è lecito ipotizzare frazione di vuoto costante, rendendo così possibile il calcolo della massa di refrigerante contenuta. La massa totale di refrigerante presente all'interno dell'intera tubazione si ottiene integrando lungo la lunghezza il contributo di ogni sezione infinitesima. In ognuna di queste sezioni la massa viene calcolata attraverso la seguente formulazione:

$$M_{NH_3} = [\rho_v \theta_v + \rho_L (1 - \theta_v)] \pi \frac{d_{sez}^2}{4} L_{sez} \quad [kg]$$

Nell'immagine seguente viene riportato l'andamento della frazione di vuoto e della massa al variare del titolo della miscela al condensatore.

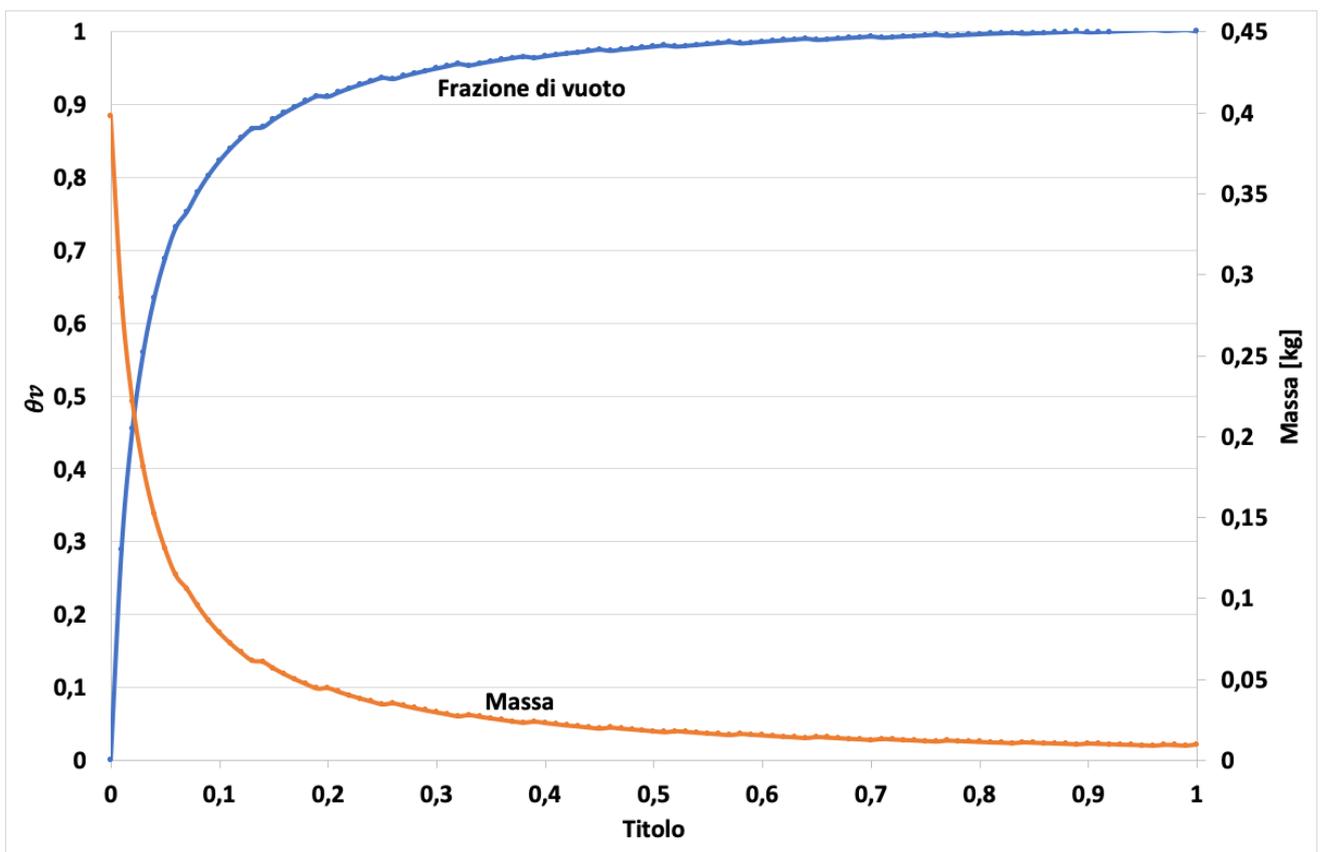


Figura 6.4 - Andamento della massa e della frazione di vuoto in funzione del titolo della miscela

Il modello di impianto descritto nella precedente sezione ha permesso di calcolare per ogni tratto le dimensioni delle tubazioni in lunghezza e in diametro, ora necessarie per calcolare la carica di fluido refrigerante. Nella tabella seguente viene riportata la carica di refrigerante presente in ogni tratto dell'impianto e le relative dimensioni delle tubazioni.

Tabella 6.6 - Carica di refrigerante per sezione di impianto

Tubazione	Lunghezza [m]	Diametro interno [mm]	Carica di refrigerante [kg]
Evaporatore	8	230.49	1.6
Linea di liquido 1	3	58.88	4.69
Condensatore	8	105.26	3.81
Linea di liquido 2	5	58.69	7.82
Totale	-	-	18

Analizzando la tabella 6.6, la massa di ammoniaca necessaria al modello di impianto è di circa 18 [kg]. Se confrontato con la carica di refrigerante R134a presente all'interno di Trane 1 e Trane 2 (318 [kg]), la massa è inferiore di un ordine di grandezza. Inoltre, un ulteriore fattore di vantaggio è rappresentato dal fatto che il fluido naturale ha GWP = 0.

7 Conclusioni

Il presente elaborato è incentrato sull'analisi energetica dei consumi elettrici e di acqua della centrale frigorifera di uno stabilimento alimentare di grandi dimensioni. L'intera analisi si è basata perciò su dati di funzionamento reale messi a disposizione dall'azienda.

La trattazione si divide in tre macro-argomenti principali: una prima parte che ha analizzato l'efficienza e i consumi elettrici delle macchine frigorifere a servizio dell'industria; su questa parte è stata elaborata un'ottimizzazione sulla gestione delle macchine per la produzione del freddo: dai calcoli è emerso che tramite la gestione ottimizzata delle macchine è possibile ottenere un risparmio di energia elettrica. I risultati ottenuti potrebbero essere un punto di partenza per lo sviluppo di un sistema di gestione automatico che riesca ad applicare quanto esposto al fine di ridurre l'energia elettrica assorbita dal parco macchine.

La seconda parte ha analizzato i consumi elettrici e di acqua della tecnologia utilizzata per la condensazione delle macchine frigorifere (ma anche per il raffreddamento di altri processi dello stabilimento): la torre evaporativa; è stato fatto poi un confronto con le principali alternative presenti attualmente sul mercato, analizzando vantaggi e svantaggi di ognuna rispetto ai consumi delle torri evaporative. Questo confronto può essere utile all'azienda per valutare l'installazione di una di queste tecnologie all'interno dello stabilimento o all'interno di altri stabilimenti del gruppo. L'analisi sulle torri evaporative e sui confronti con le altre tecnologie ha evidenziato come l'efficienza energetica delle torri evaporative sia superiore, anche se comporta notevoli sprechi di acqua. La scelta sostenibile si basa su considerazioni, da effettuare sito per sito, sulla disponibilità delle risorse idriche e sull'impatto in termini di CO₂ relativo a un consumo maggiore o minore di energia elettrica. Facendo riferimento allo stabilimento di Alba in cui si è svolta la tesi, la sostituzione delle torri evaporative con delle torri adiabatiche o dry cooler risolverebbe i recenti problemi di approvvigionamento d'acqua legati ai periodi di magra del fiume Tanaro. Il consumo maggiore di energia elettrica è giustificato dal fatto che lo stabilimento è in grado di autoprodurlo, sia attraverso l'impianto fotovoltaico e sia attraverso l'impianto di cogenerazione, il quale utilizza come combustibile gas naturale.

Nella terza ed ultima parte è stato creato un modello per la simulazione del funzionamento di una macchina con fluido refrigerante naturale (ammoniaca). L'efficienza e la carica di refrigerante sono stati i due parametri di output della simulazione, utili per un confronto energetico con una macchina realmente installata nello stabilimento e utilizzante R134a come fluido. Il confronto ha dimostrato la fattibilità energetica di una macchina ad ammoniaca. Questo modello può essere sfruttato come punto di partenza per l'azienda per un'analisi economica, per dimostrarne anche la fattibilità dal punto di vista dell'investimento economico. Molto probabilmente negli anni a venire l'azienda prenderà in considerazione il fluido naturale ammoniaca, in quanto ha GWP = 0, per rispettare uno dei principali obiettivi

dello sviluppo a venire in ottica di sostenibilità ambientale: ovvero quello di avere emissioni di CO₂ in ambiente pari a zero in tutti gli stabilimenti del gruppo entro il 2040.

Appendice A

All'interno di questa sezione dell'elaborato, sono riportate le immagini raffiguranti l'analisi dei consumi delle torri evaporative non riportate all'interno del paragrafo 5.2. Queste immagini si riferiscono a nove mesi dei dodici totali analizzati.

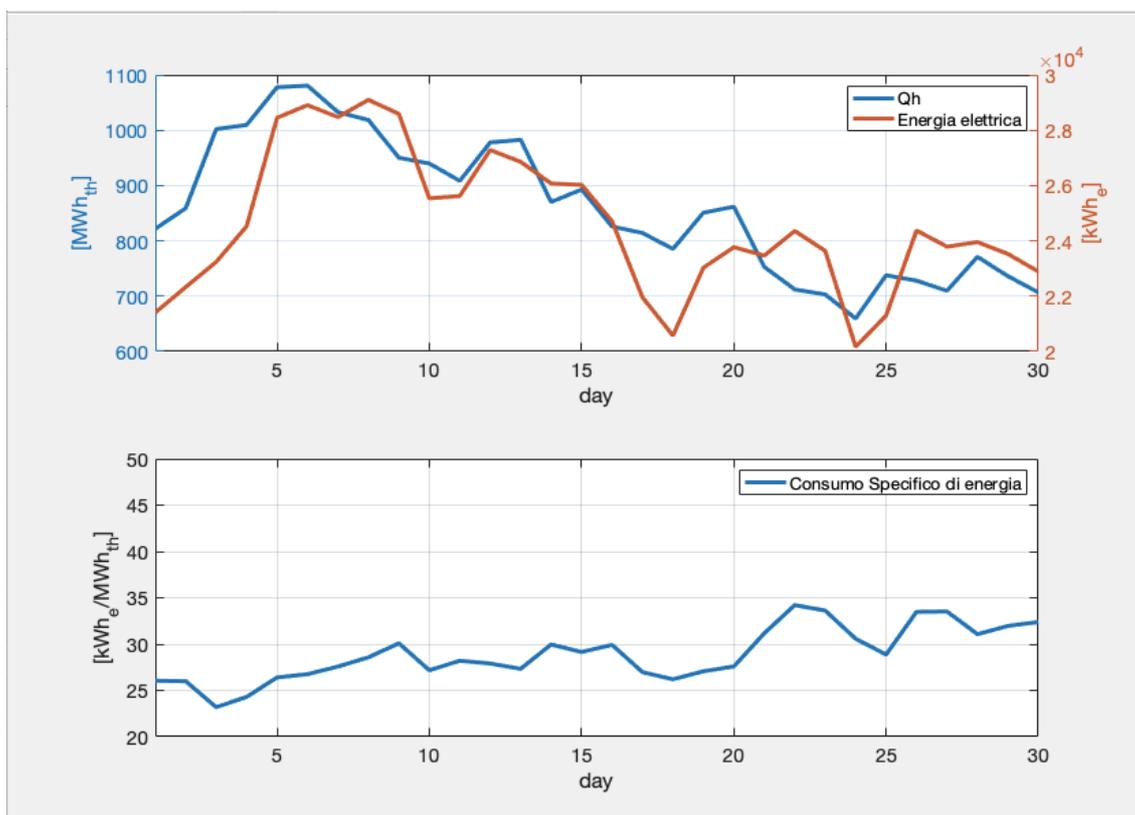


Figura A.0.1 - novembre 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

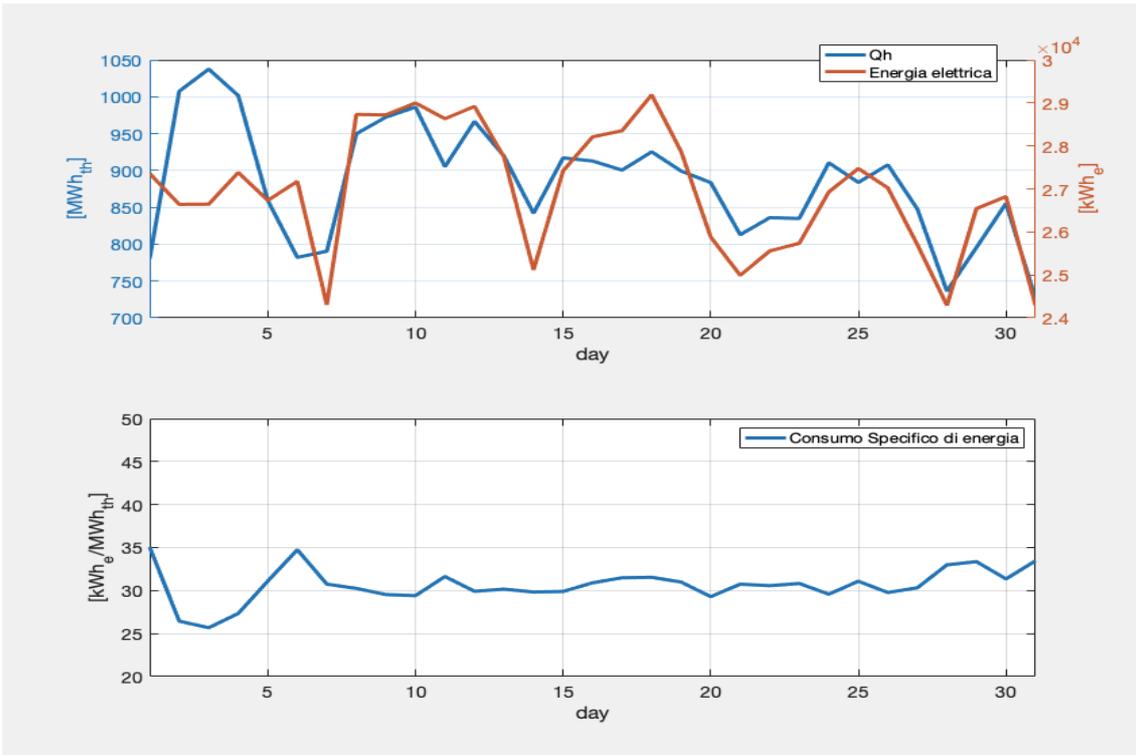


Figura A.0.2 - ottobre 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

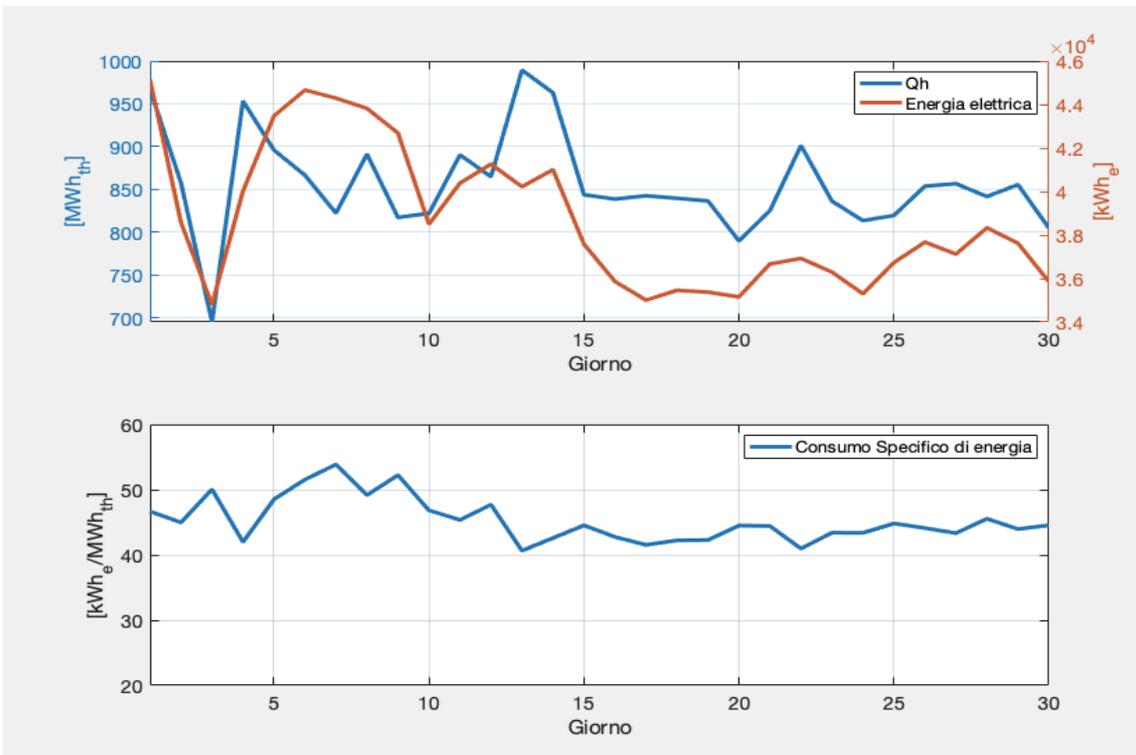


Figura A.0.3 - settembre 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

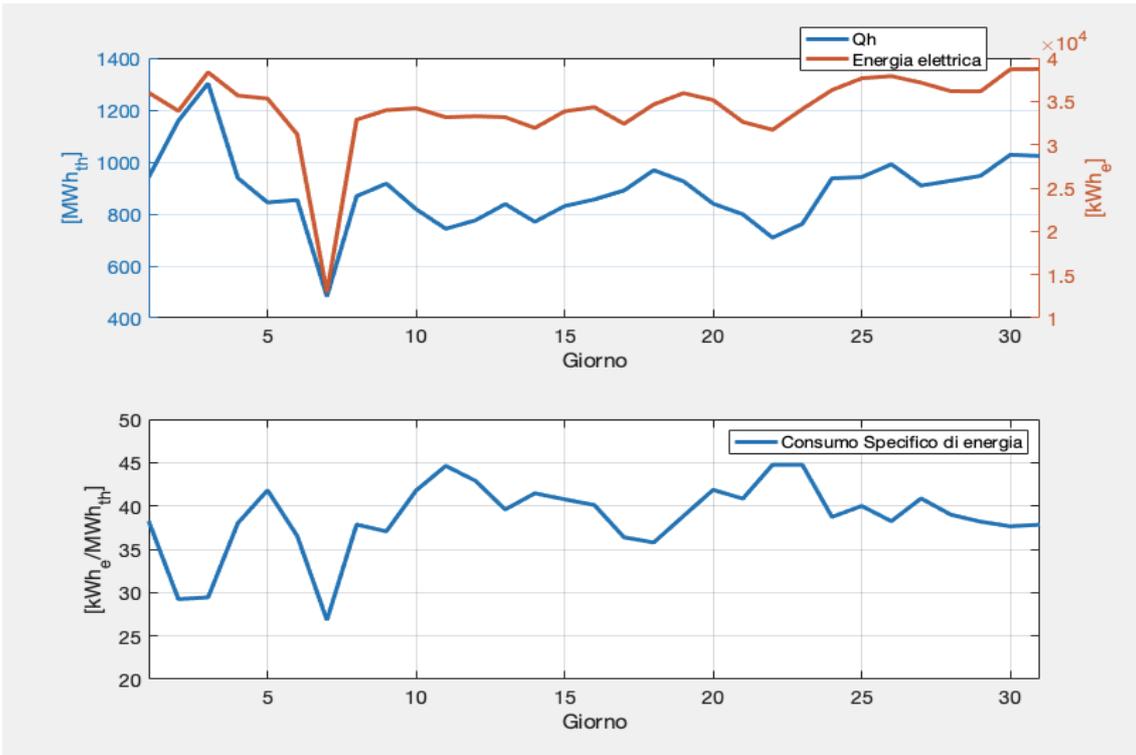


Figura A.0.4 - luglio 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

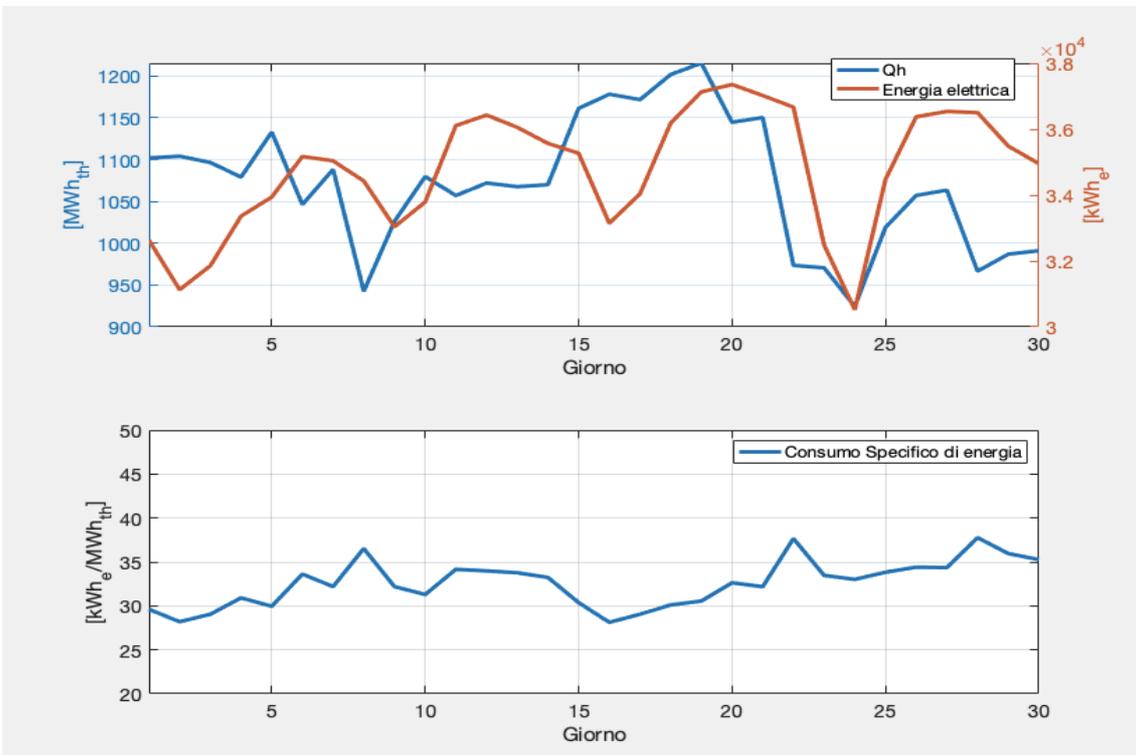


Figura A.0.5 - giugno 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

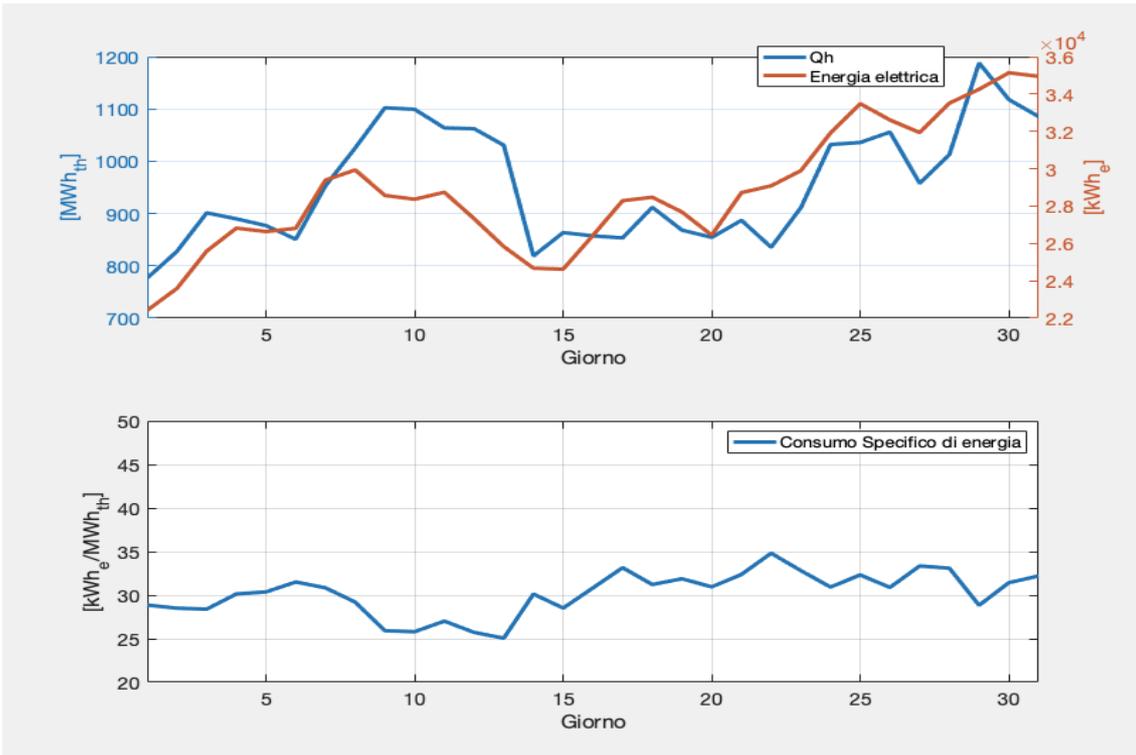


Figura A.0.6 - maggio 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

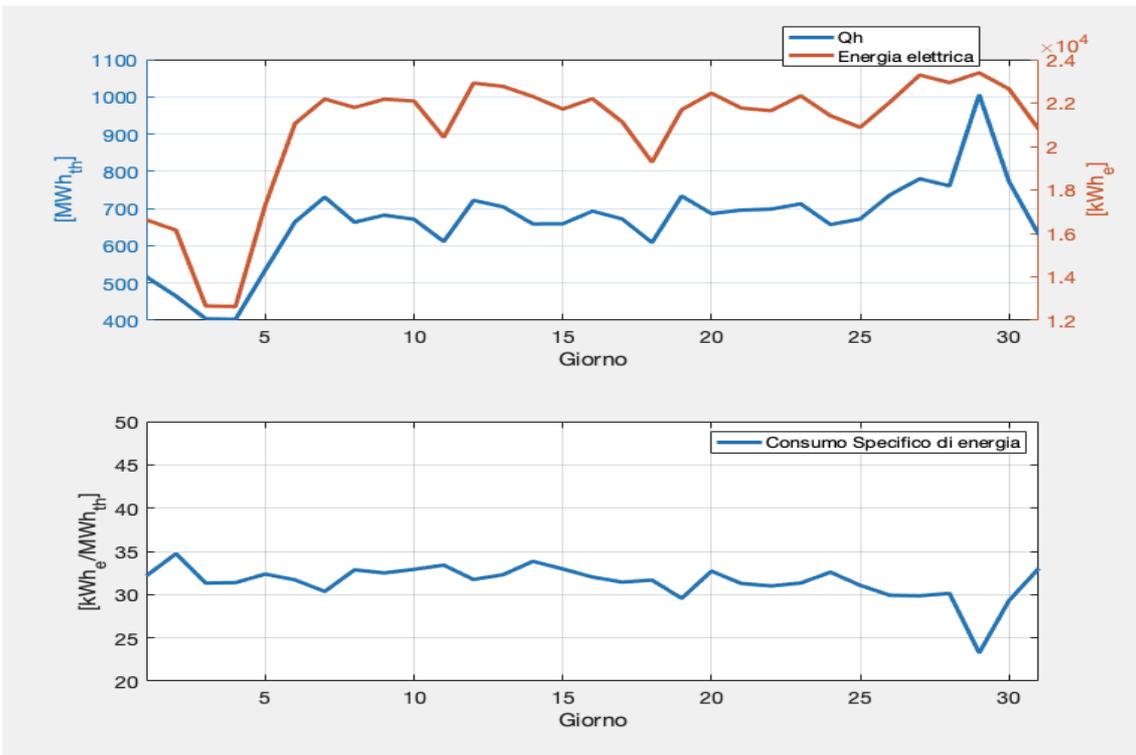


Figura A.0.7 - marzo 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

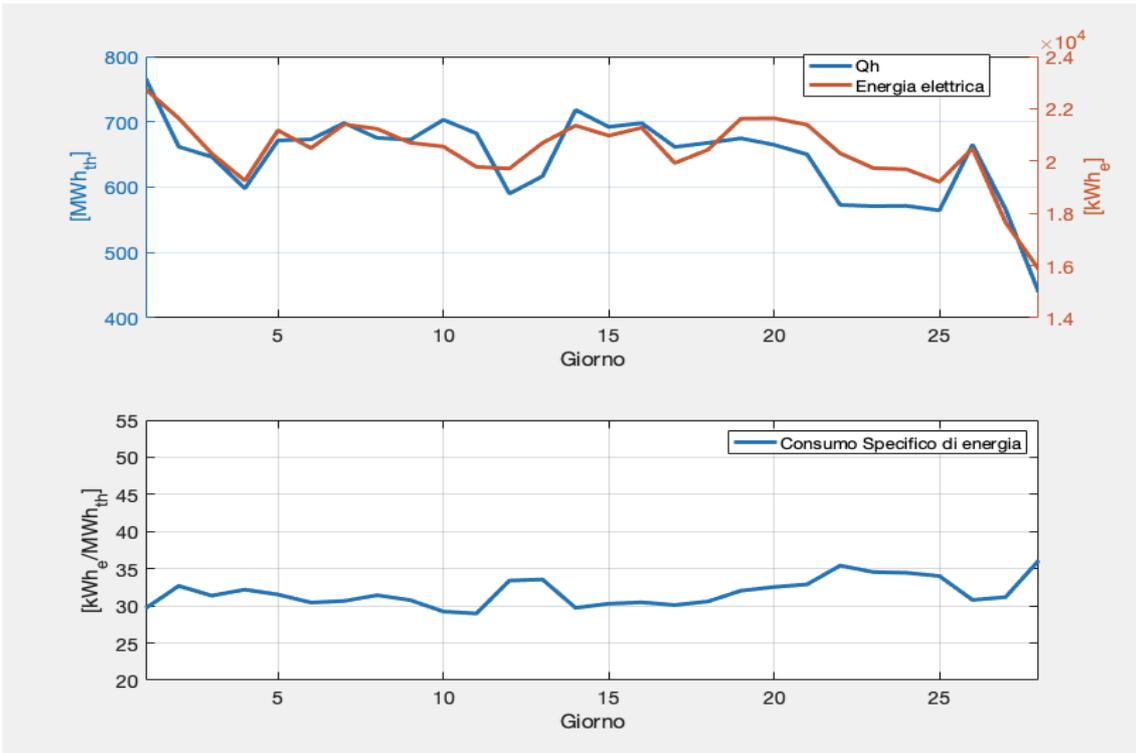


Figura A.0.8 - febbraio 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

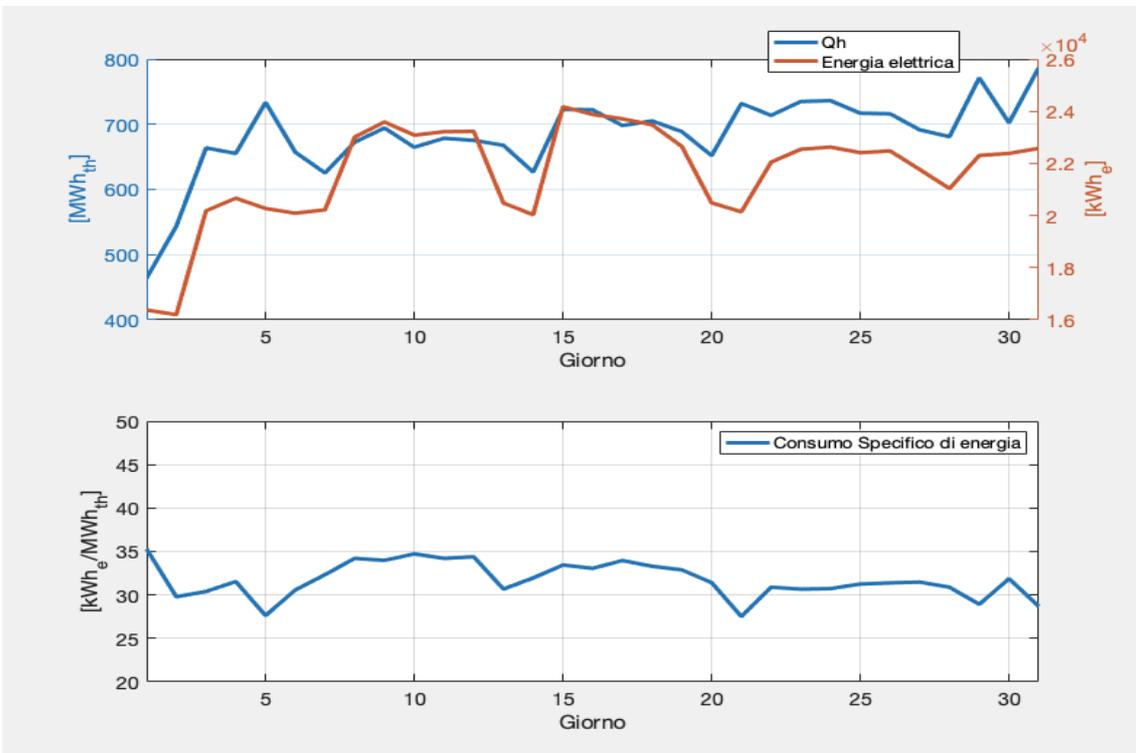


Figura A.0.9 - gennaio 2018: andamento delle grandezze fondamentali delle torri evaporative

Fonti bibliografiche e sitografia

- [1] United Nations, New York (2018, *World Youth Report*, <https://www.un.org/development/desa/youth/wpcontent/uploads/sites/21/2018/12/WorldYouthReport-2030Agenda.pdf>.
- [2] AERMEC, *Refrigerazione Industriale*, Opuscolo tecnico, <https://global.aermec.com/it/download/>.
- [3] Turboalgor (Cold Energy Saving), Mercato Target, <http://www.turboalgor.it/it/mercato-target.php>.
- [4] Stoecker W., *Manuale della refrigerazione industriale*, Milano Tecniche Nuove 2001.
- [5] Ferrero Group, Corporate Social Responsibility Report (CSR), 2017.
- [6] Trane, Product Catalog, Series E™ CenTraVac™ Chiller, August 2015.
- [7] Arpa Piemonte, Banca Dati Meteorologica, https://www.arpa.piemonte.it/rischinaturali/accesso-ai-dati/annali_meteoidrologici/annali-meteo-idro/banca-dati-meteorologica.html.
- [8] Borra S., Di Ciaccio A., *statistica – metodologie per le scienze economiche e sociali*, Milano McGraw-Hill Education 2014, pagg. 66-70.
- [9] Rumor C., Strohmenger G., *Riscaldamento Ventilazione Condizionamento Ricupero Energetico Impianti Sanitari*, Milano Hoepli 1985, pagg. 675-678.
- [10] Andreini P., *Manuale dell'Ingegnere Meccanico*, Milano Hoepli 2005, pagg. 1339-1342.
- [11] Commissione Europea, Reference Document on the application of Best Available Techniques to Industrial Cooling Systems, Dicembre 2001, pagg. 163.
- [12] Alfa Laval Abatigo, Abatigo manual, Operating instructions for adiabatic liquid coolers, 2017, pagg. 8-9.
- [13] ISOCOOL, Catalogo tecnico, <https://www.isocool.ltd.uk/wp-content/uploads/2014/03/DCooler-process-water-chiller.pdf>.
- [14] Bergman T., Lavine A., Incropera F., Dewitt D., *Introduction to heat transfer*, John Wiley & Sons, Inc, 2011, sixth edition, pagg. W-39 – W-41.
- [15] Unilab Srl, “AMMONIACA NH₃: natural ed efficiente ma tossica”, <http://www.unilab.eu/it/articoli/technical-articles-it/termodinamica-ingegneria-it/ammoniaca-nh3-naturale-ed-efficiente-tossica/>
- [16] IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark, CoolPack - A Collection of Simulation Tools for Refrigeration (v. 1.50), 2001.

