POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di laurea

Studio di fattibilità di un sistema per il recupero di calore industriale con pompa di calore

RELATORE
Prof. Vittorio Verda

CANDIDATO
Adriano Bergese

Anno accademico 2017/2018

Ai miei genitori, un appoggio costante
e fondamentale

A Serena

Ringraziamenti

Quando si conclude un percorso, indipendentemente dal grado di difficoltà o del tempo impiegato, è naturale ripensare a ogni momento, triste o felice, che ha caratterizzato quel periodo. Ci si chiede cosa è andato per il verso giusto, quali sono stati gli errori e come si sarebbe potuto agire diversamente in alcune situazioni. Si ripensa a tutti i momenti, ma capita di non focalizzarsi sulle persone con cui questi momenti sono stati condivisi. Penso che queste persone siano ciò che rende speciale ogni percorso.

Vorrei ringraziare, innanzitutto, l'azienda Edison Fenice che mi ha permesso di lavorare in completa autonomia su questo progetto, mantenendo però un supporto sempre presente. Ringrazio Diego, Anna, Irene e Daniele che mi hanno aiutato per tutti gli aspetti, tecnici e non, legati a questo progetto. Ringrazio ovviamente Dario, il collega che più mi è stato vicino in questi mesi e su cui ho sempre potuto contare per un consiglio esperto, e tutte le altre persone con cui ho avuto l'occasione di parlare anche solo per un minuto.

Ringrazio il professor Verda, mio relatore, per avermi concesso la più completa libertà nel lavoro pur essendo stato sempre presente come guida in un progetto complicato come la tesi magistrale.

Ringrazio tutti i miei familiari e soprattutto i miei genitori, la mia ancora ed il mio punto di riferimento fisso, a cui non riesco mai dimostrare l'effetto immenso che provo in realtà e la gratitudine per avermi sempre appoggiato, spronato e consigliato in ogni occasione. Tutto questo percorso lo dedico a voi.

Ringrazio i miei compagni di corso, che hanno reso più leggeri questi anni di lezioni ed esami. Un grazie speciale va ad Andre, Silvia, Ale, Duttazzo, Rarica, Giorgia, Ste e Gino con cui ho condiviso ogni attimo, ogni kebab, ogni pranzo al Fante.

Ringrazio gli amici del Liceo e del calcetto, ogni volta che ci vediamo è come tornare indietro di dieci anni, non è cambiato mai nulla. E ringrazio ovviamente Mons, Massi e Mauro, amici più o meno lontani che puoi non vedere per mesi o per anni, ma la cui amicizia ha una forza e un significato speciale.

Un ringraziamento speciale va ad Assuntina, Margherita e Alex, per avermi accolto e avermi fatto sentire sempre a casa. E una dedica speciale va ad Alessio e Sebastiano, sempre nel mio cuore.

Ringrazio infine la mia fidanzata Serena, sempre al mio fianco nei momenti felici e sempre capace di farmi stare bene anche nei periodi più complicati. Grazie a te, ora so di poter affrontare tutte le difficoltà.

Sommario

RINGRAZIAMENTI 3

SOMMARIO 4

INDICE DELLE FIGURE 7

INDICE DELLE TABELLE 9

INTRODUZIONE 10

CAPITOLO 1 - DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO 13

1.1 Il contesto aziendale 14

1.2 Studio dell'impianto 15
1.2.1 La produzione di energia 15
1.2.2 La domanda tipica di energia 17

1.3 Studio del consumo specifico 20

CAPITOLO 2 - L'ARIA COMPRESSA IN AMBITO INDUSTRIALE 23

2.1 Utilizzi dell'aria compressa 24

2.2 Aspetti termodinamici 25
2.2.1 La pressione 25
2.2.2 La temperatura 26
2.2.3 La purezza 26

2.3 Il recupero di energia 27
2.3.1 Gli Indici di Performance Energetica 27
2.3.2 Le perdite di energia e le opportunità di recupero 28

CAPITOLO 3 - LE POMPE DI CALORE INDUSTRIALI 38

3.1 Il principio di funzionamento delle pompe di calore 39
3.1.1 La macchina di Carnot inversa 39
3.1.2 Lo schema tipico 39

3.2 Misura delle prestazioni 41
3.2.1 Il COP 41
3.2.2 Variazione del COP 41

3.2.3 Altri indici di performance 42

3.3 Tipologie di pompe di calore 44
3.3.1 Classificazione in base alla temperatura 44
3.3.2 Pompa di calore a compressione di vapore 44
3.3.3 Pompa di calore ad assorbimento 45
3.3.4 Pompa di calore ad adsorbimento 47
3.3.5 Altre pompe di calore 48

3.4 Fluidi di processo 51

3.5 Utilizzi in ambito industriale 52
3.5.1 Raffreddamento dei gas esausti 52
3.5.2 Recupero del calore di scarto 54

CAPITOLO 4 - IL MODELLO IN MATLAB 56

4.1 La situazione attuale 57
4.1.1 L'energia termica 57
4.1.2 L'aria compressa 59

4.2 Descrizione dell'intervento 61

4.3 L'approccio utilizzato 62
4.3.1 Ipotesi di calcolo 62
4.3.2 I parametri economici 64
4.3.3 Il calcolo del saving annuo 66

4.4 Il modello in Matlab 69
4.4.1 Descrizione dello script 69
4.4.2 I limiti del modello 74

4.5 Analisi dei preventivi 76

CAPITOLO 5 - ANALISI DEI RISULTATI 78

5.1 Risultati dell'analisi oraria 79
5.1.1 Il tempo di funzionamento 79
5.1.2 I risultati energetici 80
5.1.3 I risultati economici 82
5.1.4 I risultati ambientali 84
5.1.5 La variazione del prezzo dell'energia 85

5.2 Discretizzazione giornaliera e analisi di sensitività 87
5.2.1 Il processo di discretizzazione 87
5.2.2 I risultati dell'analisi di sensitività 89

CAPITOLO 6 - POSSIBILITÀ DI ACCUMULO TERMICO 92

6.1 Le tipologie di accumulo termico 93
6.1.1 Accumulo termico sensibile 94
6.1.2 Accumulo termico latente 96
6.1.3 Accumulo termico per via chimica 99

6.2 Le modifiche al modello orario 100
6.2.1 Caso 1 101
6.2.2 Caso 2 101
6.2.3 Caso 3 102
6.2.4 Caso 4 103
6.2.5 Caso 5 103
6.2.6 Caso 6 104
6.2.7 Caso 7 104

6.3 Risultati dell'analisi oraria con accumulo termico 106

CAPITOLO 7 - CONCLUSIONI 108

BIBLIOGRAFIA 111

SITOGRAFIA 113

CAPITOLO 8 - APPENDICE 116

8.1 Appendice A – Lo script dell'analisi oraria 116

8.2 Appendice B – I preventivi GEA 122

Indice delle figure

Figura 0.1 - Rateo di crescita del mercato delle pompe di calore in Europa 11
Figura 1.1 – Immagine aerea dello stabilimento del Cliente 15
Figura 1.2 – Tipici profili di produzione durante la stagione di riscaldamento. 1.2(A) Energia termica; 1.2(B) Energia elettrica; 1.2(C) Aria compressa 19
Figura 1.3 – Consumi specifici e volumi di produzione su base mensile 21
Figura 2.1 – Tipica configurazione di un sistema di produzione e distribuzione di aria compressa industriale 24
Figura 2.2 – Percentuale di potenziale saving energetico-economico nelle fasi di gestione dell'aria compressa industriale 28
Figura 2.3 – Sensore acustico ultrasonico Sonaphone, by Sonatec, con sistema di memorizzazione integrato 29
Figura 2.4 – Diagramma di Moody per la stima del fattore di attrito distribuito 31
Figura 2.5 – Compressione isoentropica e politropica 33
Figura 2.6 – Compressione inter-refrigerata a due stadi 34
Figura 2.7 – Schema di funzionamento di una torre evaporativa 35
Figura 2.8 – Configurazione di un sistema di recupero termico ad aria 36
Figura 3.1 – Principio di funzionamento della macchina di Carnot inversa 39
Figura 3.2 - Principio di funzionamento di una pompa di calore meccanica 40
Figura 3.3 – COP al variare della differenza di temperatura tra la sorgente calda e quella fredda 42
Figura 3.4 – Classificazione delle pompe di calore in base alle temperature di sorgente e utenza 44
Figura 3.5 – Schema di funzionamento di una pompa di calore "Pump system" 45
Figura 3.6 - Schema di funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento 46
Figura 3.7 – Design delle pompe di calore ad assorbimento GAHP-AR (Robur, 35 kW) e Logatherm GWPS e GWPL (Buderus, 29 kW) 47
Figura 3.8 – Pompa di calore ad adsorbimento SHC 18 di Thermics Energie (potenza frigorifera nominale pari a 18 kW) – (A) Design esterno – (B) Andamento del COP al variare della temperatura della sorgente 48
Figura 3.9 – Ciclo termodinamico inverso per una pompa di calore subcritica (a) e trans-critica (b) 48
Figura 3.10 – Curve di scambio termico in un processo di condensazione (a) e di raffreddamento supercritico (b) 49
Figura 3.11 – Schema di funzionamento di una pompa di calore termoacustica con bruciatore (A) o con recupero di calore di scarto (B) 50
Figura 3.12 – Schema di funzionamento di un impianto di recupero termico da gas di scarico con pompa di calore 54
Figura 3.13 – Schema di funzionamento di un impianto di recupero termico da calore di scarto con pompa di calore 55
Figura 4.1 – Profilo orario della richiesta termica (acqua calda) di due utenze dello stabilimento (FIT 004bis e FIT 005) 57
Figura 4.2 – Schema di funzionamento della fornitura di calore attuale 58
Figura 4.3 – Schema di funzionamento della fornitura di calore con integrazione del sistema Spyrax 58
Figura 4.4 - Schema di funzionamento di un singolo stadio dei compressori Centac con circuito di refrigerazione incluso 59
Figura 4.5 - Parte superiore di una delle tre torri evaporative 60
Figura 4.6 – Schema di funzionamento della dissipazione del calore di compressione attuale 60
Figura 4.7 - Schema di funzionamento della situazione post-intervento 61
Figura 4.8 – Potenza richiesta e disponibile durante una stagione di riscaldamento 62
Figura 4.9 - Flowchart dello script per l'analisi oraria 70

Figura 4.10 - Schema di flusso dello script 71
Figura 4.11 - Variazione del COP con la percentuale di carico 77
Figura 4.12 - Pompa di calore GEA RedAstrum 77
Figura 5.1 – Ore di funzionamento 79
Figura 5.2 – Percentuale di utilizzo 80
Figura 5.3 – (A) Energia termica utile prodotta ed (B) energia elettrica assorbita dalla pompa di calore 81
Figura 5.4 - Confronto tra il profilo di richiesta termica e l'energia prodotta dalla pompa di calore 81
Figura 5.5 – Quote di guadagno e spesa 82
Figura 5.6 – Pay Back Time semplice 83
Figura 5.7 – Andamento dell'investimento 83
Figura 5.8 – Internal Rate of Return 84
Figura 5.9 – Quantità di emissioni evitate 85
Figura 5.10 – (A) Variazione dell'Internal Rate of Return e (B) variazione del NPV con e senza variazione del prezzo dell'energia 85
Figura 5.11 - Variazione del saving annuo con il tempo 86
Figura 5.12 - Andamento della temperatura media giornaliera e dell'energia richiesta dall'utenza 87
Figura 5.13 – Variazione della richiesta di energia termica con la temperatura media giornaliera 88
Figura 5.14 - Variazione della richiesta di energia termica con la temperatura media giornaliera 89
Figura 5.15 - Variazione delle ore di funzionamento della pompa di calore con la temperatura media esterna 89
Figura 5.16 – Variazione del Net Present Value (A) e del Pay Back Time (B) con la temperatura media esterna 90
Figura 5.17 – Variazione dell'Internal Rate of Return con la temperatura media esterna 90
Figura 6.1 – Layout semplificato del sistema di accumulo termico brevettato da Thomason 96
Figura 6.2 – Classificazione dei PCM per sistemi di accumulo energetico 97
Figura 6.3 – Schema di flusso con introduzione del sistema di accumulo 100
Figura 6.4 - Profilo energetico del sistema di accumulo termico 106

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 - Capacità operative installate dell'azienda 14
Tabella 1.2- Caratteristiche principali delle macchine installate – Energia termica ed elettrica 16
Tabella 1.3 - Caratteristiche principali delle macchine installate – Aria compressa 17
Tabella 2.1 - Valori indicativi per indici di performance energetica per il settore dell'aria compressa industriale 28
Tabella 2.2 – Stima del costo annuale dovuto a perdite di aria compressa al variare della pressione di rete e del diametro del foro, dati in euro [€] 30
Tabella 2.3 - Stima del potenziale saving annuo con recupero di calore dal compressore 35
Tabella 3.1 – Indici GWP e ODP per una selezione di fluidi refrigeranti 51
Tabella 4.1 – Variazione annuale del prezzo dei vettori energetici 63
Tabella 4.2 - Parametri di input per il modello in Matlab 69
Tabella 4.3 - Condizioni di funzionamento della pompa di calore 74
Tabella 4.4 - Principali caratteristiche della pompa di calore GEA RedAstrum in assetto da 500, 800 e 1100 kW 76
Tabella 6.1 - Principali caratteristiche delle tecnologie di accumulo termico 94
Tabella 6.2 - Caratteristiche fondamentali di alcuni materiali per accumulo termico sensibile 94

Introduzione

L'interesse mondiale verso le tematiche ambientali è in crescita costante a causa dei sempre più frequenti fenomeni naturali generati dal disequilibrio termico del Pianeta. Temperature sempre più elevate sono la causa di un sempre più rapido scioglimento dei ghiacci ed aumento del livello del mare da un lato e di una crescente desertificazione e siccità dall'altro. La causa è da ricercarsi quasi esclusivamente nelle sempre maggiori emissioni di gas serra di origine antropica, dovute prevalentemente ad attività industriali e alla produzione di energia. La percentuale di persone convinte del contrario diminuisce costantemente, e cresce contemporaneamente l'interesse dei Paesi verso le tematiche ambientali. Ciò è stato dimostrato e determinato il 12 dicembre 2015, giorno in cui è stato stipulato il cosiddetto "Accordo di Parigi". Questo storico accordo ha dato una spinta fondamentale a tutti i Paesi firmatari, i quali si sono impegnati ufficialmente per la salvaguardia dell'ambiente ponendosi obiettivi precisi e specifici a livello nazionale.

La base verso un impatto ambientale sempre più ridotto dei sistemi energetici, industriali e di trasporto è stata impostata e le azioni nazionali su questo punto stanno iniziando a dare i primi frutti. Per ottenere risultati concreti e duraturi, però, è necessario che ogni persona e ogni ente contribuisca per quanto gli è possibile.

Questo lavoro si inserisce nel contesto appena descritto, andando ad esplorare un settore dal potenziale enorme per quanto riguarda l'efficienza energetica degli impianti: il recupero di calore industriale. Le grandi industrie manifatturiere, in qualunque ambito esse lavorino, sono estremamente energivore e si basano su processi che richiedono spesso grandi quantità di energia, soprattutto termica. Inoltre, alcuni procedimenti come la compressione dell'aria generano a loro volta calore. Questi flussi termici, dopo essere stati utilizzati o generati, vengono spesso dissipati e quindi, di fatto, sprecati anche se il loro livello di temperatura può essere ancora utilizzato per fornire energia ad altri processi. I sistemi basati sulle pompe di calore permettono l'assorbimento di flussi di calore a bassa temperatura, o comunque a un livello termico non più utilizzabile all'interno dello stabilimento produttivo, e l'innalzamento della qualità di questa energia. Con un ridotto consumo aggiuntivo di energia elettrica, dunque, le pompe di calore possono rendere utilizzabile un flusso termico che, in precedenza, non lo era.

Il mercato delle pompe di calore ha subito un incremento eccezionale durante i primi anni 2000 a livello europeo, per poi assestarsi sulle 800'000 unità vendute annualmente. Ogni Paese, in base alla propria politica energetica e ai livelli interni del prezzo delle materie prime energetiche, presenta un diverso rateo di crescita e sviluppo di questa tecnologia, ma il mercato europeo è in costante aumento. In figura vengono rappresentati i ratei di crescita annua dei paesi europei.

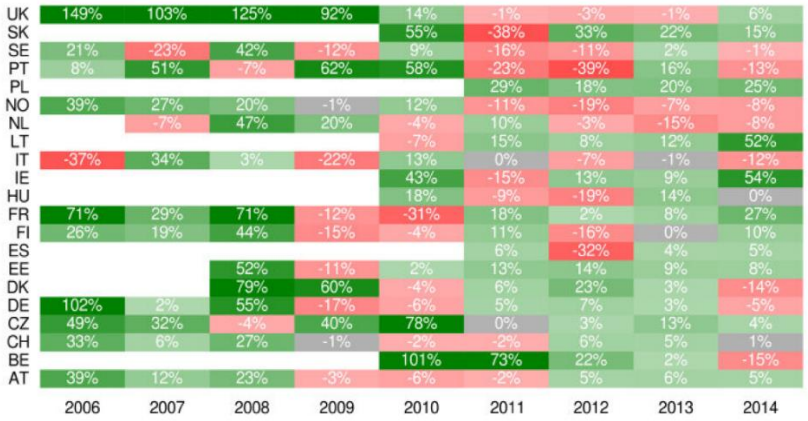


Figura 0.1 - Rateo di crescita del mercato delle pompe di calore in Europa

Di comune accordo e interesse con l'azienda Edison Fenice, questo lavoro si è concentrato sullo studio di un sistema che permettesse il recupero del calore generato dai compressori d'aria e lo rendesse disponibile per coprire, almeno in parte, il fabbisogno di un'utenza interna allo stabilimento che, al momento, è coperta dalle caldaie. È stato modellato il comportamento della pompa di calore durante una tipica stagione di riscaldamento, utilizzando dati energetici orari disponibili nello stabilimento e dati reali relativi a una pompa di calore, ottenuti contattando direttamente il costruttore. Sono stati estrapolati tutti i risultati energetici, economici ed ambientali utili per la valutazione dell'investimento da parte dell'azienda.

È stato poi osservato l'effetto di un'eventuale variazione della temperatura media esterna su tali parametri, considerando la richiesta da parte dell'utenza come linearmente dipendente dalle condizioni ambientali e andando dunque a modificare, volta per volta, il profilo energetico della richiesta. Infine, è stata esplorata la possibilità di integrazione del sistema a pompa di calore con un impianto di accumulo termico, valutandone la pre-fattibilità tecnica ed economica sulla base del profilo di energia accumulata durante una tipica stagione di riscaldamento.

Capitolo 1

Descrizione dell’impianto

1.1 Il contesto aziendale

La società Edison Fenice è un'azienda operante nel settore energetico al servizio delle industrie, che fornisce soluzioni di eco-efficienza energetica su misura per il Cliente. L'azienda si occupa di progettare, sviluppare, installare e gestire grandi impianti di produzione di energia termica, elettrica e frigorifera, proponendo congiuntamente una fornitura di aria compressa per i più svariati utilizzi. La presenza di una sezione ambientale, che copre il settore della consulenza, del monitoraggio e del trattamento delle acque industriali, permette di fornire al Cliente una gestione completa di tutti i servizi energetici tipicamente necessari alle grandi industrie.

L'azienda gestisce 45 siti industriali presenti su tutto il territorio nazionale ed opera al servizio dei principali settori industriali:

- Automotive
- Chimico
- Food&Beverage
- Trasporti
- Siderurgico

La produzione di energia si fonda sulla forte presenza di impianti di cogenerazione e trigenerazione, con particolare attenzione all'ottenimento della qualifica CAR (Cogenerazione ad Alto Rendimento). Il portafoglio dell'azienda comprende:

- Circa 150 caldaie e generatori di vapore;
- Più di 500 chiller;
- Più di 150 macchine per la produzione di aria compressa;
- 21 impianti di trattamento delle acque reflue (TAR).

Le capacità operative installate sono schematizzate in tabella 1.1

Vettore energetico		**Unità di misura**
Capacità termica operativa	2300	MW_{th}
Capacità frigorifera operativa	470	MW_f
Capacità elettrica operativa	220	MW_{el}
Capacità di compressori d'aria	690000	Nm^3/h
Capacità di impianti TAR	8900	m^3/h

Tabella 1.1 - Capacità operative installate dell'azienda

1.2 Studio dell'impianto

L'unità operativa presso la quale è stata studiata l'installazione in oggetto è localizzata a Torino, in zona Pietra Alta, ed è a servizio dello stabilimento del Cliente CNHI all'interno del quale vengono prodotti e distribuiti veicoli commerciali medi e leggeri. L'azienda fornisce al Cliente un servizio energetico completo, con produzione di energia termica, elettrica e frigorifera e con fornitura di aria compressa.

La superficie coperta dalla fornitura dei vettori energetici è pari a 720'000 m^2, corrispondente a circa 85 campi da calcio, ed è servita da una rete di distribuzione di lunghezza complessiva di circa 126 km (16 km di reti di distribuzione di energia elettrica, 87 km di reti di distribuzione di energia termica e 20 km di reti di distribuzione di aria compressa).

Figura 1.1 – Immagine aerea dello stabilimento del Cliente

1.2.1 La produzione di energia

La produzione dei principali vettori energetici all'interno dello stabilimento è resa possibile grazie all'installazione di un impianto di cogenerazione costituito da un totale di n.7 caldaie e da una turbina a vapore a valle di due delle caldaie maggiori. La produzione di energia elettrica viene interamente coperta dalla turbina a vapore, mentre le caldaie producono vapore o acqua surriscaldata a seconda della tipologia di utenza dello stabilimento. La produzione di acqua calda viene invece coperta parzialmente dall'Unità di Trattamento Fumi e da uno scambiatore di calore connesso al circuito dell'acqua surriscaldata. Le caratteristiche principali delle macchine installate e dei vettori energetici sono descritte in tabella 1.2.

Vettore energetico	Valore	Unità di misura
Caldaia ABB		
Potenza termica	60,50	MW_{th}
Vettore prodotto	Vapore saturo	
Temperatura di esercizio	233,8	°C
Caldaia Bono		
Potenza termica	50,07	MW_{th}
Vettore prodotto	Vapore saturo	
Temperatura di esercizio	233,8	°C
Caldaia Frassi		
Potenza termica	57,00	MW_{th}
Vettore prodotto	Acqua surriscaldata	
Temperatura di esercizio	125 – 155,5	°C
Caldaia Viessmann Vitoplex 300 TX3A (n.2)		
Potenza termica	0,839	MW_{th}
Vettore prodotto	Acqua calda	
Temperatura di esercizio	65 – 75	°C
Caldaia Viessmann Vitoplex 300 TX3A (n.1)		
Potenza termica	1,00	MW_{th}
Vettore prodotto	Acqua calda	
Temperatura di esercizio	65 – 75	°C
Caldaia ELCO N.1		
Potenza termica	0,55	MW_{th}
Vettore prodotto	Acqua calda	
Temperatura di esercizio	65	°C
Caldaia ELCO N.2		
Potenza termica	1,013	MW_{th}
Vettore prodotto	Acqua calda	
Temperatura di esercizio	65	°C
Turbina a vapore ABB - ALSTOM		
Potenza elettrica	10	MW_e

Tabella 1.2 - Caratteristiche principali delle macchine installate – Energia termica ed elettrica

L'energia frigorifera per il raffrescamento ambientale dello stabilimento viene prodotta grazie a un totale di n. 66 gruppi frigoriferi elettrici di potenza frigorifera complessiva pari a 28,5 MW_f.

L'aria compressa, necessaria per svariati processi industriali nell'ambito automotive, viene prodotta grazie a un totale di n.6 compressori, di cui n.4 installati nei pressi della centrale termica e n.2 posizionati in un'altra area dello stabilimento. L'aria compressa viene prodotta a 6,8 bar e la trasformazione è di tipo inter-refrigerato per ottenere una prestazione ottimale (per maggiori informazioni, si veda il paragrafo 2.3.2.4.1). Il vettore energetico viene completato grazie alla presenza di n.5 surpressori che innalzano la pressione di una quota parte dell'aria precedentemente compressa fino a 12-13 bar. Le caratteristiche delle macchine installate vengono presentate in tabella 1.3.

Macchina	Portata [Nm^3/h]	Numero di stadi	Pressione di esercizio [bar]	Numero di macchine
Compressore Ingersoll Rand – Centac C115MX	6.000	2	6,8	3
Compressore Ingersoll Rand – Centac C70MX	4.000	3	6,8	1
Compressore Atlas Copco ZR6	6.000	2	6	1
Compressore Ingersoll Rand – Centac	6.000	2	6	1
Surpressore Atlas Copco GA75P/13	160	-	12	2
Surpressore Atlas Copco GA30P/13	200	-	13	2
Surpressore FIAC CRS 7.5	32	-	13	1

Tabella 1.3 - Caratteristiche principali delle macchine installate – Aria compressa

È possibile notare come il parco macchine installato sia estremamente variegato, utile per frequenti cambi di configurazione dovuti alla necessità di assecondare la richiesta da parte del cliente. Tale logica di regolazione viene descritta nel paragrafo 1.2.2.

1.2.2 La domanda tipica di energia

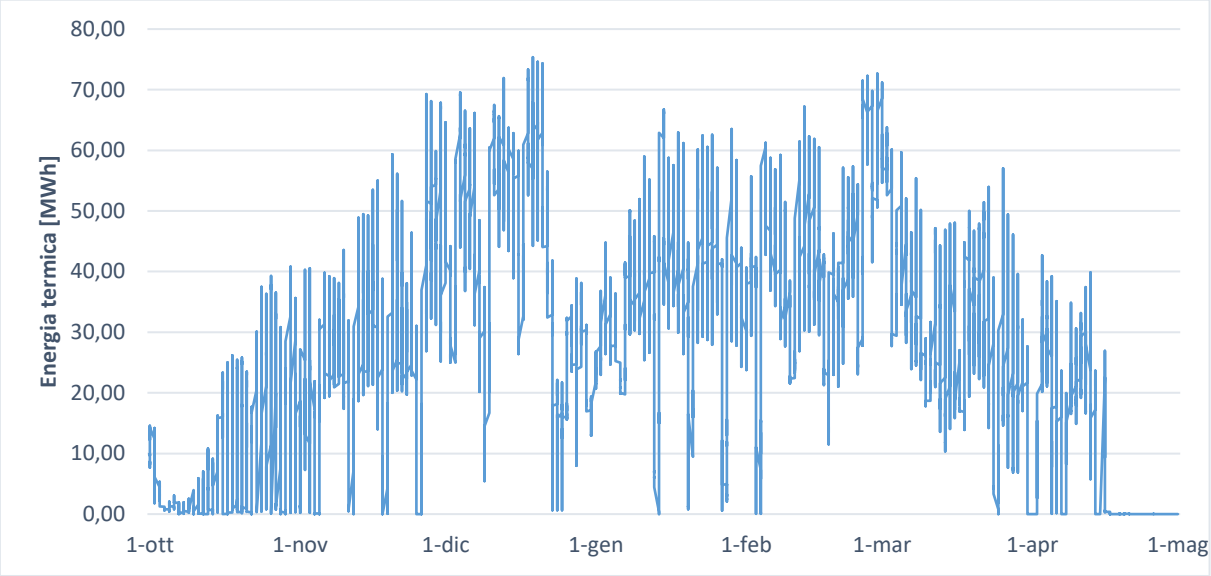
Lo stabilimento oggetto dello studio occupa una superficie totale di 1630000 m^2 e fornisce lavoro a più di 3000 persone per una produzione continua di vetture di piccola o media dimensione. Risulta facile, dunque, capire come sia indispensabile uno studio della domanda di energia dello stabilimento su base annuale e, più approfonditamente, su base giornaliera, in modo tale da ottimizzare l'installazione delle macchine di produzione dei vettori energetici congiuntamente a una più efficiente logica di regolazione. Considerando la grande estensione dell'impianto, è necessario far fronte alla domanda di energia con una centralizzazione della producibilità principale e, parallelamente, localizzare alcune macchine in zone strategiche dello stabilimento per massimizzare l'efficienza nel trasporto di tutti i vettori energetici. E' presente una centrale termica principale ospitante la maggior parte delle macchine (4 compressori, 3 caldaie e la turbina a vapore) con una delocalizzazione di alcuni macchinari in altre aree dello stabilimento (Centrale Termica Nord, Centrale Termica Sud, Centrale Termica Testing). Tale configurazione permette un controllo centralizzato della produzione, con un costante monitoraggio da parte del personale addetto, ma contribuisce all'ottimizzazione globale dell'impianto grazie alla copertura capillare di alcune utenze che si trovano più lontane dalla CT principale. La produzione di energia frigorifera è invece completamente distribuita sull'intera estensione dello stabilimento, a causa dell'impossibilità di realizzare un trasporto efficiente del freddo.

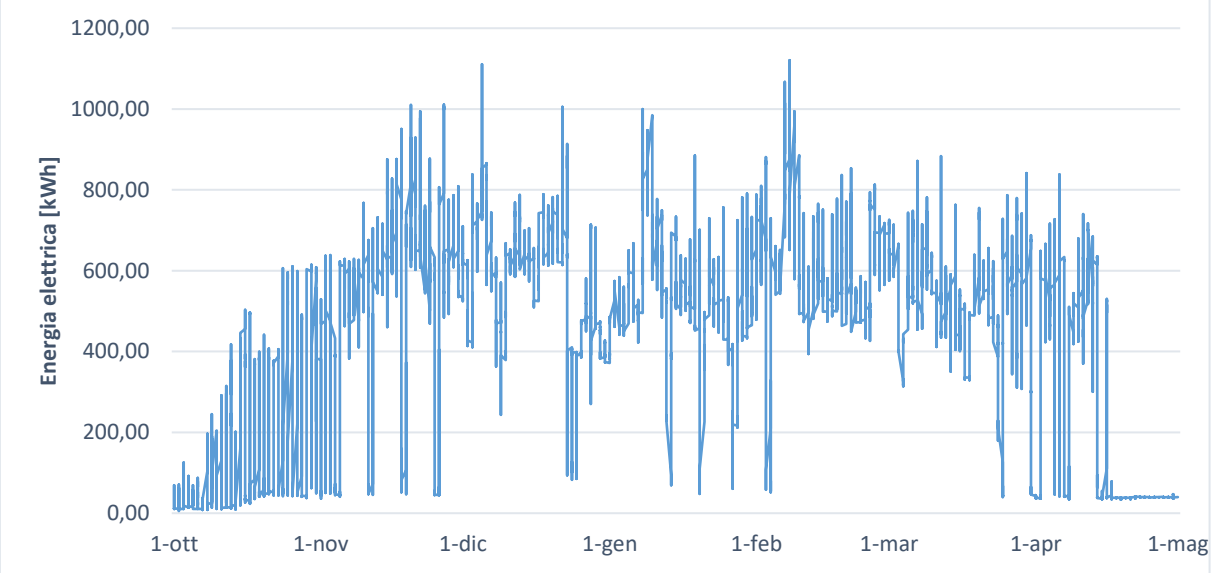
Osservando i grafici presenti in figura 1.2 (A, B e C) è possibile sottolineare alcuni aspetti legati ai singoli vettori energetici. I grafici rappresentano gli andamenti dei tre vettori energetici principali durante la stagione di riscaldamento 2017/2018 che nella città di Torino si estende tipicamente dal 15 ottobre al 15 aprile, salvo condizioni climatiche particolari.

Per quanto riguarda l'energia termica, è possibile osservare un andamento che segue mediamente l'evoluzione della temperatura media della località. La correlazione è alquanto stretta in quanto il calore prodotto dalle caldaie, in ogni sua forma, viene utilizzato prevalentemente per la funzione di riscaldamento ambientale dello stabilimento. Si nota, infatti, un completo azzeramento della produzione a partire dalla metà di aprile fino all'inizio della stagione invernale successiva. I valori orari appaiono molto variabili, ma è possibile evidenziare la presenza di periodiche diminuzioni dovute alle fermate nei fine settimana. Una netta flessione della richiesta è presente durante il periodo natalizio.

Il grafico relativo all'energia elettrica segue essenzialmente l'andamento dell'energia termica. Ciò è dovuto alla presenza della turbina a vapore in assetto cogenerativo, che viene attivata unicamente durante il periodo invernale per sfruttare il vapore prodotto dalle caldaie.

Infine, per quanto riguarda l'andamento relativo all'aria compressa, si può notare un comportamento molto più periodico rispetto ai precedenti. La periodicità è settimanale, con una produzione a regime pari a circa 16.000 Nm^3, diminuzioni durante la notte e, soprattutto, durante il weekend quando la produzione viene minimizzata. Non essendo dipendente dalle condizioni esterne o dal periodo dell'anno, tale andamento si presenta quasi costate lungo tutto il corso dell'anno.





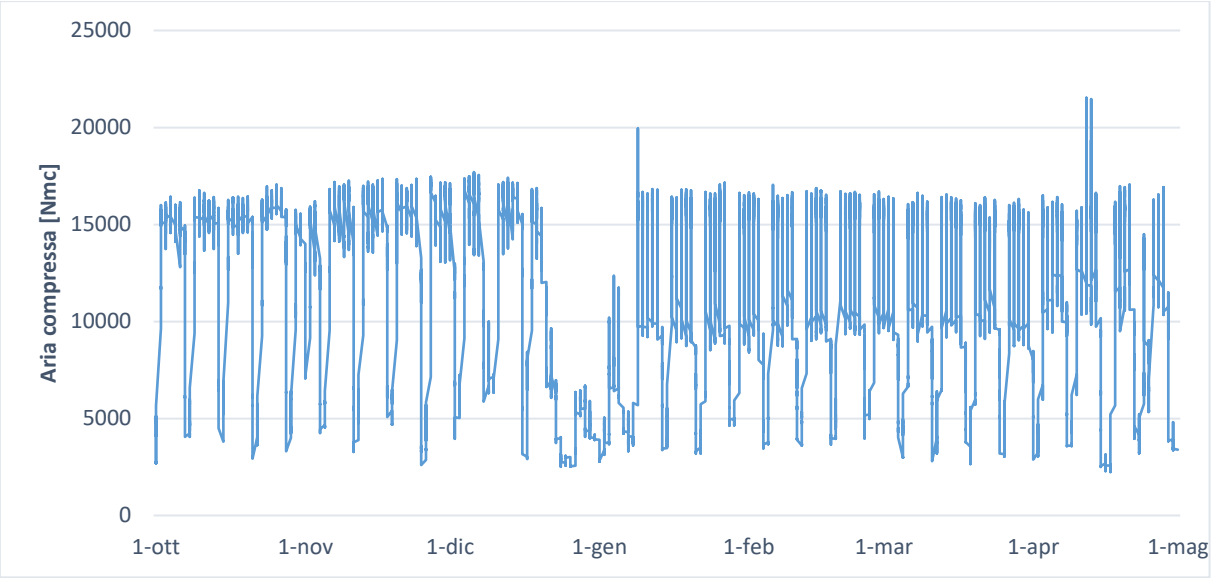


Figura 1.2 – Tipici profili di produzione durante la stagione di riscaldamento. 1.2(A) Energia termica; 1.2(B) Energia elettrica; 1.2(C) Aria compressa

1.3 Studio del consumo specifico

Il consumo specifico è il parametro fondamentale su cui viene basata l'analisi delle prestazioni degli impianti in ambito industriale e non solo. Questo indicatore viene calcolato in modo differente a seconda del vettore energetico considerato, ma in tutti i casi rappresenta il consumo di energia utilizzata per unità di effetto utile. Tale definizione è del tutto generica e risulta applicabile a svariati ambiti del mondo industriale e non. Ad esempio, il fattore di percorrenza per un'automobile (espresso in litri/km) rappresenta di fatto un consumo specifico in quanto fornisce informazioni sulla quantità di effetto energia utilizzata (i litri di carburante) per unità di effetto utile (i km percorsi).

L'applicazione del concetto di consumo specifico allo stabilimento oggetto di studio viene declinato in due definizioni principali, connesse rispettivamente all'energia termica ed all'aria compressa.

$$CS_{ET} = \left[\frac{Sm^3{}_{gn}}{MJ}\right] \qquad CS_{AC} = \left[\frac{kWh_{EE}}{Nm^3{}_{AC}}\right]$$

Su questi valori viene basato il monitoraggio del funzionamento dell'impianto e, inoltre, la valorizzazione economica della maggior parte degli interventi o disservizi. Risulta dunque evidente come sia necessario mantenere questi valori all'interno degli specifici intervalli e come lo sforzo sia costantemente volto alla loro ottimizzazione. Il progetto di installazione della pompa di calore si inserisce in questo contesto.

Le figure nella pagina seguente si riferiscono all'andamento, durante la stagione di riscaldamento, dei volumi di produzione di energia termica da caldaie (caldaia ABB, Bono e Frassi) e di aria compressa (compressori Centac C115MX e C70MX) durante due stagioni invernali consecutive (2016/2017 e 2017/2018) considerando anche il consumo specifico di Baseline[1]. In primo luogo, si può notare un andamento dei volumi di produzione molto simile alla discretizzazione oraria presente in figura 1.2. Inoltre, per quanto riguarda il consumo specifico, si può notare un sostanziale allineamento dei valori effettivi con quelli di Baseline nel caso dell'energia termica (in questo caso, il consumo specifico si riferisce unicamente al metano utilizzato dalle tre caldaie maggiori), con un valore annuale medio quasi costante. L'andamento molto aleatorio del consumo specifico per calore è dovuto prevalentemente alla forte variabilità delle condizioni di carico e della temperatura esterna. L'effetto di variazioni della temperatura esterna sulla produzione di energia termica verrà descritto in dettaglio nel paragrafo 5.2. Per quanto riguarda, invece, il consumo specifico per la produzione di aria compressa, si osservano valori nettamente inferiori rispetto alla Baseline e, per i primi mesi della stagione invernale 2017/2018, anche rispetto all'anno precedente. La produzione di aria compressa, al contrario, rimane essenzialmente costante a causa della bassa variabilità con le condizioni esterne di temperatura.

[1] La Baseline è un periodo che l'azienda ha fissato come riferimento per tutti i consumi specifici di tutti gli impianti in gestione e permette di osservare eventuali scostamenti critici su base mensile. L'anno di Baseline è il 2013.

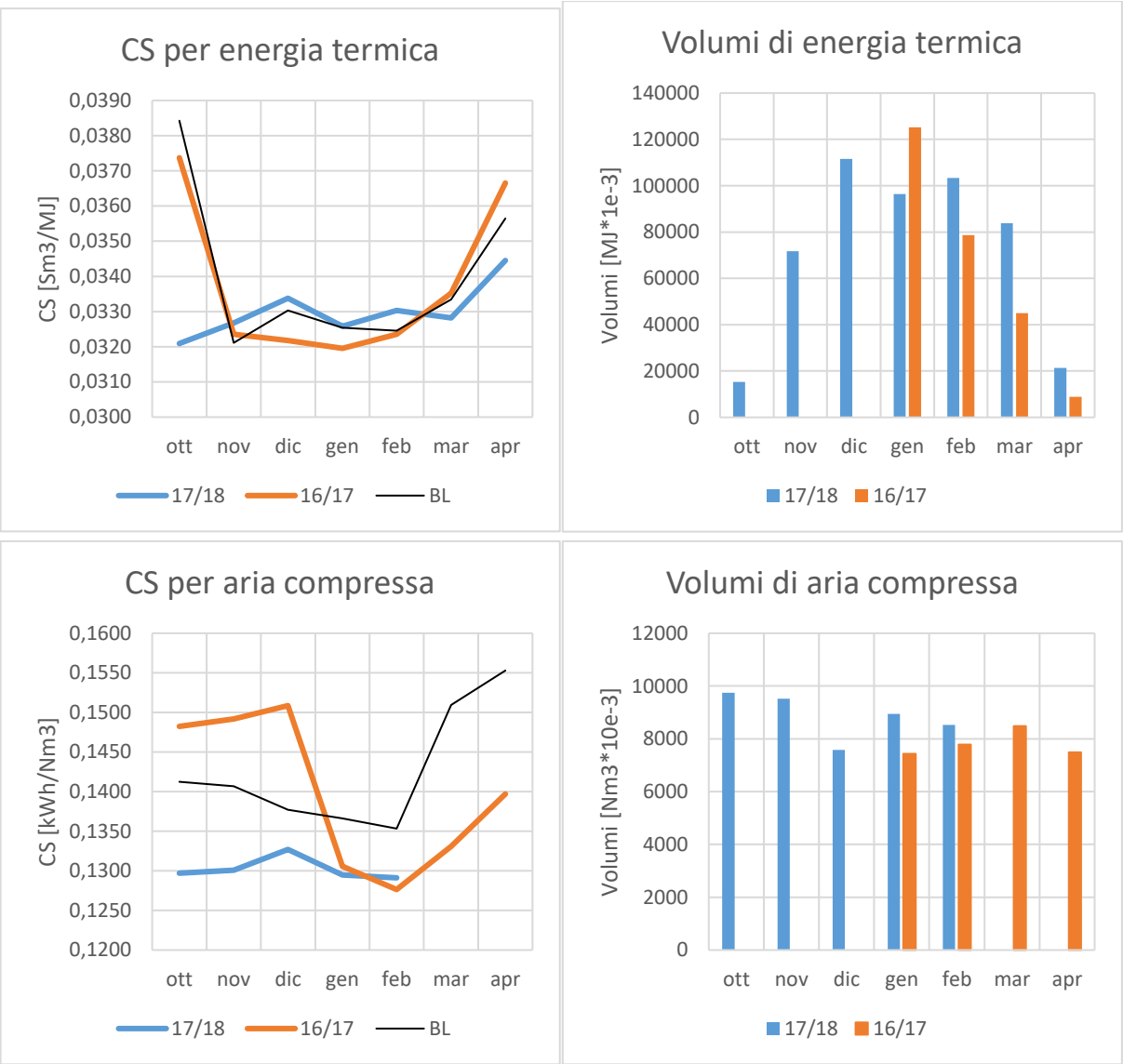


Figura 1.3 – Consumi specifici e volumi di produzione su base mensile

E' fondamentale sottolineare come la variazione del consumo specifico su base mensile sia molto dipendente dalle capacità degli operatori di "prevedere" la domanda di energia termica e, soprattutto, di aria compressa da parte del Cliente. Questa operazione viene completata normalmente non più di tre giorni prima rispetto alla giornata da prevedere e si basa su numerosi fattori tra cui lo stesso periodo dell'anno precedente, il mese precedente, l'andamento della produzione, eventuali indicazioni del Cliente stesso, l'esperienza del conduttore. Tuttavia, i fattori appena elencati contengono gradi di aleatorietà più o meno elevati e, talvolta, si presentano cambiamenti molto rapidi che modificano completamente la richiesta del Cliente rispetto a quanto previsto. Inoltre, è possibile il verificarsi di disservizi di varia natura sui componenti che gestiscono il flusso di produzione e distribuzione del vettore energetico, quali le caldaie e tutti i loro sottosistemi, i compressori, le linee di distribuzione, le valvole. Infine, la domanda di energia da parte del Cliente subisce variazioni con un periodo di tempo estremamente breve, per cui le macchine lato produzione sono costrette a modificare continuamente la propria p roducibilità (talvolta automaticamente, talvolta tramite l'intervento del conduttore). Ad esempio, i quattro principali compressori d'aria presentano dei sensori che rilevano la pressione di rete: una diminuzione di richiesta lato utenza viene rilevata come un aumento di pressione sulla rete di distribuzione, con una conseguente riduzione della portata prodotta.

Per le ragioni appena elencate, risulta evidente come sia estremamente complicato prevedere un assetto ottimale per le macchine a disposizione, soprattutto su base oraria o più breve. L'ottimizzazione del consumo specifico non può essere studiata su base matematica in questo tipo di impianti, e contemporaneamente gli andamenti positivi presenti in figura 1.3 non richiedono interventi urgenti per ottimizzare le prestazioni.

Capitolo 2

L’aria compressa in ambito industriale

2.1 Utilizzi dell'aria compressa

L'aria compressa è uno dei vettori energetici più importanti in una vasta gamma di esercizi industriali. Quasi tutte le industrie, dal settore manifatturiero fino al food and beverage, utilizzano ingenti quantità di aria compressa per gli usi più diversi.

Nel settore manifatturiero, l'aria compressa viene utilizzata tipicamente per azionare attrezzature per finiture a spruzzo, utensili vari ad aria compressa, elevatori pneumatici e per la pulizia delle superfici. Il settore alimentare necessita dell'aria compressa per movimentazione e confezionamento dei prodotti, per la produzione di azoto (utilizzato nel processo di confezionamento), per l'azionamento di coltelli ad aria e per la generazione del vuoto nelle confezioni finali. Il settore chimico-farmaceutico utilizza l'aria compressa come aria di processo (per scopi di pulizia, aerazione e movimentazione), per l'azionamento di valvole e cilindri di controllo e per la creazione di barriere d'aria utili per creare atmosfere pulite e isolate. Quello automobilistico risulta uno dei settori di maggior interesse per gli utilizzi dell'aria compressa: essa viene infatti usata, ad esempio, per la finitura (applicazione della verniciatura e dei rivestimenti su componenti o autovetture), il taglio e la saldatura, il gonfiaggio pneumatici e l'azionamento di tutti gli utensili ad aria compressa (preferibili a quelli elettronici, essendo più leggeri e maneggevoli).

In figura 2.1 è rappresentato un tipico design della sala compressori, dall'aspirazione fino all'utilizzo finale dell'aria compressa.

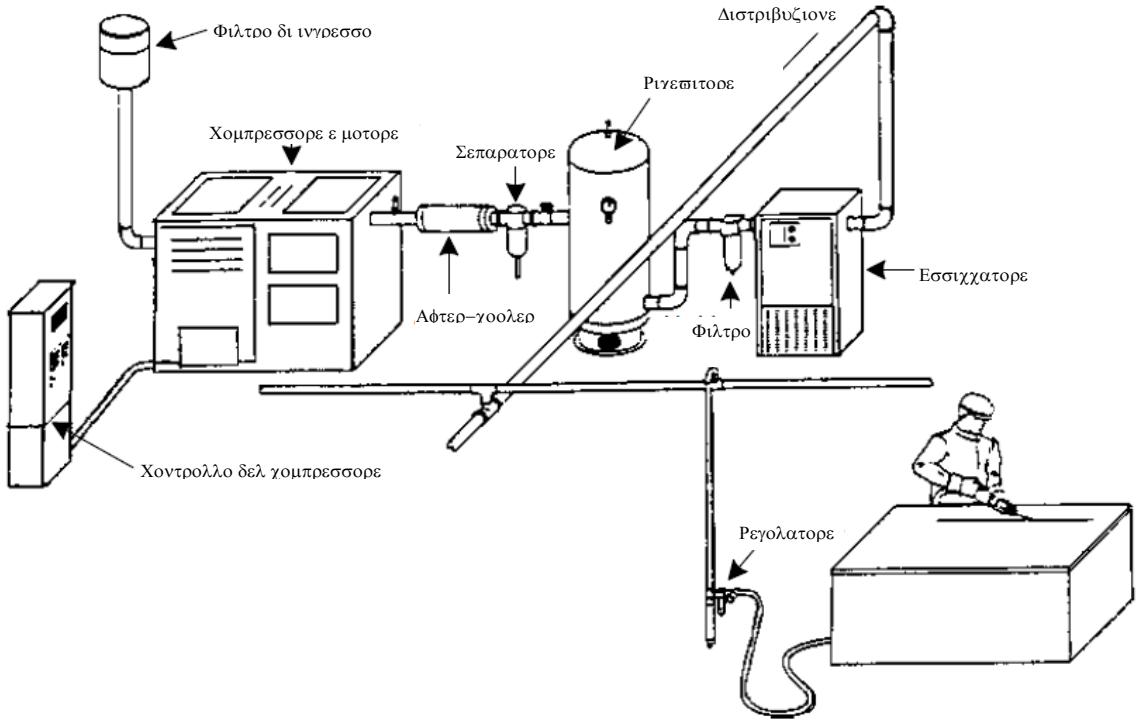


Figura 2.1 – Tipica configurazione di un sistema di produzione e distribuzione di aria compressa industriale

2.2 Aspetti termodinamici

Il funzionamento dei compressori d'aria si basa su un semplice procedimento di aspirazione dell'aria ambiente (alla pressione pari a 101'325 Pa, corrispondente a 1 atm) e ad un innalzamento di pressione grazie al movimento di organi meccanici azionati con l'utilizzo di energia esterna, normalmente sotto forma di elettricità. Ipotizzando di trattare l'aria come un gas ideale, essa segue la legge

$$p \cdot V = n \cdot R \cdot T$$

dove p è la pressione assoluta in Pascal, V è il volume in m^3, n è il numero di moli di sostanza, R è la costante universale dei gas (pari a 8,314 J/mol/K) e T è la temperatura assoluta in Kelvin.

Con questa legge, è possibile definire diverse trasformazioni termodinamiche utili a modellizzare la compressione dalla pressione ambiente fino alla pressione desiderata. Queste sono:

- Trasformazione isoterma;
- Trasformazione adiabatica;
- Trasformazione politropica.

La trasformazione politropica è quella che avviene in realtà, mentre quella adiabatica e quella isoterma risultano trasformazioni ideali (la trasformazione isoterma, inoltre, presenta la minor quantità di lavoro necessaria per la compressione). La trasformazione politropica viene modellata con la legge

$$p \cdot V^n = cost$$

Tale legge è assolutamente generale, in quanto fissando un valore appropriato per l'esponente della politropica (n) è possibile ricadere nelle altre trasformazioni ($n = 1$ per l'isoterma, $n = \gamma = \frac{c_p}{c_v}$ per l'adiabatica).

2.2.1 La pressione

La pressione è la principale caratteristica termodinamica relativa all'aria compressa. Ogni compressore viene disegnato e costruito per produrre aria a una pressione ben definita, con un intervallo di esercizio piuttosto limitato per prestazioni elevate, e le pressioni normalmente utilizzate nel settore industriale vanno dai 6 ai 10 bar, con un picco intorno ai 6,5-7 bar nel settore automotive. La pressione di esercizio dei compressori deve essere costantemente monitorata utilizzando pressostati, trasmettitori di pressione o manometri. Il segnale in uscita da tali strumenti viene registrato e utilizzato per la regolazione del compressore.

È inoltre fondamentale la misurazione delle cadute di pressione lungo la rete di distribuzione, le quali vengono generate a causa di un fattore di attrito distribuito lungo tutta la tubazione e di una serie di fattori di attrito localizzati in corrispondenza di singolarità geometriche quali curve, variazioni di diametro o valvole. La presenza di questo fenomeno necessita la produzione di aria compressa a una pressione leggermente superiore rispetto a quella richiesta lato utenza, soprattutto se la lunghezza delle linee di distribuzione è considerevole. Alcuni impianti particolarmente estesi necessitano di stazioni di ricompressione per il mantenimento della stessa pressione a tutte le utenze.

2.2.2 La temperatura

La temperatura costituisce probabilmente la grandezza termodinamica più importante per quanto riguarda le perdite legate alla compressione di aria. Seguendo la trasformazione politropica descritta in precedenza, si nota come un aumento di pressione porti inevitabilmente a un aumento di temperatura del fluido. Il calcolo della temperatura di fine compressione può essere effettuato come segue:

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

dove n, esponente della politropica, presenta valori superiori all'unità. Valori tipici del rapporto di compressione $\beta = \frac{p_2}{p_1}$ in ambito industriale sono pari a 6-7 per la sala compressori. Per evitare eccessivi aumenti di temperatura, tuttavia, i moderni compressori possono presentare più stadi con inter-refrigerazione, con l'obiettivo di minimizzare l'aumento di temperatura durante un unico stadio. Tipici valori del rapporto di compressione intermedio sono dunque pari a 2-3, con aumenti di temperatura di circa 100-200 °C al variare del rapporto di compressione e dell'esponente della politropica.

2.2.3 La purezza

L'aria compressa contiene al suo interno quantità variabili di impurità e umidità che spesso risultano nocive per l'utilizzatore finale. È possibile infatti trovare linee condensa che possono portare ad avarie o malfunzionamenti nelle linee di produzione. Inoltre, la presenza di particelle liquide (umidità) può causare corrosione con conseguente danneggiamento del prodotto finale, mentre le particelle solide (come polveri di varia natura) possono generare miscele abrasive e/o corrosive, con possibile riduzione dell'affidabilità dei componenti e disservizi sulle linee di produzione. In casi di particolare contaminazione dell'aria, si possono verificare anche danni sul prodotto finale, con una conseguente perdita economica significativa per il cliente e, quindi, per il produttore dei servizi energetici.

Per ottenere aria compressa con un grado di purezza elevato (i.e. classe di purezza vicina allo 0) è necessario quindi installare diversi sistemi di trattamento. Questi comprendono:

- Essiccatori a refrigerazione o ad adsorbimento;
- Filtri d'aria;
- Separatori e scaricatori di condensa.

2.3 Il recupero di energia

L'efficienza energetica nei sistemi di compressione dell'aria per uso industriale sta ottenendo un risalto sempre maggiore con il passare del tempo, così come in tutti gli ambiti energetici e produttivi.

L'attenzione è volta costantemente verso la ricerca di opportunità di diminuzione dell'energia utilizzata, di miglioramento del rendimento delle macchine e della progettazione di sempre più complessi sistemi di recupero dell'energia che, inevitabilmente, viene generata e persa durante i processi di produzione. Le soluzioni di ottimizzazione legate all'aria compressa sono concentrate soprattutto sul recupero termico e sullo stoccaggio e riutilizzo dell'aria, ma le cause di perdita di energia in questo settore sono molteplici e talvolta poco considerate, in quanto spesso nascoste.

2.3.1 Gli Indici di Performance Energetica

Per monitorare e controllare la performance energetica di una macchina o di un sistema produttivo, è necessario definire in modo rigoroso uno o più indici. Nell'ambito dell'aria compressa, è interessante notare come l'unico indicatore di benchmarking [2] riconosciuto sia il consumo specifico, una perfetta corrispondenza con la metodologia di monitoraggio implementata dall'azienda e descritta nel paragrafo 1.3. La definizione di questo indicatore viene fornita nel "Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency", pubblicato nel 2009 a cura della Comunità Europea. Appare dunque chiaro come l'utilizzo di questo indicatore sia fondamentale per stabilire l'efficienza energetica del sistema di produzione dell'aria compressa.

In letteratura sono comunque presenti numerosi esempi di altri indicatori di performance energetica che si discostano dal significato di "consumo specifico". Questi indicatori vengono studiati, di volta in volta, a seconda delle necessità della ricerca in questione e per questo motivo non possono essere utilizzati in modo assoluto né per ottenere un confronto con il mercato. In ogni caso, è interessante considerare tali indici per capire approcci diversi all'efficienza energetica. L'Agenzia nazionale per le nuove tecnologia, l'energia e lo sviluppo economico sostenibile (ENEA) ha studiato e proposto un piccolo, ma esaustivo, elenco di indici di Performance Energetica sotto riportato

- Quantità assoluta di energia elettrica consumata dallo stabilimento, su base annuale, per la produzione di aria compressa (*kWh_e AC*): questo indice può essere utilizzato per stimare l'impatto potenziale di eventuali interventi di efficientamento sul sistema;
- Quantità relativa di energia elettrica consumata dallo stabilimento per la produzione di aria compressa, rispetto al consumo elettrico totale dello stabilimento stesso per ogni utilizzo (*kWh_e AC/kWh_e TOT*): questo indice può essere utilizzato per analizzare l'incidenza del vettore energetico aria compressa sul consumo totale dello stabilimento in cui essa è prodotta;
- Quantità relativa di energia elettrica consumata dallo stabilimento per la produzione di aria compressa, rispetto alle tonnellate di prodotto realizzate dallo stabilimento (*kWh_e AC/t*): questo indice permette un confronto tra industrie o attività che misurano la produzione in unità di peso, consentendo di includere anche aziende multi-prodotto.

[2] Benchmarking: in economia, il benchmarking è un "parametro di riferimento" che permette all'azienda un miglioramento continuo dei propri processi tramite l'apprendimento dall'esperienza di altre aziende. (Fonte Charini&Associati, www.qualityi.it).

- Quantità relativa di aria compressa prodotta annualmente dallo stabilimento, rispetto alle tonnellate di prodotto realizzate (m^3/t).

Gli ultimi due indici, essendo relativi all'unità di peso del prodotto terminato, non possono essere applicati direttamente al settore automotive, nel quale la produzione viene misurata in unità di vetture. Tuttavia, sarebbe possibile estendere la definizione anche a questo settore, senza avere però dei valori di riferimento o confronto.

I valori stimati durante questo studio sono riportati in tabella 2.1 (vengono utilizzati i dati di un campione contenente solo siti con dati misurati). Sono valori indicativi, soprattutto a causa del ridotto numero di dati disponibili, ma possono essere utilizzati come base per un primo confronto.

Indicatore	**Media calcolata**	**Numero di siti analizzati**
kWh_e *AC*	2694843	7
kWh_e *AC/*kWh_e *TOT*	0,11919	7
kWh_e *AC/t*	199,23	3

Tabella 2.1 - Valori indicativi per indici di performance energetica per il settore dell'aria compressa industriale

2.3.2 Le perdite di energia e le opportunità di recupero

Un sistema di produzione, gestione e distribuzione dell'aria compressa in ambito industriale comprende numerosi componenti e sottosistemi in connessione, ognuno dei quali presenta perdite e opportunità di recupero. Il sistema completo può essere suddiviso in quattro distinte fasi: produzione, preparazione, distribuzione, utilizzo finale. Da analisi effettuate su impianti esistenti, emerge la percentuale di potenziale recupero energetico-economico in queste quattro fasi, rappresentata in figura 2.2.

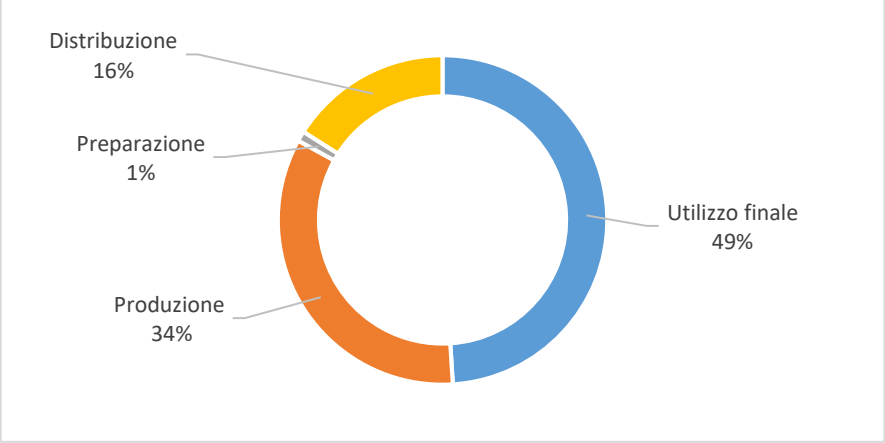


Figura 2.2 – Percentuale di potenziale saving energetico-economico nelle fasi di gestione dell'aria compressa industriale

Le fasi di produzione e distribuzione sono quelle direttamente collegate all'azienda che fornisce i servizi energetici al Cliente, mentre la fase di utilizzo finale è legata al Cliente stesso, il quale è responsabili degli utensili che utilizzano l'aria compressa. Per questo motivo, quest'ultima fase non verrà considerata nel seguito della trattazione.

L'identificazione delle perdite e delle relative opportunità di recupero è la chiave per ottenere un risultato completo, e può essere effettuata in diversi modi al variare della configurazione dei compressori e della realtà industriale all'interno della quale essi si trovano. Un'analisi effettuata da Festo propone le seguenti metodologie di valutazione dei saving economici in questi sistemi:

1. Analisi energetica: in questo tipo di analisi, è possibile generare e osservare i profili di carico e di consumo dei compressori, calcolando il costo dell'aria compressa del sistema e/o del singolo compressore;
2. Analisi della qualità dell'aria: in questa analisi, le possibilità di miglioramento vengono evidenziate grazie a misure puntuali di residui di olio o acqua, ispezioni visive e controllo del funzionamento di eventuali filtri;
3. Analisi delle perdite di aria: questa analisi, particolarmente indicata in sistemi datati, comprende una classificazione sistematica delle perdite sulla base del volume di perdita e un'azione di controllo continuo utilizzando sensori automatici, come manometri o misuratori di portata, in punti strategici del sistema.

2.3.2.1 Perdite di aria dalle condotte

Le perdite di aria dalle condotte vengono osservate durante analisi del tipo 3, come descritto nel paragrafo precedente, e alcuni studi sostengono che le perdite di energia legate alle fuoriuscite di aria dalle condotte siano comprese tra il 2% e il 10% nei sistemi ben manutenuti, con picchi fino al 40 o 50%. Con queste percentuali, tale fenomeno costituisce la maggior causa di perdita nei sistemi di compressione dell'aria.

Le perdite vengono normalmente individuate tramite ispezione visiva o con sensori acustici atti a rilevare il sibilo ultrasonico caratteristico della perdita. Tali sensori acustici sono portatili e facili da usare, e sono costituiti da microfoni direzionali, amplificatori e filtri audio che permettono la selezione della frazione ultrasonica del suono prodotto dalla perdita di aria.

Figura 2.3 – Sensore acustico ultrasonico Sonaphone, by Sonatec, con sistema di memorizzazione integrato

Le fuoriuscite d'aria dalle condotte costituiscono una perdita sia dal punto di vista energetico sia dal punto di vista economico, essendo questi strettamente connessi. È possibile stimare tale perdita sulla base della pressione di rete, del tempo di utilizzo dei compressori e del costo dell'aria compressa. In tabella 2.2 vengono riassunti i risultati dell'analisi effettuata da Festo, ipotizzando un funzionamento di 8760 ore all'anno (24 ore per 365 giorni) e un costo di produzione dell'aria compressa pari a 1,9 c€/Nm^3.

Pressione (rel.)	0,5 mm	1,0 mm	1,5 mm	2,0 mm	2,5 mm	3,0 mm
5 bar	135	541	1.218	2.166	3.384	4.873
6 bar	158	632	1.421	2.527	3.948	5.685
7 bar	180	722	1.624	2.888	4.512	6.497
8 bar	203	812	1.827	3.248	5.076	7.309

Tabella 2.2 – Stima del costo annuale dovuto a perdite di aria compressa al variare della pressione di rete e del diametro del foro, dati in euro [€]

I dati in tabella testimoniano un danno economico di un certo valore, soprattutto considerando diametri elevati dei fori di uscita, e sottolineano dunque la necessità di verifica, nella maggior parte dei sistemi di produzione di aria compressa, dell'entità delle perdite. E' dunque consigliabile l'attivazione di un programma periodico di monitoraggio di questo fenomeno, predisponendo un rapido intervento di manutenzione che permetterebbe un risparmio energetico ed economico immediato.

2.3.2.2 Perdite di pressione nelle condotte

Le condotte e tutte le singolarità presenti in esse, come valvole, filtri, curve o variazioni di diametro generano costantemente una perdita di pressione all'interno delle tubazioni che trasportano l'aria compressa dal luogo di produzione (la sala compressori) a quello di utilizzo (l'utenza finale). L'analisi portata avanti da Festo indica un risparmio potenziale di circa il 6% grazie al corretto dimensionamento delle tubazioni e a una possibile riduzione della pressione di rete.

Il calcolo delle perdite di pressione può essere effettuato in due modi, uno rigoroso e uno empirico. Il metodo rigoroso richiede il calcolo delle cadute di pressione distribuite, cioè quelle dovute all'attrito continuo presente nelle condotte, e concentrate (o localizzate), dovute alle singolarità geometriche o alla presenza di sistemi quali valvole, filtri o strumenti di controllo. Le cadute di pressione distribuite possono essere calcolate con la seguente formula

$$dp_{dist} = f \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dove l è la lunghezza della condotta (in metri), D è il diametro equivalente della condotta (in metri), V è la velocità dell'aria nella condotta (in metri/secondo) e g è l'accelerazione di gravità. Il parametro f è il fattore di attrito distribuito della condotta e viene stimato sulla base del numero di Reynolds e della rugosità relativa della tubazione, utilizzando il diagramma di Moody oppure equazioni empiriche (Colebrook-White, Haaland).

Le cadute di pressione concentrate vengono invece calcolate con la seguente correlazione

$$dp_{conc} = K_L \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g}$$

dove K_L è il fattore di perdita concentrato, un parametro adimensionale che assume valori diversi al variare del numero di Reynolds e della singolarità considerata. Ad esempio, il valore di K_L per una diminuzione di diametro varia da 0,8 (tubo rientrante) a 0,04 (tubo ben smussato) mentre può assumere valori da 0,05 a 210 in presenza di valvole di vario tipo. Una attenta e puntuale analisi di tutte le singolarità geometriche presenti nel sistema permette il calcolo completo, seppur con alcune approssimazioni empiriche, di tutte le cadute di pressione.

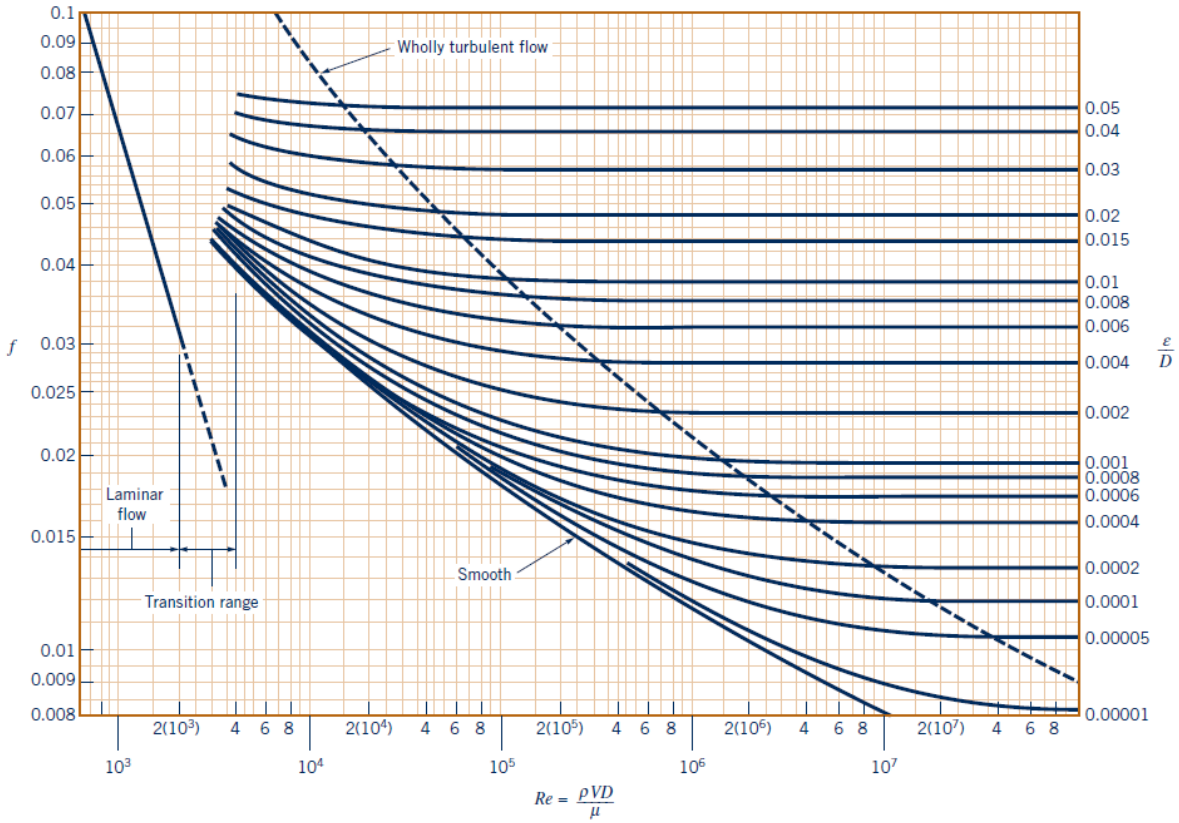


Figura 2.4 – Diagramma di Moody per la stima del fattore di attrito distribuito

Come detto in precedenza, all'interno dell'industria dei compressori viene spesso utilizzata la seguente formula empirica per il calcolo delle cadute di pressione totali

$$dp_{tot} = 7{,}57 \cdot q^{1{,}85} \cdot L \cdot \frac{10^4}{d^5 \cdot p}$$

dove dp_{tot} è la caduta di pressione totale (in kg/cm^2), q è la portata volumetrica di aria alle condizioni atmosferiche (in m^3/min), L è la lunghezza equivalente della condotta (in metri), d è il diametro equivalente della condotta (in metri) e p è la pressione assoluta iniziale del sistema (in kg/cm^2). Sebbene in questa formula non venga considerata la rugosità della superficie, è comunque possibile introdurre al suo interno l'effetto delle singolarità geometriche grazie a coefficienti empirici (in metri) che si sommano alla lunghezza equivalente. Tali coefficienti possono assumere valori tipicamente compresi tra 0,3 m e 5 m.

La riduzione delle perdite di pressione nelle tubazioni è un processo molto complesso ed estremamente raro in fasi successive all'installazione del sistema. Infatti, si è visto come le cause di riduzione di pressione possano essere molteplici: è possibile localizzare le perdite, ma se il sistema è già stato completato, tali perdite rimangono per tutta la vita utile dell'impianto. È dunque fondamentale porre particolare attenzione durante la fase di studio e progettazione del sistema, scegliendo materiali adatti, dimensionando correttamente le condotte dal punto di vista del diametro e della lunghezza e inserendo solo i componenti strettamente necessari, per evitare che una eccessiva ridondanza di valvole o filtri porti all'inefficienza del sistema. Una soluzione adottabile anche successivamente all'installazione è la riduzione della pressione nelle condotte. Ciò permette una diminuzione delle perdite di carico nelle condotte e anche delle perdite di aria di cui al paragrafo 2.3.2.1. Questa soluzione, tuttavia, è strettamente vincolata al lato utenza e non risulta sempre praticabile; infatti, una eccessiva riduzione della pressione di rete potrebbe portare a

inefficienze legate al processo produttivo e dunque dovrebbe essere discussa approfonditamente con il Cliente.

2.3.2.3 Il sistema di controllo

Il controllo dei compressori, soprattutto nei sistemi che ne comprendono più di uno, è fondamentale nell'ottica di un'ottimizzazione energetica ad ampio spettro. Il sistema di controllo ha il compito di confrontare e combinare la produzione con la domanda e viene normalmente utilizzato per accendere, spegnere o regolare uno o più compressori in base alla richiesta dell'utenza. Una variazione della richiesta porta a una modifica della pressione di rete, da cui consegue il controllo automatico dei compressori; se la pressione di rete scende al di sotto di un determinato valore, si ha l'accensione delle macchine, mentre se essa supera un limite, i compressori vengono spenti o regolati.

La logica di controllo è un punto critico in quanto eccessivi cicli di accensione/spegnimento possono portare a surriscaldamenti e disservizi, mentre una frequente regolazione rende inefficiente la maggior parte dei compressori ad oggi esistenti. Le logiche di controllo più utilizzate sono le seguenti:

- Start/Stop: il metodo più semplice, permette esclusivamente l'accensione o lo spegnimento al raggiungimento di determinati valori di pressione di rete;
- Carico/Vuoto: questo metodo mantiene sempre in funzione il compressore, ma lo fa girare a vuoto quando la pressione è adeguata, con un consumo tra il 15% e il 35% di quello nominale;
- Controllo in modulazione: il metodo più utilizzato, permette la regolazione della portata del compressore tramite una valvola a monte;
- Spostamento variabile: è un metodo utilizzabile esclusivamente in presenza di particolari compressori, progettati per un funzionamento in determinate posizioni (da due a cinque, tipicamente) massimizzando l'efficienza.

Nei sistemi multi-compressore, i più frequenti in industria, esistono due tipi di controllo multiplo: il *Network Control* e il *System Master Control*. Il primo, più semplice ed economico, considera l'insieme dei compressori come un unico sistema fisso, e per questo motivo non può essere utilizzato per controllare macchine di diverso tipo. Inoltre, vi sono difficoltà nella sua applicazione su sistemi che comprendono compressori dello stesso tipo ma di costruttori diversi, per problemi di compatibilità dei microchip. Il secondo tipo di controllo è necessario in sistemi complessi, con compressori di varia tipologia e localizzati a distanza l'uno dall'altro. Questo controllo, sebbene sia molto complesso e costoso, ha la possibilità di monitorare e controllare costantemente ogni elemento del sistema, scegliendo automaticamente la miglior configurazione.

Anche il sistema di controllo deve essere progettato con grande cura prima dell'installazione del sistema. Una appropriata logica di regolazione permette l'ottimizzazione dell'accoppiamento tra produzione e utenza, dell'efficienza del sistema e dei costi di manutenzione.

2.3.2.4 Perdite di calore

Per capire come è possibile recuperare il calore di compressione, è necessario per prima cosa osservare cosa accade durante tale fase e quali sono i livelli di temperatura raggiunti.

Nel paragrafo 2.2.2 si è accennato all'aumento di temperatura come conseguenza della compressione dell'aria a partire dalle condizioni ambiente fino alla pressione di progetto. La legge che governa la trasformazione termodinamica in oggetto è una politropica di esponente n, il cui valore è estremamente variabile ma è normalmente superiore a quello dell'esponente dell'isentropica (k = 1,4 per l'aria). In figura

2.5 è rappresentata graficamente, su un piano temperatura-entropia, la trasformazione ideale e reale di compressione.

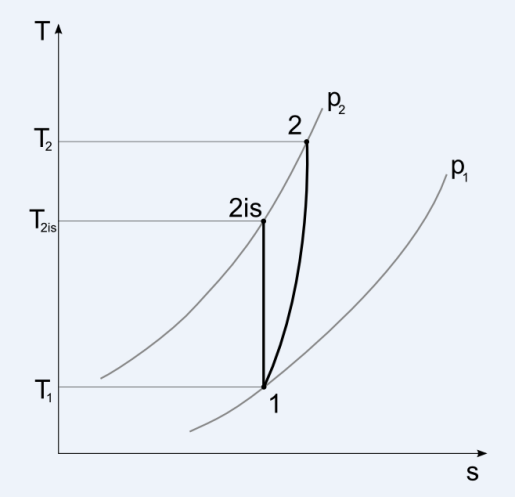


Figura 2.5 – Compressione isoentropica e politropica

La temperatura raggiunta al termine della fase di compressione risulta maggiore nel caso di una trasformazione reale politropica rispetto a quella ideale isoentropica. Ciò è dovuto essenzialmente all'aumento di entropia del sistema, ed è tanto più marcato quanto maggiore è il salto di pressione e quando più alto è l'esponente della politropica. Infatti, la relazione tra le due temperature finali è la seguente

$$T_2 = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} > T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = T_{2,is}$$

da cui si ottiene

$$\frac{T_2}{T_{2,is}} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}-\frac{k-1}{k}}$$

Si nota che, se $n > k$ (caso sempre verificato, durante una fase di compressione), l'esponente risulta positivo e dunque la temperatura finale reale (politropica) sarà maggiore di quella ideale (isentropica).

Per quanto riguarda i valori tipici di temperatura di fine compressione, essi variano al variare del rapporto di compressione e dell'esponente della politropica. Le temperature tipiche di fine compressione in macchine pluristadio si trovano nell'intervallo tra 100 e 200 °C.

2.3.2.4.1 La compressione inter-refrigerata

I compressori che presentano più di uno stadio (raramente più di tre stadi) sono generalmente più complessi rispetto quelli a singolo stadio. Tuttavia, oltre a rapporti di compressione ridotti (più semplici da realizzare), permettono una trasformazione di compressione inter-refrigerata. Come accennato nel paragrafo 2.2, la trasformazione migliore per una compressione è la trasformazione isoterma in quanto è quella che richiede il minore lavoro per passare da una certa pressione ad una superiore. Questa trasformazione non è realizzabile in quanto richiederebbe superfici di scambio termico infinite e un tempo molto lungo. Tuttavia, la compressione inter-refrigerata all'interno di macchine multi-stadio può riprodurre, seppur solo in parte, il comportamento isotermo. La riproduzione risulta tanto più fedele quanto maggiore è il numero di stadi, ma questo porterebbe a enormi costi di investimento e difficoltà di controllo. Lo stato

dell'arte è l'utilizzo di due o tre stadi di compressione (quindi, due o tre trasformazioni di inter-refrigerazione).

La figura 2.6 rappresenta una tipica compressione inter-refrigerata a due stadi. Per passare dalla pressione p_1 iniziale a quella p_2 finale, viene introdotto un livello di pressione intermedio p_i, al quale termina il primo stadio di compressione (punto 2*). Per ottimizzare il processo, l'aria calda in uscita dalla prima trasformazione viene raffreddata a pressione costante fino al punto 1', che si trova allo stesso livello di temperatura del punto iniziale (punto 1). Infine, il secondo stadio di compressione permette di raggiungere la pressione desiderata (punto 2').

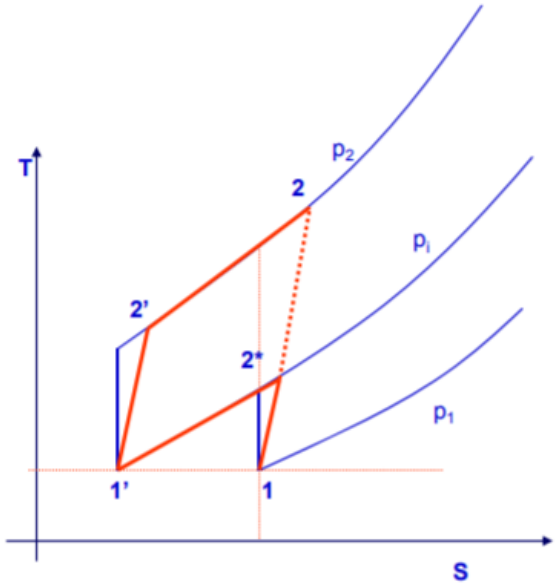


Figura 2.6 – Compressione inter-refrigerata a due stadi

Si osserva una netta diminuzione del lavoro specifico di compressione, bilanciata però da una possibile diminuzione del rendimento soprattutto nel caso di sistemi di piccola potenza. D'altra parte, il grande vantaggio è il recupero del calore rilasciato durante la trasformazione 2*-1', calore che può essere utilizzato in molteplici modi, come verrà discusso in seguito.

2.3.2.4.2 Le torri evaporative

Allo stato dell'arte, l'energia termica contenuta all'interno dell'aria compressa ad alta temperatura viene spesso non utilizzata e dissipata. Per prima cosa, il calore generato viene asportato dal compressore con un circuito di refrigerazione ad aria oppure ad acqua. Nella maggior parte dei sistemi esistenti, il compressore viene posto in contatto con uno scambiatore di calore che riscalda una portata di acqua refrigerante. L'acqua subisce un riscaldamento di non più di 10°C grazie alle elevate portate, e viene inviata alle torri di raffreddamento, dette torri evaporative.

In figura 2.7 viene rappresentato il principio di funzionamento di una tipica torre evaporativa. L'acqua in arrivo dal circuito di raffreddamento dei compressori viene fatta scendere dalla parte superiore della torre, entrando o meno in contatto con l'aria a seconda della tipologia di impianto. L'aria, a sua volta, ha una funzione di raffreddamento in quanto viene ventilata dal basso e, muovendosi verso l'alto, assorbe calore dall'acqua, che si raffredda. L'efficienza dello scambio termico viene aumentata grazie alla parziale evaporazione della portata d'acqua, e per questo motivo è spesso presente un separatore di gocce in corrispondenza della sommità della torre. Questo sistema permette di non disperdere il vapore acqueo in

atmosfera ma di riutilizzarlo nel ciclo di refrigerazione. L'acqua raffreddata viene raccolta in un bacino nella parte inferiore del sistema, per poi essere pompata verso il compressore, ricominciando il ciclo.

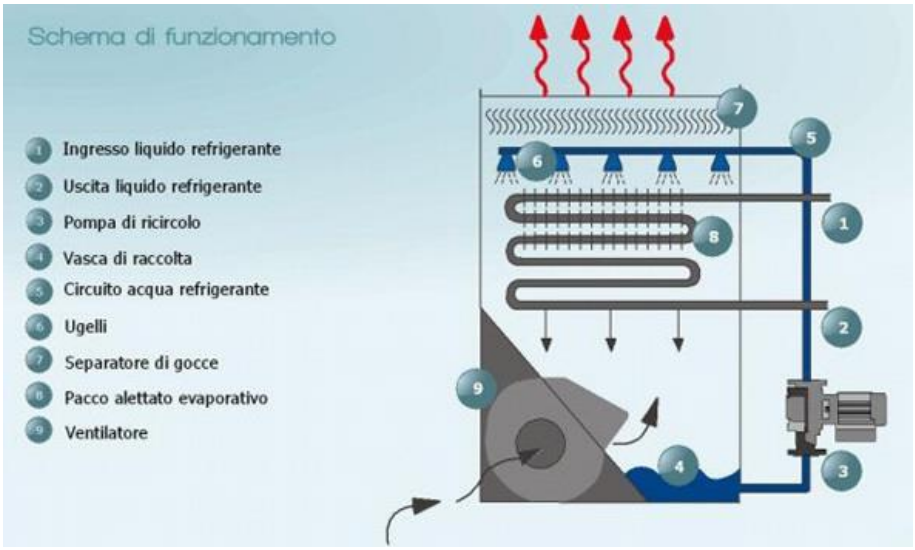


Figura 2.7 – Schema di funzionamento di una torre evaporativa

Le torri evaporative sono molto economiche e largamente utilizzate nell'industria, dove è necessario raffreddare grandi quantità di acqua, e hanno un relativamente basso consumo di energia elettrica per il funzionamento della pompa di circolazione dell'acqua e per il ventilatore dell'aria. Tuttavia, esistono soluzioni alternative che permettono di non dissipare il calore ma, anzi, di riutilizzarlo per fornire energia a un'utenza termica all'interno dello stabilimento produttivo, se disponibile.

2.3.2.4.3 Metodi per il recupero di calore

Alcuni studi dimostrano che una percentuale tra l'80% e il 93% dell'energia elettrica assorbita dal compressore viene dissipata in forma di calore. Questo calore può essere recuperato in una quantità che va dal 50% all'80% del totale disponibile, una grande quantità di energia soprattutto per i compressori di taglia maggiore. Uno studio della società Carbon Trust, operante nel settore dell'ottimizzazione dei sistemi e della riduzione dell'impatto ambientale, ha stimato il potenziale saving economico al variare della taglia dei compressori. I risultati vengono esposti in tabella 2.3.

Capacità del compressore [m3/h]	Potenza nominale del motore [kW]	Calore disponibile [MWh/anno]	Potenziale saving [€/anno]
153	15	48	1.581
212	22	70,4	2.319
595	55	176	5.798
1189	110	352	11.595
1699	160	512	16.866
2124	200	640	21.082
2633	250	800	26.353

Tabella 2.3 - Stima del potenziale saving annuo con recupero di calore dal compressore

Lo studio si basa sulle seguenti ipotesi: ore di funzionamento annue a pieno carico pari a 4000 h/anno; percentuale di recupero del calore pari all'80%; efficienza della caldaia pari all'85%; costo del gas naturale pari a 2,8 c€/kWh. Il risparmio calcolato risulta molto elevato, pur avendo sottostimato le ore di funzionamento. Infatti, nella maggior parte dei sistemi industriali, l'aria compressa viene richiesta per la

totalità delle ore annue, seppur non in quantità costante. Viene infatti utilizzato un compressore di base, sempre in funzione, e vengono aggiunti gli altri compressori disponibili secondo la necessità produttiva. Questo significa che il potenziale risparmio energetico ed economico è ancora più elevato. Bisogna però considerare che il calore disponibile non corrisponde necessariamente a una utenza termica che possa usufruirne, e di conseguenza il risparmio reale non sarà quasi mai pari a quello potenziale. Ad esempio, come si è visto nel paragrafo 1.2.2, la richiesta di aria compressa rimane costante durante tutto l'anno, mentre il fabbisogno termico dello stabilimento esiste solo durante la stagione invernale. Nei rimanenti periodi dell'anno, il calore disponibile non trova un'utenza da soddisfare e deve pertanto essere dissipato. L'installazione di un sistema di accumulo termico potrebbe essere la soluzione ideale in determinate realtà industriali. Questi concetti verranno esposti in dettaglio in fase di descrizione del modello.

Il recupero termico ad aria risulta il più semplice ed economico. Normalmente, i moderni compressori contengono scambiatori di calore e un circuito di refrigerazione interno, il quale viene rigenerato dissipando calore verso l'esterno. E' possibile modificare il sistema installando una condotta e un eventuale ventilatore, utile a vincere le cadute di pressione, per portare l'aria in contatto con il circuito del refrigerante o del lubrificante. L'aria calda così ottenuta può essere utilizzata per il riscaldamento ambientale, per i processi di essicamento industriale, per il preriscaldamento di aria comburente o per ogni altro utilizzo che necessiti di aria calda. Tipici incrementi di temperatura per l'aria di raffreddamento variano tra i 15°C e 22°C. In figura 2.8 viene mostrata una possibile configurazione per il recupero termico ad aria.

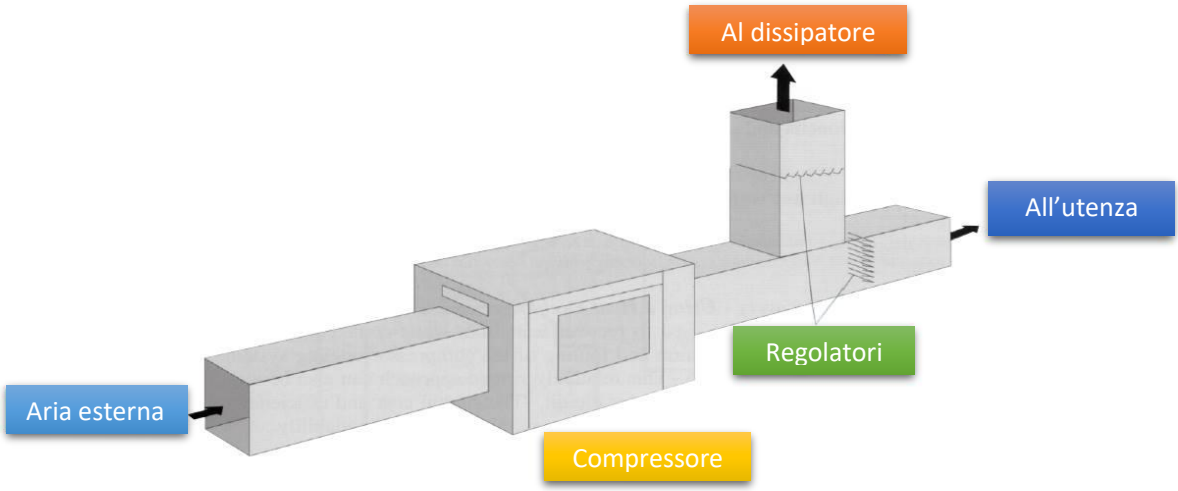


Figura 2.8 – Configurazione di un sistema di recupero termico ad aria

Il recupero termico ad acqua è meno comune, ma comunque applicato ad alcuni ambiti industriali che richiedono acqua calda. È possibile aggiungere uno scambiatore di calore che adopera il calore del circuito di lubrificazione e refrigerazione per scaldare l'acqua. In caso di assenza di utenza termica, lo scambiatore viene bypassato e il calore viene dissipato usando il classico circuito. L'acqua calda può essere utilizzata per il riscaldamento ambientale, il riscaldamento centralizzato, per processi industriali di pulitura dei componenti, per il trattamento superficiale.

In ogni caso, alcune applicazioni richiedono temperature che non possono essere raggiunte recuperando calore con aria o acqua, a causa delle elevate portate e quindi delle ridotte temperature di uscita del fluido. Per questo motivo, è possibile utilizzare pompe di calore in grado di estrarre calore di bassa qualità dall'aria

o dall'acqua e di elevarne la temperatura grazie a un ciclo frigorifero. Ovviamente, l'installazione di una pompa di calore o di qualsiasi altro sistema di recupero termico deve essere analizzata nel dettaglio per stabilirne la fattibilità tecnico-economica e per calcolare il tempo di ritorno dell'investimento.

Capitolo 3

Le pompe di calore industriali

3.1 Il principio di funzionamento delle pompe di calore

Le pompe di calore sono sistemi energetici che estraggono calore da una sorgente a bassa temperatura e, tramite un ciclo termodinamico, ne innalzano il livello termico per cedere calore a un fluido ad alta temperatura.

3.1.1 La macchina di Carnot inversa

Il funzionamento di questi sistemi si basa sulla macchina di Carnot inversa, il cui principio è schematizzato in figura 3.1. La macchina di Carnot inversa estrae la quantità di calore Q_2 dalla sorgente a bassa temperatura T_2 e assorbe la quantità di lavoro L dall'ambiente esterno per cedere il calore Q_1 alla sorgente ad alta temperatura T_1.

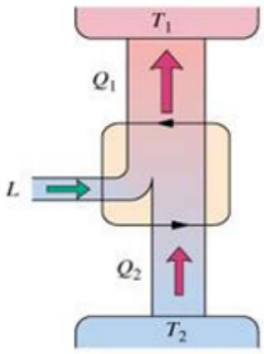


Figura 3.1 – Principio di funzionamento della macchina di Carnot inversa

Il motivo per cui questa macchina è fondamentale per lo studio delle pompe di calore è che la sua efficienza rappresenta un limite invalicabile per qualsiasi macchina che lavora tra i medesimi livelli di temperatura T_1 e T_2. L'efficienza di un qualsivoglia sistema è calcolata come il rapporto tra l'effetto utile (in questo caso, il calore Q_1) e ciò che è stato speso per produrlo (in questo caso, il lavoro L pari alla differenza tra Q_1 e Q_2).

$$\varepsilon_c = \frac{|Q_1|}{|L|} = \frac{|Q_1|}{|Q_1| - |Q_2|} = \frac{T_1}{T_1 - T_2}$$

L'efficienza di una pompa di calore che lavora tra i due livelli di temperatura indicati non potrà mai superare questo limite. Risulta quindi conveniente avere:

- Il livello di temperatura al quale viene ceduto calore il più alto possibile;
- La differenza di temperatura tra le due sorgenti il più basso possibile.

Ovviamente, non sempre queste condizioni potranno essere verificate. Inoltre l'efficienza reale delle pompe di calore non si avvicina a questo valore (risulta circa il 50%) a causa dell'introduzione di numerose perdite e non-idealità che allontanano il caso reale da quello ideale.

3.1.2 Lo schema tipico

Per seguire il principio di funzionamento della macchina di Carnot, le pompe di calore utilizzano un ciclo termodinamico inverso, il quale viene declinato in varie tipologie a seconda del tipo di macchina. Esistono infatti moltissime configurazioni, come si vedrà in seguito, ma tutte hanno l'obiettivo di ricevere calore da

una sorgente a bassa temperatura e innalzarne la qualità per renderlo fruibile da un'utenza. Per descrivere il funzionamento verrà utilizzato lo schema di riferimento per una pompa di calore a meccanica, la più utilizzata allo stato dell'arte. Essa è composta da quattro componenti fondamentali: l'evaporatore, il compressore, il condensatore e l'organo di laminazione. In figura 3.2 è rappresentato schematicamente il principio di funzionamento.

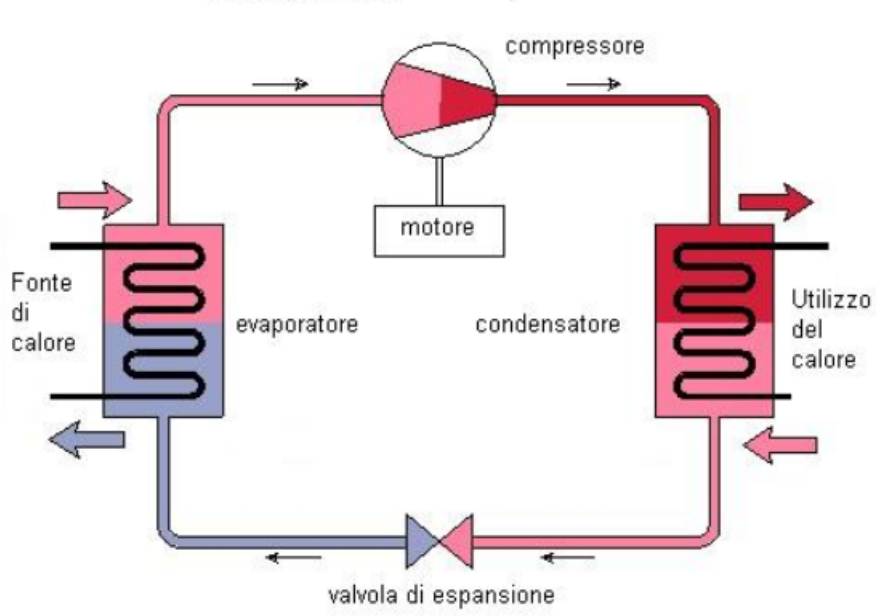


Figura 3.2 - Principio di funzionamento di una pompa di calore meccanica

La fonte di calore necessaria per il funzionamento della pompa di calore scambia energia con l'evaporatore, all'interno del quale avviene la trasformazione del liquido refrigerante dalla fase liquida a quella gassosa. Il vapore viene inviato al compressore il quale, utilizzando energia prodotta da un motore (oppure energia elettrica prelevata dalla rete), innalza il livello di pressione e, quindi, il punto di ebollizione. Avendo a disposizione vapore a pressione più elevata, e dunque di miglior qualità, il condensatore cede calore a un terzo fluido (quello che verrà poi utilizzato dall'utenza) facendo appunto condensare il fluido refrigerante. Il ciclo frigorifero viene completato facendo espandere o laminando il liquido fino alla pressione di esercizio dell'evaporatore.

La sorgente di calore può essere di diverso tipo a seconda della tipologia di installazione, dell'utenza da servire e della disponibilità. Le principali fonti di energia per le pompe di calore commerciali sono l'aria esterna, l'acqua di falda e il suolo: ognuna di esse presenta vantaggi e svantaggi, ma in rare occasioni può essere utilizzata in pompe di calore industriali a causa della non elevata quantità di energia. In ambito industriale le tipiche fonti di calore sono rappresentate da flussi di scarto, a più o meno elevata temperatura, che in assenza di recupero verrebbero dissipate. L'esempio più importante è l'insieme dei circuiti di refrigerazione delle macchine operatrici (come i compressori d'aria) o dei forni in determinati settori produttivi.

L'utenza termica che può essere servita grazie all'installazione di una pompa di calore è tipicamente legata al riscaldamento ambientale, sia esso ad acqua o ad aria. Esistono tuttavia anche molti altri processi industriali che richiedono calore a temperature relativamente elevate, o comunque non raggiungibili dalla sorgente: anche in questi casi, è possibile studiare la fattibilità dell'installazione di una pompa di calore.

3.2 Misura delle prestazioni

3.2.1 Il COP

Per valutare la prestazione di una pompa di calore, il parametro fondamentale è il Coefficiente di Prestazione (COP, Coefficient of Performance) calcolato come il rapporto tra la potenza termica utile e la potenza elettrica assorbita dall'organo di compressione. Il COP può dunque essere interpretato in due diversi modi considerando come potenza utile quella assorbita dall'evaporatore o quella rilasciata dal condensatore. Nel primo caso, la pompa di calore è in regime di funzionamento invernale (e, dunque, funziona come una macchina termica) in quanto l'effetto utile è una potenza termica fornita all'utenza; nel secondo caso, la macchina lavora effettivamente come una macchina frigorifera e l'effetto utile è la potenza termica estratta dall'ambiente da refrigerare. La relazione tra i due valori di COP viene schematizzata nel seguito, considerando positive tutte le potenze.

$$COP_h = \frac{\dot{Q}_{cond}}{W_{compr}} \qquad COP_c = \frac{\dot{Q}_{eva}}{W_{compr}} = \frac{\dot{Q}_{cond} - W_{compr}}{W_{compr}} = COP_h - 1$$

3.2.2 Variazione del COP

Il COP è molto variabile a seconda della tecnologia utilizzata per la pompa di calore, ma è possibile comunque effettuarne una stima. La Direttiva Europea 2002/31/CE stabilisce un criterio per la classificazione energetica delle pompe di calore, con una suddivisione in sette gruppi per COP che variano tra 3,6 e 2,4, mentre l'All.1 al Decreto 6 agosto 2009 del Ministero dell'Economia e delle Finanze attesta valori minimi di COP pari a 3,9 per le macchine aria/aria e 5,1 per le macchine acqua/acqua. I costruttori di pompe di calore forniscono dati nominali di COP che raramente superano il valore di 5,5, ma è importante sottolineare come questi siano calcolati in determinate condizioni di ingresso e uscita dei fluidi termovettori. Nella realtà, le condizioni di funzionamento si discostano frequentemente da quelle nominali, andando spesso a peggiorare le prestazioni della macchina. Bisogna anche notare come spesso le pompe di calore abbiano la necessità di lavorare a carichi parziali a causa di riduzioni nella potenza lato sorgente o lato utenza. La regolazione della macchina si riflette in un generico peggioramento del COP, e questo effetto deve essere attentamente valutato ottenendo dal fornitore la curva di carico della macchina scelta. Nei casi in cui il calcolo sia volutamente approssimativo, è possibile calcolare l'efficienza di Carnot e dividere per due il risultato, ottenendo una buona approssimazione del COP nominale atteso.

Un importante fattore da considerare è la differenza di temperatura tra il fluido a temperatura minore (all'evaporatore) e quello a temperatura maggiore (al condensatore). Questi fluidi possono essere a temperatura costante (quindi, in cambiamento di fase) o variabile, ma il concetto rimane lo stesso: la differenza di temperatura deve essere la più bassa possibile per ottenere elevati valori di COP. Questo concetto viene ben rappresentato in figura 3.3, in cui si vede l'andamento del COP al variare della differenza di temperatura tra i due termostati. È fondamentale capire come la prestazione della pompa di calore non dipende dal singolo valore di temperatura delle sorgenti, ma dalla loro distanza. Le tipiche pompe di calore per uso civile utilizzano temperature relativamente basse sia lato evaporatore, sia lato condensatore; in ambito industriale, i livelli di temperatura sono genericamente più spostati verso l'alto, ma ciò non significa che le prestazioni saranno peggiori a patto che il salto termico sia ridotto.

La temperatura non è l'unica grandezza da considerare nella valutazione del COP, sebbene sia quella che caratterizza maggiormente le prestazioni della macchina. Durante la progettazione di un sistema basato su una pompa di calore, è necessario tenere in conto anche i seguenti parametri:

- Il clima: variazioni significative della temperatura esterna e/o interna possono modificare sensibilmente la domanda di riscaldamento e raffreddamento, alzando o abbassando i picchi di richiesta;
- La tecnologia: la scelta del ciclo termodinamico e dei componenti più adatti alle esigenze applicative è di fondamentale importanza per ottenere prestazioni ottimali a seconda della realtà industriale o civile da servire;
- La taglia: la potenza nominale della pompa di calore deve essere studiata nel dettaglio per ottenere un buon tempo di ritorno dell'investimento. Un dimensionamento errato può riflettersi in un numero limitato di ore di funzionamento oppure in una eccessiva regolazione della macchina, con pesanti conseguenze sulle prestazioni;
- Il sistema di controllo: la progettazione di questo sistema influenza l'equilibrio tra la potenza disponibile e quella richiesta lato utenza. Errori nella programmazione possono portare a grandi disequilibri e a temperature di mandata diverse da quelle di progetto.

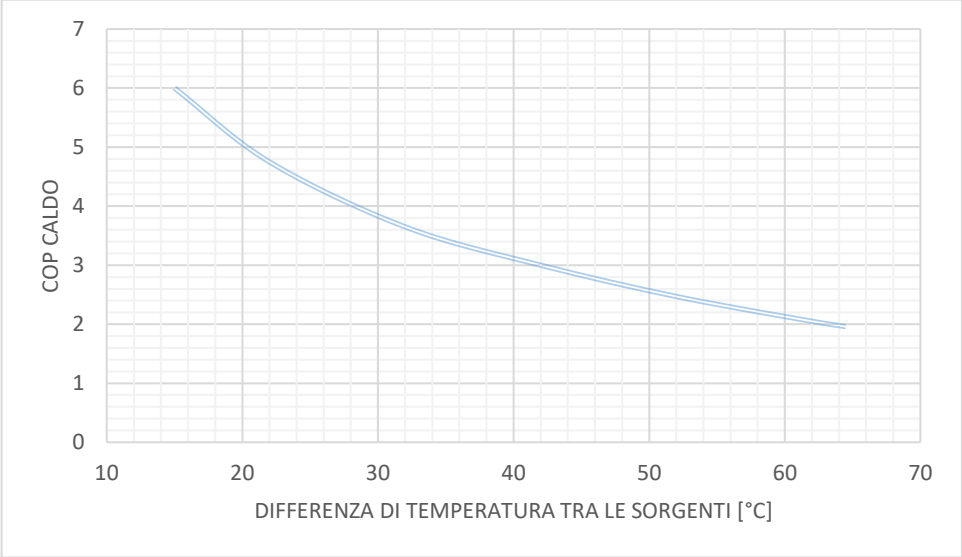


Figura 3.3 – COP al variare della differenza di temperatura tra la sorgente calda e quella fredda

3.2.3 Altri indici di performance

Un secondo indice utile per valutare le prestazioni delle pompe di calore è il Primary Energy Ratio (PER), calcolato come il rapporto tra l'effetto utile e l'utilizzo di energia primaria. Essendo utilizzabile per qualsiasi macchina e con la medesima metodologia, questo parametro è di fondamentale importanza per il confronto tra differenti sistemi che generano lo stesso effetto utile. Ad esempio, il PER rende immediata la comparazione tra una caldaia (per la quale l'energia primaria è il combustibile bruciato) e una pompa di calore (in cui l'energia primaria è quella che consente la produzione dell'energia elettrica con cui viene alimentato il compressore) a parità di potenza termica fornita all'utenza. Con questa definizione, il PER di una pompa di calore si lega al COP con la seguente relazione

$$PER = COP \cdot \eta$$

dove η corrisponde al rendimento di conversione dell'energia primaria in energia elettrica utile ad alimentare il compressore della pompa di calore.

Per valutare le prestazioni della macchina su base stagionale, o comunque su un periodo di tempo relativamente lungo, esistono altri due coefficienti. Il primo è il Coefficiente di Prestazione Stagionale (SCOP, Seasonal Coefficient of Performance) e descrive il valore medio del COP durante una stagione invernale di riscaldamento. Questo indicatore permette una veloce comparazione con altre pompe di calore funzionanti nello stesso periodo, ma perde le informazioni puntuali (nel tempo) che vengono invece fornite dal classico COP. Il secondo indicatore stagionale è il Fattore di Performance Stagionale (SPF, Seasonal Performance Factor), spesso utilizzato per la previsione o la stima delle performance della macchina nelle reali applicazioni. Normalmente, viene calcolato tenendo in considerazione anche l'efficienza del sistema, comprendendo diverse parti di esso a seconda della necessità.

3.3 Tipologie di pompe di calore

3.3.1 Classificazione in base alla temperatura

Una prima classificazione, molto semplice e intuitiva, delle pompe di calore presenti sul mercato e in fase di studio si basa sui livelli di temperatura alla quale esse operano. Questa classificazione è fondamentale in quanto i primi parametri da osservare per l'installazione di una pompa di calore sono la temperatura alla quale è disponibile il calore di sorgente e la temperatura alla quale l'utenza richiede il calore. L'accoppiamento di questi due valori permette la valutazione della fattibilità energetica ed economica e la scelta della tecnologia più adatta.

Fino a pochi anni fa, le pompe di calore riuscivano raramente a raggiungere temperature elevate lato utenza, con massimi di 60-70 °C. La diretta conseguenza era una ridotta applicabilità, soprattutto in ambito industriale, con un utilizzo più comune in ambito civile, dove le temperature richieste sono generalmente più ridotte. La ricerca ha permesso, negli anni, un incremento progressivo del livello di temperatura di fornitura del calore e, contemporaneamente, anche del livello termico della sorgente per evitare salti di temperatura troppo elevati. Con gli anni, dunque, si sta assistendo a un progressivo allargamento delle applicazioni delle pompe di calore, capaci di soddisfare una gamma sempre più ampia di utenze in tutti i settori. La figura 3.4 rappresenta le tipologie di pompe di calore esistenti in base alle temperature del fluido freddo (sorgente) e del fluido caldo (utenza).

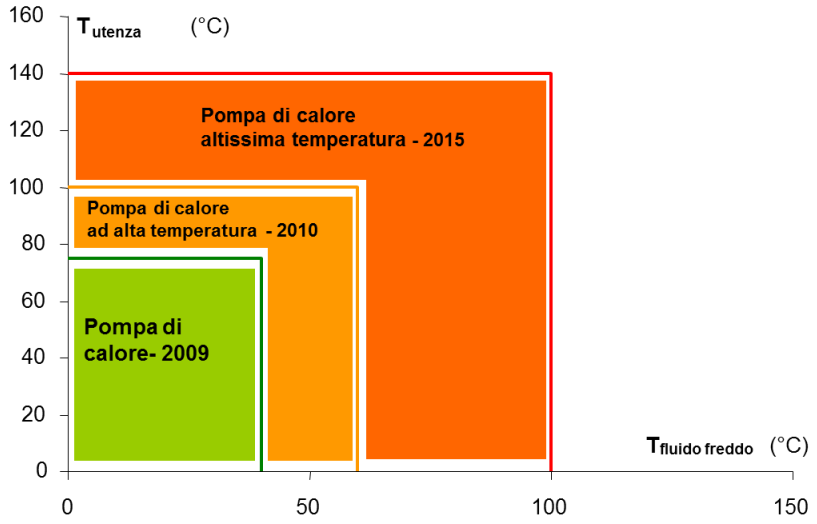


Figura 3.4 – Classificazione delle pompe di calore in base alle temperature di sorgente e utenza

3.3.2 Pompa di calore a compressione di vapore

Il funzionamento della pompa di calore a compressione, la quale rappresenta la quasi totalità del mercato, è già stato descritto nel paragrafo 3.1.2. Il sistema di cui si è parlato è chiamato a "espansione diretta" in quanto tutta la portata di refrigerante viene fatta espandere (o laminata) per poi passare nell'evaporatore. Tuttavia, al termine della fase di espansione, il fluido consiste in una miscela di fase liquida e di fase gassosa. All'interno dell'evaporatore, dunque, solo la fase liquida effettua un passaggio di stato, riducendo la potenza termica assorbita dalla sorgente. Per ovviare a questo svantaggio, in alcune situazioni si preferisce adottare un sistema detto "Pump system heat pump", rappresentato in figura 3.5. Nella sezione del ciclo

che si trova a bassa pressione viene introdotto un separatore al cui interno il refrigerante si trova nelle condizioni di saturazione. Il vapore saturo viene estratto dall'alto e inviato al compressore e al condensatore; il liquido viene laminato e la miscela bifase ottenuta torna al separatore. La frazione di liquido saturo viene invece pompato, senza un eccessivo aumento di pressione e con un minimo consumo elettrico, verso l'evaporatore. Il vapore in uscita, saturo o leggermente surriscaldato, viene infine inviato nella parte superiore del separatore.

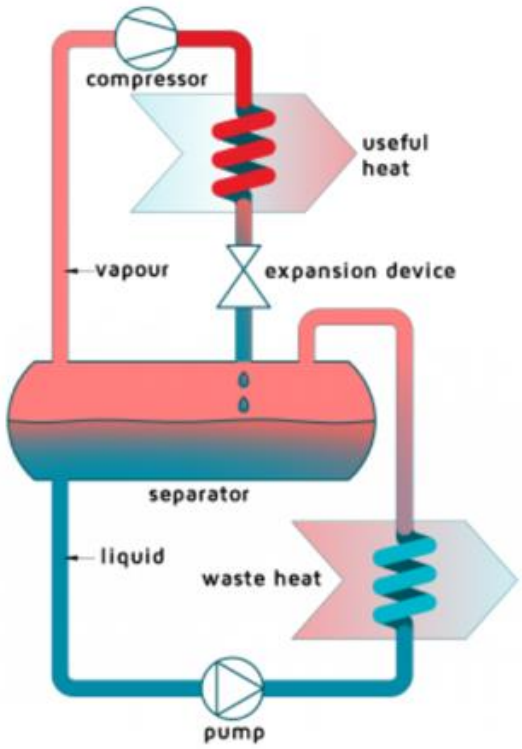


Figura 3.5 – Schema di funzionamento di una pompa di calore "Pump system"

Il vantaggio di questo sistema è l'utilizzo di un evaporatore ridotto a parità di potenza, grazie al passaggio della sola frazione liquida di refrigerante. Per contro, l'aggiunta del separatore e di un secondo sistema di circolazione potrebbe avere un impatto economico non indifferente, soprattutto in impianti di ridotte dimensioni.

Le pompe di calore a compressione, nelle due configurazioni, sono molto flessibili per quanto riguarda il fluido refrigerante e la potenza nominale. Per questo motivo, sono molto utilizzate sia in ambito civile (con potenze che vanno da pochi kW a qualche centinaio di kW) sia in ambito industriale, dove le potenze possono anche superare i 2 MW.

3.3.3 Pompa di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento si differenziano da quelle classiche a compressione soprattutto per quanto riguarda il tipo di energia utilizzata per il funzionamento. Esse infatti non utilizzano energia elettrica in un compressore, ma energia termica. Il ciclo termodinamico si basa sui processi di evaporazione e assorbimento di una sostanza refrigerante all'interno di un fluido di assorbimento.

Il funzionamento delle pompe ad assorbimento consiste in due circuiti in parte sovrapposti ed è schematizzato in figura 3.6.

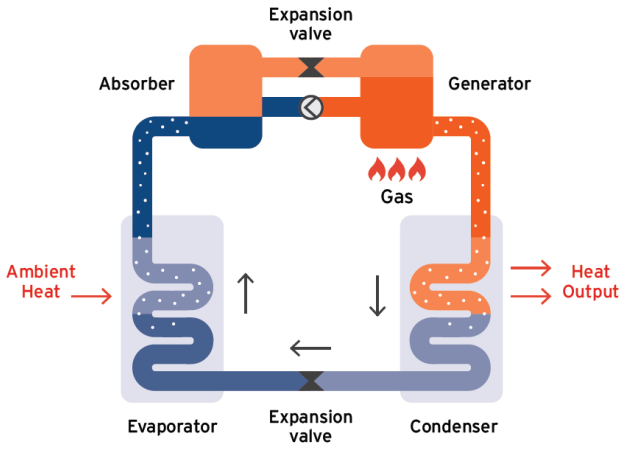


Figura 3.6 - Schema di funzionamento di una pompa di calore ad assorbimento

All'interno del generatore si trova inizialmente una miscela di refrigerante e fluido assorbente, ricca di refrigerante. L'energia termica (che può essere generata da un impianto di combustione locale o da altri sistemi, oppure può essere disponibile come calore di scarto) permette l'evaporazione del refrigerante, il cui vapore viene inviato al circuito inferiore attraverso il condensatore, l'organo di espansione e l'evaporatore come avviene nei cicli a compressione di vapore. Al contempo, la miscela povera di refrigerante viene fatta espandere (o laminata) per raggiungere l'assorbitore. All'interno, il vapore di refrigerante viene nuovamente assorbito e la miscela, ora ricca di refrigerante, viene pompata verso il generatore per ricominciare il ciclo.

La scelta del refrigerante e del fluido assorbente è fondamentale per l'applicabilità della macchina a diverse situazioni, poiché ogni miscela presenta, oltre che generici vantaggi e svantaggi, dei determinati intervalli di temperatura operativa, i quali possono ben applicarsi o meno alla sorgente disponibile e all'utenza. Allo stato dell'arte, le miscele più utilizzate sono:

- Acqua/Bromuro di Litio: in questo caso, l'acqua è il refrigerante, mentre LiBr è il fluido assorbente;
- Ammoniaca/Acqua: in questo caso, l'acqua è il fluido assorbente, mentre l'ammoniaca è il refrigerante.

Così come le macchine a compressione di vapore, l'indice di performance più utilizzato è il COP, il quale raggiunge valori attesi pari a 1,5 a causa della configurazione più complessa. Nel confrontarne la prestazione, però, è necessario considerare anche la diversa natura dell'energia che permette il funzionamento. Nelle macchine a compressione, l'energia in input è elettrica (generata nel parco elettrico italiano con un'efficienza pari a circa il 44%) mentre in quelle ad assorbimento è termica (con un'efficienza di generazione media superiore al 90%). Per confrontare questi due tipi di macchine sarebbe quindi necessario utilizzare l'indice PER. Inoltre, in alcune realtà industriali esistono flussi di calore ad alta temperatura che vengono dissipati in assenza di utenze; questo calore potrebbe essere utilizzato per alimentare il generatore, rendendo gratuita la fornitura di energia e interessante l'utilizzo della pompa ad assorbimento.

Sul mercato sono presenti diversi modelli di pompe di calore ad assorbimento, con potenze dell'ordine delle decine di kW. In figura 3.7 viene presentato il design della pompa di calore GAHP-AR (ad aria, potenza termica nominale pari a 35 kW) di Robur e delle pompe di calore Logatherm GWPS (ad aria) e GWPL (geotermica) di Buderus (potenza termica nominale pari a 29 kW). Con questo range di potenze, l'utilizzo delle pompe di calore ad assorbimento risulta alquanto limitato.

Figura 3.7 – Design delle pompe di calore ad assorbimento GAHP-AR (Robur, 35 kW) e Logatherm GWPS e GWPL (Buderus, 29 kW)

3.3.4 Pompa di calore ad adsorbimento

Il funzionamento delle pompe di calore ad adsorbimento è identico a quelle ad assorbimento, con la differenza nell'interazione tra le due componenti della miscela. Il processo di adsorbimento consiste nell'interazione tra una sostanza (l'adsorbato) e un solido (l'adsorbente), mentre nell'assorbimento il materiale assorbente è un liquido.

Il solido adsorbente è caratterizzato da una elevatissima porosità e possiede dunque una grande quantità di siti di adsorbimento. Ovviamente, esistono coppie di sostanze con affinità differenti, ma le miscele più utilizzate sono le seguenti:

- Silica gel / Acqua;
- Zeolite / Acqua;
- Carbone attivo / Metanolo (CH_3OH);
- Carbone attivo / Ammoniaca

Le pompe di calore ad adsorbimento trovano applicazione nel settore della potenza ridotta (inferiori ai 500 kW) e vengono utilizzate soprattutto per il raffrescamento, molto raramente in ambito industriale. Il Coefficiente di Prestazione di queste macchine è estremamente ridotto a causa della complessità tecnologica e costruttiva e generalmente non supera il valore di 0,7. In figura 3.8 (A) e (B) vengono presentati il design e un insieme di valori tipici di COP per la pompa di calore ad adsorbimento SHC 18 di Thermics Energie.

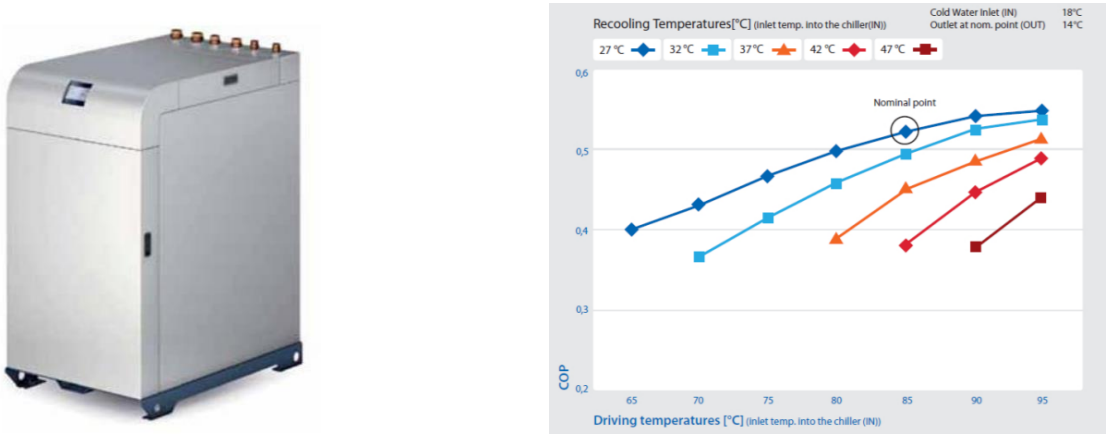


Figura 3.8 – Pompa di calore ad adsorbimento SHC 18 di Thermics Energie (potenza frigorifera nominale pari a 18 kW) – (A) Design esterno – (B) Andamento del COP al variare della temperatura della sorgente

3.3.5 Altre pompe di calore

Le tipologie di pompe di calore presentate di seguito fanno parte di un gruppo molto ampio ancora in fase di studio. Allo stato dell'arte, queste macchine vengono raramente utilizzate a causa della poca maturità, ma è necessario descriverle in quanto ognuna presenta caratteristiche uniche e potrebbe trovare una perfetta corrispondenza in applicazioni reali.

3.3.5.1 Pompa di calore trans-critica

Le pompe di calore trans-critiche si differenziano da quelle tradizionali per il fatto che il ciclo termodinamico inverso non si trova completamente al di sotto del punto critico della sostanza refrigerante. In figura 3.9 vengono rappresentati due cicli esemplificativi nel piano pressione-entalpia.

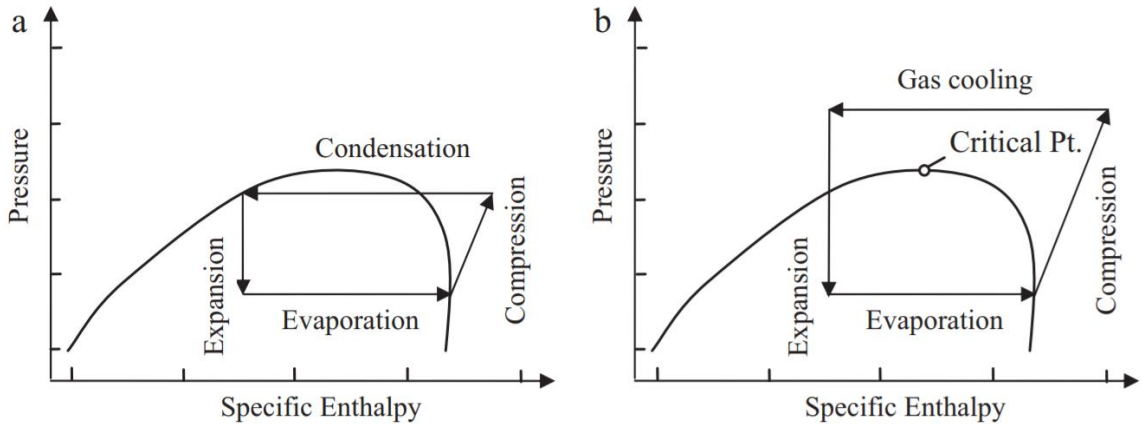


Figura 3.9 – Ciclo termodinamico inverso per una pompa di calore subcritica (a) e trans-critica (b)

Si nota come, nel ciclo trans-critico, la parte che si trova alla pressione inferiore sia molto simile a quanto accade nel ciclo subcritico. La differenza tra le due macchine è il processo di cessione di calore verso l'utenza: nel caso (a), lo scambio di energia avviene con il refrigerante in parte a temperatura costante durante la condensazione, mentre nel caso (b) non si ha una vera e propria condensazione ma un semplice raffreddamento del fluido al di sopra del punto critico.

Le pompe di calore trans-critiche utilizzano l'anidride carbonica (CO_2) come fluido refrigerante. Essa presenta proprietà uniche che la rendono uno degli unici fluidi utilizzabili:

- La temperatura critica è pari a 31,1°C a 73,7 bar. Questa temperatura è molto bassa, soprattutto considerando che l'utilizzo dei refrigeranti nelle pompe di calore tradizionali è limitato dal basso punto di criticità. L'utilizzo di una pompa di calore trans-critica permette lo scambio di calore a livelli termici ben superiori rispetto a questa temperatura, e la bassa temperatura critica della CO_2 rende possibile l'utilizzo in assetto super-critico;
- La pressione alla quale deve operare una pompa di calore trans-critica che utilizza CO_2 è molto elevata, tra gli 80 e i 110 bar, ma anche a livelli più alti. Questo comporta una particolare attenzione nella progettazione o nella scelta dei componenti, ma permette anche l'utilizzo di minori volumi di refrigerante (anche grazie all'alta densità di vapore, che si riflette in una elevata capacità termica volumetrica). La conseguenza diretta è la possibilità di costruire un sistema più compatto a parità di potenzialità termica.

Il particolare interesse verso questa tecnologia si può spiegare nell'ottica di utilizzo del calore prodotto per scaldare un fluido a una temperatura non costante, come una portata di acqua per il riscaldamento ambientale o un fluido di processo industriale. Per questo motivo, sebbene la tecnologia non sia ancora abbastanza matura per un utilizzo distribuito, esistono i presupposti per un affiancamento delle pompe di calore trans-critiche a quelle tradizionali a compressione in ambito industriale. Le tipiche curve di scambio termico per una macchina subcritica e trans-critica sono rappresentate in figura 3.10.

La curva di raffreddamento della CO_2 in assetto supercritico permette una ridotta differenza di temperatura tra il fluido caldo (la CO_2) e il fluido freddo (l'acqua o il fluido di processo). Durante una condensazione, invece, la differenza di temperatura tra i due fluidi risulta minima in un punto, ma diventa sempre maggiore lungo lo scambiatore. Uno scambio termico tra fluidi a temperature prossime presenta una minima generazione di irreversibilità e, dunque, un'efficienza molto elevata.

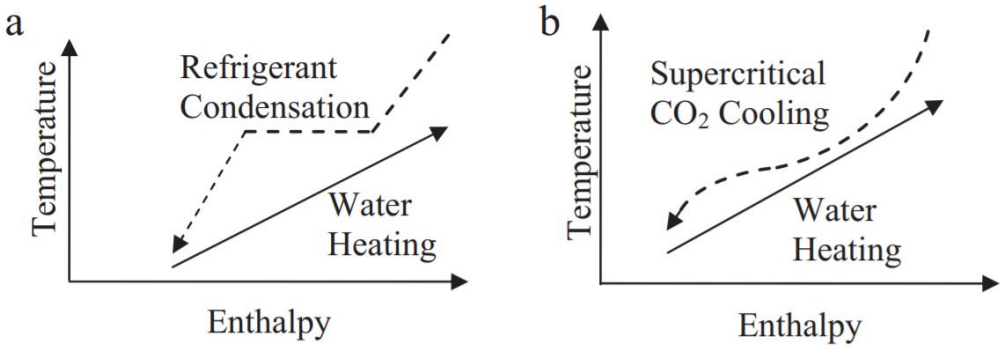


Figura 3.10 – Curve di scambio termico in un processo di condensazione (a) e di raffreddamento supercritico (b)

Le prestazioni di una pompa di calore trans-critica possono essere, in molti casi, superiori a quelle di una subcritica. Ad esempio, se la temperatura ambiente è di 28°C, il COP di una pompa di calore subcritica (con R22 come fluido refrigerante) vale circa 5,8 a fronte di un intervallo tra 6,9 e 7,6 per una pompa di calore trans-critica a CO_2.

3.3.5.2 Pompa di calore termoacustica

La pompa di calore termoacustica è una delle tecnologie più promettenti nel panorama della ricerca nel campo. Ciò che la rende così interessante è l'assenza di organi meccanici in rotazione in quanto l'energia termica viene trasferita esclusivamente tramite un'onda acustica. Un qualsiasi suono, infatti, si propaga all'interno di un mezzo grazie a una serie di compressioni ed espansioni che rappresentano degli aumenti e

diminuzioni di pressione, con conseguenti variazioni di temperatura. In linea di principio, un'onda acustica può quindi trasferire energia termica da un punto all'altro.

Il funzionamento di questa tecnologia si basa su un motore termoacustico che genera un'onda la quale viene utilizzata dalla pompa di calore termoacustica per aumentare la qualità di un flusso di calore, portandolo una temperatura superiore. Uno schema semplificato viene presentato in figura 3.11.

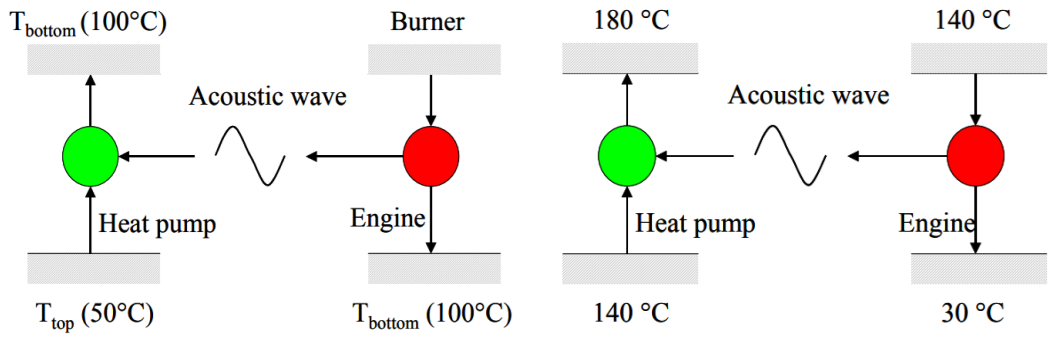


Figura 3.11 – Schema di funzionamento di una pompa di calore termoacustica con bruciatore (A) o con recupero di calore di scarto (B)

Osservando i due schemi, si nota come entrambi permettano il trasferimento di calore da una sorgente a bassa temperatura (50°C o 140°C) verso un'utenza ad alta temperatura (100°C o 180°C) utilizzando l'input energetico fornito dall'onda acustica. Questa può essere generata grazie alla combustione in un bruciatore (caso Aa), ma l'applicazione ancora più interessante è l'utilizzo del calore di scarto sia per la generazione dell'onda sia come sorgente di calore a bassa temperatura per la pompa di calore (caso B). Di fatto, quest'ultimo sistema non presenta alcun costo relativo alla produzione di energia se non quello iniziale di costruzione.

Il metodo di generazione e di utilizzo dell'onda acustica per il trasferimento di calore si basa essenzialmente su un ciclo Stirling diretto e inverso. In letteratura sono presenti vari studi che ne descrivono in dettaglio il funzionamento microscopico.

L'azienda ECN è pioniere nella ricerca e lo sviluppo delle pompe di calore termoacustiche e ha sviluppato alcuni prototipi dimostrativi di potenza pari a 100 W, con l'obiettivo di esplorare livelli molto più elevati nel futuro (da 100 kW fino a oltre 1 MW). I modelli testati presentato valori di COP di 4 e sono in grado di lavorare con elevatissima flessibilità per quanto riguarda la temperatura di fornitura del calore (virtualmente, senza alcun limite) e il salto di temperatura (fino a 100 °C). Tutte queste caratteristiche rendono estremamente interessante questa tecnologia per l'utilizzo in ogni ambito, anche e soprattutto quello industriale, in un futuro che potrebbe essere più o meno prossimo.

3.4 Fluidi di processo

Esiste una vastissima quantità di fluidi che sono stati usati in passato, che vengono usati allo stato dell'arte e che vengono studiati per l'utilizzo futuro come refrigeranti per le pompe di calore. I criteri fondamentali per la scelta sono i seguenti:

- La pressione: ogni fluido è caratterizzato da una determinata curva di saturazione, e alcuni refrigeranti ad alte temperature possono presentare pressioni troppo elevate per i classici componenti di cui una pompa di calore è composta. D'altra parte, pressioni troppo basse comportano spesso grandi volumi di refrigerante, con la necessità di progettare componenti di dimensioni considerevoli con elevati costi di investimento;
- La temperatura critica: come sottolineato per le pompe di calore trans-critiche, questo parametro è fondamentale in quanto se il ciclo termodinamico opera al di sotto del punto critico, può essere considerato un ciclo "convenzionale". Poiché alcuni fluidi presentano caratteristiche ottimali al di sopra del punto critico, come alla CO_2, è interessante esplorare anche questo campo di applicazione;
- L'impatto ambientale: questo concetto viene quantificato tramite il Global Warming Potential (GWP), che esprime il contributo all'effetto serra di un gas serra in relazione a quello della CO_2 (alla quale viene assegnato convenzionalmente un GWP pari a 1). Alcuni refrigeranti sintetici, come gli IdroFluoroCarburi, presentano valori di GWP superiori a 3000 e vengono ormai considerati inaccettabili per le applicazioni di nuova installazione. La ricerca è quindi costantemente volta verso refrigeranti sintetici a ridotto GWP e, ancor di più, verso refrigeranti naturali come l'ammoniaca (R717), gli idrocarburi (R290, R600a) e l'anidride carbonica (R744).
  Un secondo indicatore dell'impatto ambientale di un refrigerante è l'Ozone Depletion Potential (ODP), che rappresenta la quantità di ozono (O_3) distrutta a causa dell'emissione di un gas, durante tutta la sua permanenza in atmosfera, rispetto all'effetto dell'emissione della stessa massa di triclorofluorometano (R-11), a cui viene assegnato un ODP unitario. In tabella 3.1 vengono riportati gli indici GWP e ODP per una selezione dei fluidi refrigeranti più utilizzati a livello commerciale.

Fluido refrigerante	**Tipo**	**GWP**	**ODP**
R11	CFC	10900	1
R22	HCFC	1810	0,055
R134a	HFC	1430	0
R404a	HFC	3922	0
R422A / R422D / R417A	HFC	3143 / 2729 / 2346	0 / 0 / 0
R407F	HFC	1825	0
R600 / R600a (butano / isobutano)	Naturale	4 / 3	0 / 0
R717 (ammoniaca)	Naturale	0	0
R744 (anidride carbonica)	Naturale	1	0

Tabella 3.1 – Indici GWP e ODP per una selezione di fluidi refrigeranti

3.5 Utilizzi in ambito industriale

L'utilizzo delle pompe di calore in ambito civile è ormai consolidato grazie alla maturità della tecnologia, un ritorno economico molto interessante e una grande disponibilità delle classiche sorgenti di calore quali aria, acqua o energia geotermica. In ambito industriale, le pompe di calore non sono così largamente utilizzate a causa di tre principali limitazioni:

- Le utenze industriali, siano esse per uso riscaldamento o di processo, richiedono potenze generalmente più elevate rispetto a quelle civili. Macchine di questo tipo presentano difficoltà costruttive che richiedono grandi costi di investimento e manutenzione. Inoltre, poche aziende ne coprono il settore di fornitura, con un conseguente mercato ridotto. Grandi potenze, infine, richiedono spesso grandi ingombri per l'installazione e spesso le realtà industriali non hanno a disposizione lo spazio necessario;
- Il calore delle utenze industriali è normalmente richiesto a temperature elevate, fino a 80°C per la funzione di riscaldamento e oltre i 100°C per la fornitura di calore di processo. Come sottolineato nel paragrafo 3.3.1, le tecnologie che permettono il raggiungimento di questi livelli termici sono completamente mature da non molti anni e questo si riflette su un ridotto utilizzo su ampia scala;
- La maggior parte delle realtà industriali richiede energia in diverse forme, e soprattutto come energia termica ed elettrica. Per questo motivo, gli impianti energetici all'interno delle industrie sono spesso di tipo cogenerativo o trigenerativo, con l'utilizzo di turbine (a gas o a vapore) o motori oppure, più recentemente, di celle a combustibile. Per questo motivo, l'utilizzo delle pompe di calore risulta ottimale solo nei casi in cui è disponibile un flusso di energia di scarto, che verrebbe altrimenti dissipato. In caso contrario, se il sistema cogenerativo è ben progettato, l'utilizzo della pompa di calore può essere evitato.

Con queste premesse, appare chiaro come il campo di applicazione delle pompe di calore in ambito industriale sia subordinato all'esistenza di flussi di calore di scarto a temperature sufficientemente elevate per poter soddisfare le utenze più varie. In questo segmento, l'energia elettrica necessaria al funzionamento del compressore (o termica, nelle pompe di calore ad assorbimento e adsorbimento) è l'unica richiesta energetica che impatta sul bilancio economico del progetto. Tutto il calore che viene inviato all'utenza è di fatto quasi gratuito. La convenienza dell'investimento dipende quindi sostanzialmente dal costo iniziale dell'investimento (CAPex, Capital Expenditure), relativo all'acquisto della pompa di calore ma anche all'installazione della stessa e dei sistemi di controllo e pompaggio, e ai costi di manutenzione ordinaria e straordinaria (OPex, Operational Expenditure) durante la vita utile del sistema. Il tempo di ritorno dell'investimento deve essere valutato considerando tutti questi fattori e dipende fortemente dalle condizioni di utilizzo e dalla tipologia di applicazione.

Nel seguito vengono presentate alcuni tipici utilizzi delle pompe di calore in ambito industriale, con la successiva descrizione di impianti esistenti.

3.5.1 Raffreddamento dei gas esausti

L'utilizzo del calore contenuto nei gas combusti in uscita da una caldaia o da altri sistemi di produzione di energia è uno dei metodi più utilizzati per il recupero energetico. Questo è il principio su cui si fondano alcuni sistemi di cogenerazione, come i cicli combinati con turbina a gas e turbina a vapore. Durante la produzione di energia termica e/o elettrica, quasi tutti i sistemi esistenti producono grandi quantità di gas

derivanti dal processo di combustione e, nella maggior parte dei casi, li espellono tramite camini verso l'atmosfera. Oltre che una fonte molto concentrata di inquinanti, questi gas rappresentano un flusso di calore considerevole e vengono normalmente scaricati in atmosfera a temperature elevate, intorno ai 200 °C.

Alcune applicazioni producono invece gas di scarico a temperature molto più ridotte e che non possono quindi essere utilizzate per coprire direttamente il fabbisogno termico di un'utenza. Gas esausti a temperature inferiori ai 50 °C, tuttavia, possono costituire la perfetta sorgente di calore a bassa temperatura per una pompa di calore.

La struttura costruttiva di un sistema di recupero di calore dai fumi di scarico è molto semplice, in quanto è necessaria l'installazione di un singolo scambiatore di calore aria-fluido refrigerante che trasferisca il calore dai fumi all'evaporatore della pompa di calore. Particolare attenzione deve essere posta nella scelta del fluido refrigerante e della pressione all'evaporatore, per evitare differenze di temperatura troppo elevate (con elevata generazione di irreversibilità) o troppo ridotte (le quali porterebbero alla necessità di grandi superfici di scambio termico).

Un utilizzo molto interessante delle pompe di calore alimentate da gas di scarico è l'accoppiamento con impianti di cogenerazione. La contemporanea presenza di questi due sistemi permette infatti di ottimizzare il costo dell'energia prodotta in base alle variazioni dei prezzi dei combustibili e dell'energia elettrica. Se il prezzo dell'energia elettrica sale, il gestore può utilizzare meno la pompa di calore e vendere più energia; se il prezzo dell'elettricità cala, è possibile utilizzare maggiormente la pompa di calore e comprare energia elettrica a un prezzo ridotto.

3.5.1.1 Esempi di applicazione

Uno dei più interessanti progetti applicativi di recupero di calore da gas esausti è presente a Stoccolma presso un impianto di incenerimento di rifiuti. Si tratta di una pompa di calore a compressione di vapore ad alta efficienza da 7200 kW che raffredda dei gas di scarico da 50°C a 25°C. L'effetto utile è la fornitura di calore alla rete di teleriscaldamento, con un aumento di temperatura da 60°C a 65°C e un COP superiore a 6,5.

Un secondo esempio, schematizzato in figura 3.12, è stato installato in Corea presso un'azienda operante nel settore alimentare. Questo impianto pilota, con una potenza termica nominale di 100 kW, estrae calore dai fumi di scarico a bassa temperatura per produrre acqua calda di processo grazie a una pompa di calore a compressione di vapore, ad alta temperatura. Lo scambiatore di calore connesso all'evaporatore è uno scambiatore a letto fluido.

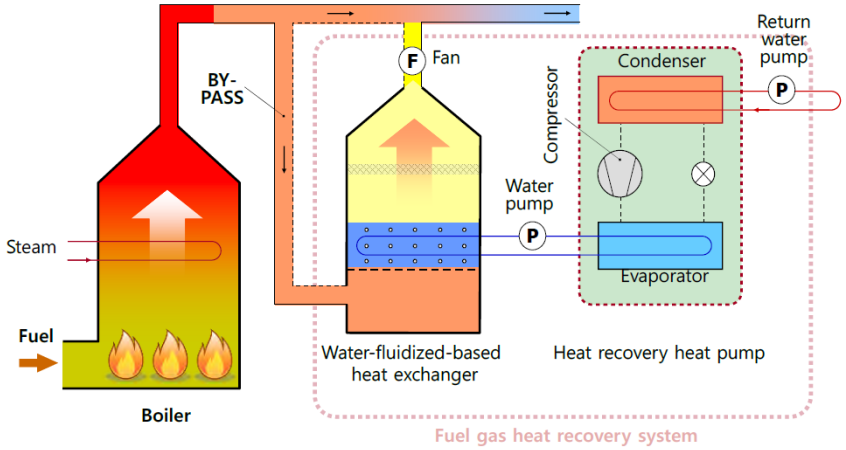


Figura 3.12 – Schema di funzionamento di un impianto di recupero termico da gas di scarico con pompa di calore

3.5.2 Recupero di calore di scarto

Il recupero di calore di scarto per il funzionamento di una pompa di calore è una delle prospettive più interessanti per il futuro dell'ottimizzazione energetica in ambito industriale. Molte aziende coprono il fabbisogno energetico (termico e frigorifero) con singoli impianti di riscaldamento e raffrescamento e hanno la necessità di generare grandi quantità di calore (a circa 80°C nel settore caseario, per la pastorizzazione) e di energia frigorifera (acqua refrigerata fino a 2°C). La produzione di questi due vettori energetici genera calore di scarto a media temperatura (tra i 35°C e i 60°C) che viene generalmente dissipato mediante l'utilizzo di torri evaporative. L'energia necessaria per il funzionamento di questi sistemi di dissipazione del calore può essere risparmiata grazie all'installazione di una pompa di calore che produca calore utile per un'utenza interna o esterna allo stabilimento produttivo.

In questo ambito, sono molto utilizzate le pompe di calore ad ammoniaca e la loro convenienza deve essere studiata attentamente sulla base dell'investimento necessario e della prestazione della macchina. Uno studio dell'azienda GEA, leader nella fabbricazione di pompe di calore ad ammoniaca di grande potenza, stima un COP molto dipendente dal salto di temperatura e con valori compresi tra 4 e 14.

3.5.2.1 Esempi di applicazione

Un'azienda cartaria, settore che utilizza ingenti quantità di acqua calda, ha installato in Svezia un sistema di raffreddamento dell'acqua di processo (da 50°C a 35°C) che alimenta una pompa di calore da 2,5 MW di potenza termica, producendo acqua calda a 70°C. La performance del sistema è ottima (COP pari a 5,8) e il vantaggio risulta ancora maggiore in quanto la maggior parte dell'energia elettrica consumata nell'area di installazione viene prodotta con impianti idroelettrici. Dunque, la produzione di energia termica risulta a emissioni completamente nulle.

Un secondo esempio molto interessante si trova in Giappone ed il suo funzionamento è rappresentato in figura 3.13. Si tratta di una pompa di calore modello ETW-L di Mitsubishi Heavy Industries, acqua-acqua alimentata con R-134a che utilizza calore di scarto a una temperatura compresa tra 10°C e 50°C per produrre energia utile fino a 90°C. La particolarità di questo sistema è l'estrema flessibilità della pompa di calore, che garantisce una potenza termica variabile tra 376 kW e 547 kW al variare della temperatura della sorgente fredda e con fornitura di calore tra i 60°C e il 90°C a seconda della configurazione. Il COP atteso è compreso tra 3,6 e 4,1.

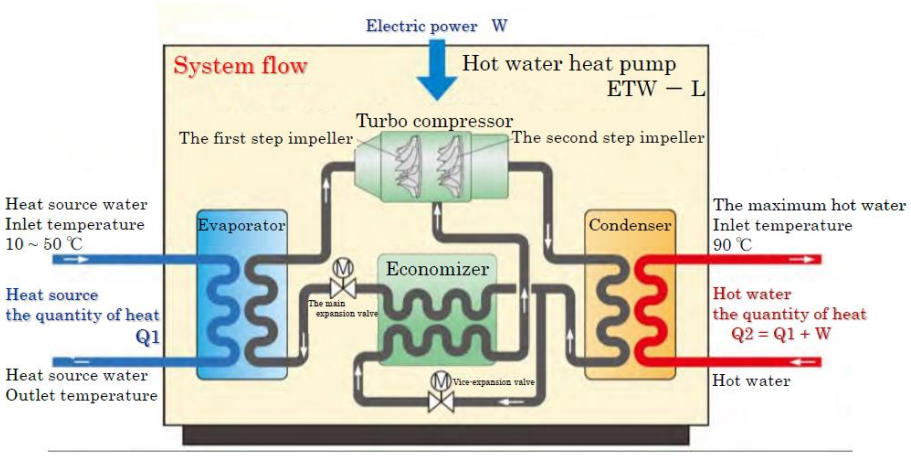


Figura 3.13 – Schema di funzionamento di un impianto di recupero termico da calore di scarto con pompa di calore

Anche le pompe di calore trans-critiche alimentate a CO_2 possono essere utilizzate per recuperare calori di scarto industriali. In Canada è stato testato un sistema che utilizza calore di recupero a temperature comprese tra -5°C e 25°C per alimentare una pompa di calore, fornendo energia a circa 70°C. La pompa di calore produce una potenza termica tra i 21 kW e i 26 kW, con COP compresi tra 3 e 4 al variare delle condizioni esterne.

Capitolo 4

Il modello in Matlab

L'obiettivo di questo capitolo è la descrizione puntuale del processo di analisi dell'intervento, delle ipotesi di calcolo e del modello utilizzato per la scelta delle condizioni ottimali di funzionamento.

4.1 La situazione attuale

Come descritto nel capitolo 1, l'impianto oggetto di studio è composto da un cospicuo numero di macchine che producono i principali vettori energetici necessari al funzionamento dello stabilimento produttivo. Queste macchine sono dislocate in diverse zone, per coprire l'area in modo capillare, ma la maggior parte dell'attività produttiva si concentra nella Centrale Termica principale. Qui si trovano:

- Le tre caldaie principali (Bono, ABB e Frassi) per la produzione di vapore, acqua surriscaldata e acqua calda;
- Quattro compressori: i tre compressori Centac C115MX e il compressore Centac C70MX
- Tutti i componenti necessari alla regolazione del parco macchine: pompe di circolazione, serbatoi, torri evaporative, centro di controllo.

4.1.1 L'energia termica

Considerando il profilo di produzione di energia termica rappresentato in figura 1.1 (A), è necessario sottolineare come questa energia sia quella totale prodotta dalle tre caldaie principali, comprendente tutte le forme in cui il calore viene prodotto (vapore, acqua surriscaldata, acqua calda). Le utenze che richiedono la presenza di acqua calda sono esclusivamente due ed entrambe hanno una funzione di riscaldamento ambientale; l'intervento andrà a coprire parzialmente tale fabbisogno. Il profilo di queste utenze è rappresentato in figura 4.1 e denota una variazione con le condizioni ambientali molto simile all'andamento del totale della richiesta termica della centrale termica principale.

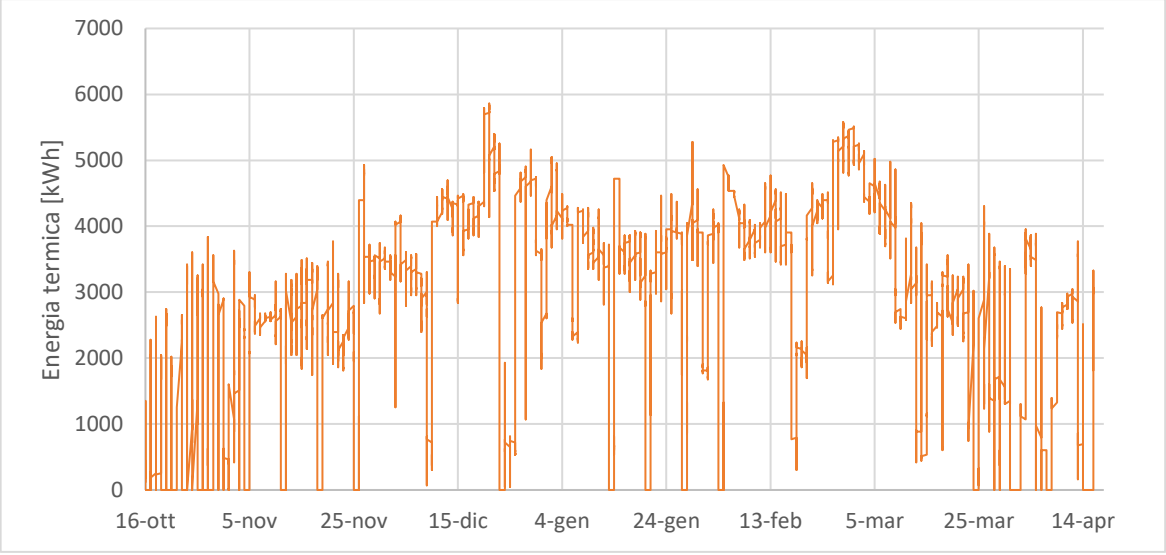


Figura 4.1 – Profilo orario della richiesta termica (acqua calda) di due utenze dello stabilimento (FIT 004bis e FIT 005)

Tale fabbisogno di energia termica viene attualmente coperto in maniera totale dalle caldaie della centrale termica principale, con un sistema di recupero termico dal circuito trattamento dei fumi. La portata d'acqua viene riscaldata passando all'interno del sistema UTF, un impianto interno di funzionamento analogo a quello di una UTA ma con l'utilizzo del calore contenuto dei fumi per il preriscaldo dell'acqua di alimento. L'acqua viene infine post-riscaldata fino a una temperatura di circa 80°C utilizzando una quota di calore

contenuta nell'acqua surriscaldata, utilizzata nei terminali di riscaldamento ambientale dello stabilimento (CTA) e ritorna alla centrale termica a una temperatura di 55°C. la portata d'acqua inviata all'utenza risulta variabile in quanto le pompe di circolazione sono dotate di inverter; questo aspetto permette di considerare circa costanti le temperature nel circuito. Il principio di funzionamento appena descritto è rappresentato in figura 4.2.

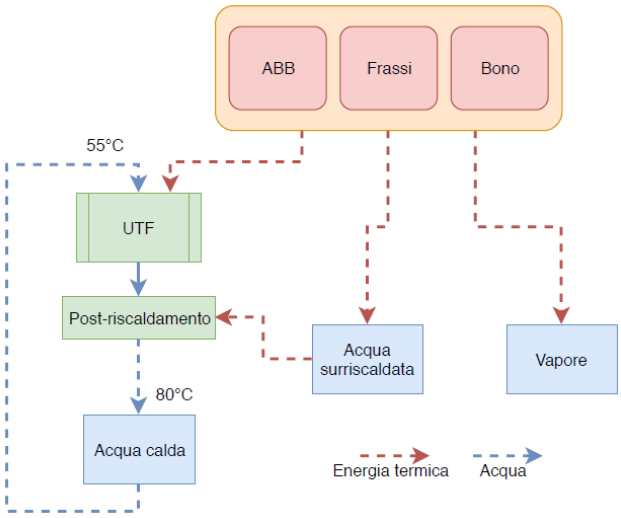


Figura 4.2 – Schema di funzionamento della fornitura di calore attuale

Un progetto già in atto all'interno dell'azienda prevede l'installazione di un sistema di recupero di calore proposto dalla ditta Spyrax Sarco. Si tratta di una soluzione innovativa che permette il recupero termico degli spurghi delle due caldaie ad alta pressione (le caldaie Bono e ABB producono vapore a 29 bar). Nel progetto è prevista l'installazione di un collettore delle condense (portata di ingresso pari a 3.479 kg/h) con invio a un serbatoio di rievaporazone del vapore di flash, posto alla pressione di 0,3 bar. Una portata di circa 868 kg/h viene inviata a uno scambiatore EVC che preriscalda una portata di 80.000 kg/h di acqua di alimento da 55°C a 61,2°C ca. La portata totale di condense viene poi scaricata. Lo schema di funzionamento in caso di installazione del sistema Spyrax è rappresentato in figura 4.3.

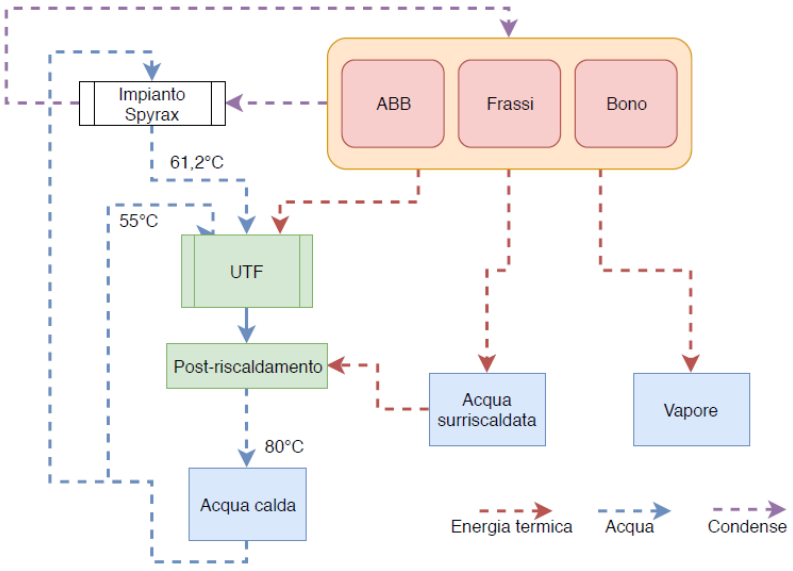


Figura 4.3 – Schema di funzionamento della fornitura di calore con integrazione del sistema Spyrax

4.1.2 L'aria compressa

Il principio di regolazione nella produzione dell'aria compressa, nonché il profilo tipico annuale di richiesta da parte del cliente, sono già stati descritti nel capitolo 1. I compressori presenti nella centrale termica principale sono tutti di tipo centrifugo e presentano due o tre stadi di inter-refrigerazione, come indicato in precedenza. In figura 4.4 viene riportato lo schema di funzionamento con il circuito di inter-refrigerazione.

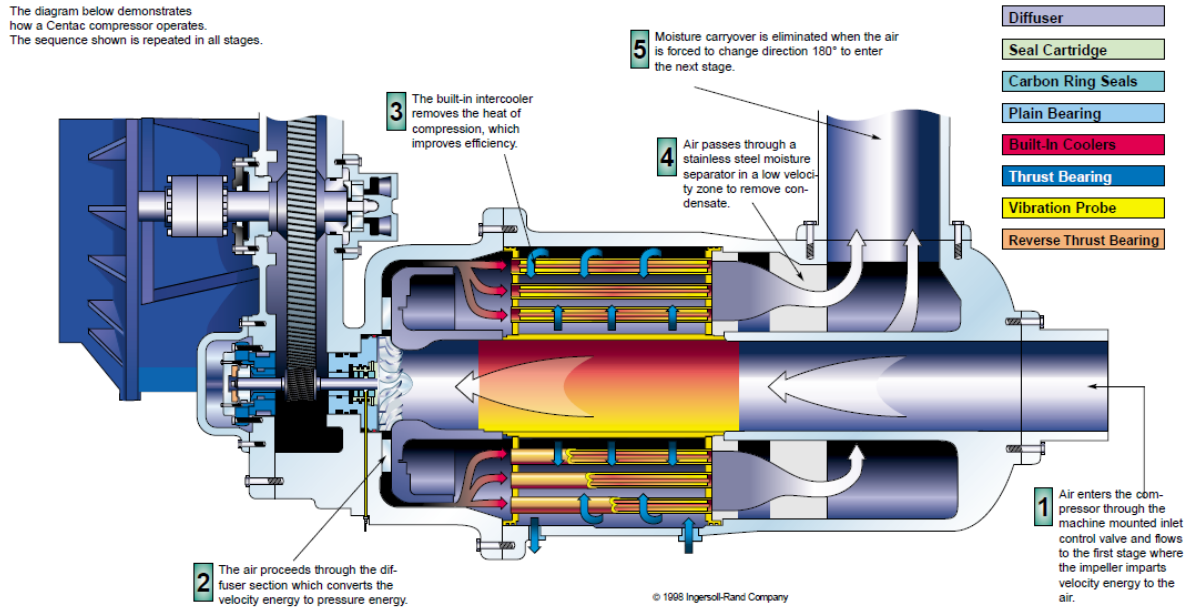


Figura 4.4 - Schema di funzionamento di un singolo stadio dei compressori Centac con circuito di refrigerazione incluso

I compressori installati nello stabilimento presentano un unico motore che permette il funzionamento dei due o tre stadi di compressione. Perciò, nel caso di un doppio o triplo stadio si ha la ripetizione del medesimo schema di funzionamento rappresentato sopra.

Durante la compressione, l'aria subisce un riscaldamento e raggiuge temperature diverse a seconda dello stadio e della tipologia di compressore. Queste temperature non vengono fornite o misurate all'interno dell'impianto, ma potrebbero essere comunque stimate sulla base di ipotesi realistiche per quanto riguarda il rendimento isoentropico di compressione e la temperatura iniziale dell'aria, la quale varia con le condizioni ambientali. La potenza disponibile lato compressori non è stata calcolata in questo modo a causa delle eccessive approssimazioni introdotte, ma utilizzando invece la portata di acqua ed il salto termico corrispondente alle torri evaporative. Il raffreddamento dell'acqua all'interno delle torri evaporative è mediamente pari a 5 °C, mentre la portata è stata calcolata sulla base delle specifiche tecniche delle pompe di circolazione e della loro logica di regolazione. Le torri evaporative sono servite da n.3 pompe di circolazione centrifughe Grundfos tipo NK 80-315 con portata singola pari a 150 m^3/h e assorbimento elettrico pari a 22 kW. La logica di regolazione implementata è la seguente:

- Accensione di n.3 pompe di circolazione se n.3 compressori C115MX sono attivi;
- Accensione di n.2 pompe di circolazione se n.2 compressori C115MX sono attivi;
- Accensione di n.1 pompa di circolazione negli altri casi di produzione di aria compressa.

Le pompe di circolazione non sono provviste di inverter e perciò, se accese, trattano una portata pari al nominale. La logica di regolazione è comunque stata implementata in modo da ottenere un salto termico

circa costante a cavallo delle torri evaporative (pari a 5 °C), ed è stato quindi possibile calcolare la potenza termica da dissipare moltiplicando la portata massica di acqua per il salto termico ed il calore specifico. Nella realtà, questa differenza di temperatura potrebbe non essere costantemente uguale a 5 °C, ma le eventuali fluttuazioni sono state considerate ininfluenti ai fini del calcolo.

Figura 4.5 - Parte superiore di una delle tre torri evaporative

In figura 4.6 viene rappresentato uno schema di flusso della sezione di compressione e di dissipazione del calore.

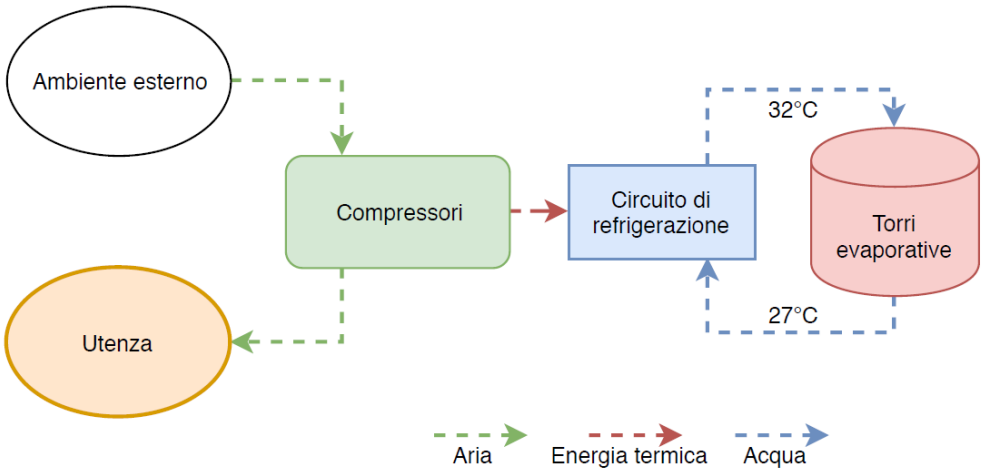


Figura 4.6 – Schema di funzionamento della dissipazione del calore di compressione attuale

4.2 Descrizione dell'intervento

L'intervento analizzato si pone come obiettivo l'integrazione termica tra i compressori e l'utenza richiedente acqua calda all'interno dello stabilimento. Come descritto nella sezione precedente, i compressori producono una cospicua quantità di calore a una temperatura relativamente bassa mentre l'utenza termica richiede acqua calda a un livello termico molto più elevato. Il risultato è l'impossibilità di integrare direttamente il calore di scarto con l'utenza, utilizzando un semplice di scambiatore di calore. La soluzione proposta è l'installazione di una pompa di calore che sia in grado di utilizzare il calore disponibile dalla refrigerazione dei compressori per fornire energia all'utenza termica descritta, a un livello di temperatura adeguato. La pompa di calore non si pone l'obiettivo di sostituire completamente l'UTF, ma di fornire la portata di acqua (o almeno una parte) all'UTF a una temperatura più elevata rispetto alla situazione attuale. Il risultato sarebbe un minor utilizzo delle caldaie, con conseguente riduzione dei costi relativi all'acquisto del metano. In figura 4.7 viene schematizzato il funzionamento successivo all'intervento

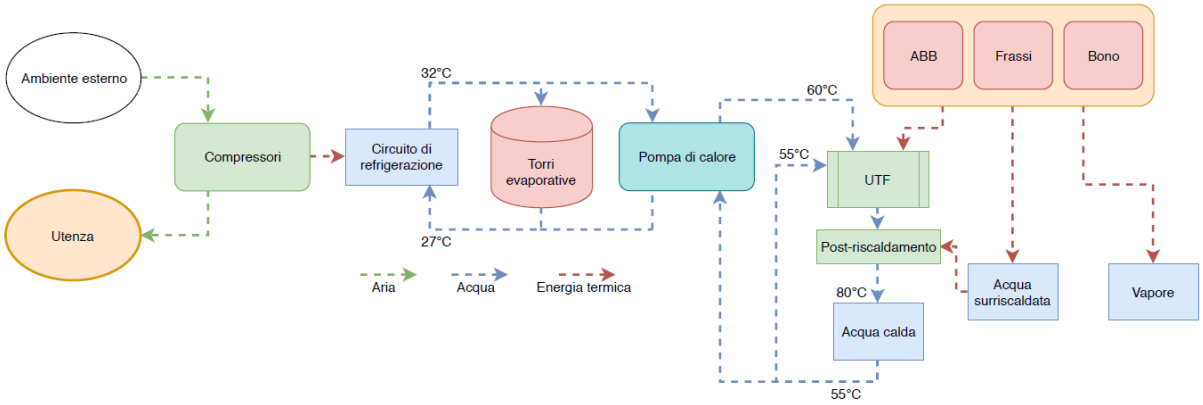


Figura 4.7 - Schema di funzionamento della situazione post-intervento

La pompa di calore, caratterizzata da una potenza inizialmente non stringente, verrebbe installata per recuperare una parte del calore, alla temperatura di 32°C, evitandone la dissipazione nelle torri evaporative e riutilizzandolo per riscaldare la portata di acqua dalla temperatura di 55°C fino a 60-70°C, a seconda della soluzione impiantistica scelta. Al momento dell'ideazione del progetto, non vengono poste limitazioni stringenti riguardanti i livelli di temperatura lato condensatore per favorire la scelta del costruttore idoneo.

Al termine dell'intervento, l'UTF potrà fornire calore a un fluido a una temperatura superiore rispetto a quella attuale di 55°C. Questa temperatura sarà il risultato del miscelamento della portata di acqua in uscita dalla pompa di calore (a 60-70°C, con portata massica dipendente dalle condizioni di funzionamento) e della portata di acqua residua (a 55°C). L'aggiunta del sistema Spyrax in parallelo alla pompa di calore porterebbe a un terzo flusso di massa a circa 61°C, con un conseguente ulteriore innalzamento della temperatura della portata totale in ingresso all'UTF. Queste modifiche andranno dunque a richiedere una variazione del funzionamento dell'Unità di Trattamento Fumi.

4.3 L'approccio utilizzato

Il primo passaggio per l'installazione di una nuova pompa di calore che renda possibile l'integrazione di due flussi termici con temperatura così differenti tra loro è la scelta della potenza nominale della macchina. Un sovradimensionamento della macchina porta a una frequente regolazione, con impatti negativi sul COP, o addirittura spegnimenti; un sottodimensionamento permette l'utilizzo continuo ma potrebbe non essere la soluzione ottimale dal punto di vista dell'energia annua prodotta, e quindi del guadagno economico. Sul mercato esiste un'ampia varietà di tecnologie utilizzabili in ambito industriale, ma si è scelto di concentrare l'attenzione sulle macchine a compressione di vapore, le più distribuite e sviluppate al momento. Come sottolineato nel capitolo 3, lo sviluppo futuro delle pompe di calore trans-critiche e termoacustiche potrà rendere queste tecnologie più interessanti rispetto a quella scelta, dal punto di vista energetico ed economico. Le pompe di calore a compressione risultano estremamente flessibili per quanto riguarda le potenze nominali e i livelli di temperatura all'evaporatore e al condensatore. Si è dunque scelto di fissare i livelli di temperatura e ottenere i risultati energetici ed economici al variare della potenza della pompa di calore.

4.3.1 Ipotesi di calcolo

4.3.1.1 Potenze disponibili e richieste

L'analisi dei dati disponibili è partita dal profilo di richiesta termica (misurato) e di potenza disponibile dai compressori (calcolato). Il confronto tra i due andamenti è rappresentato in figura 4.8.

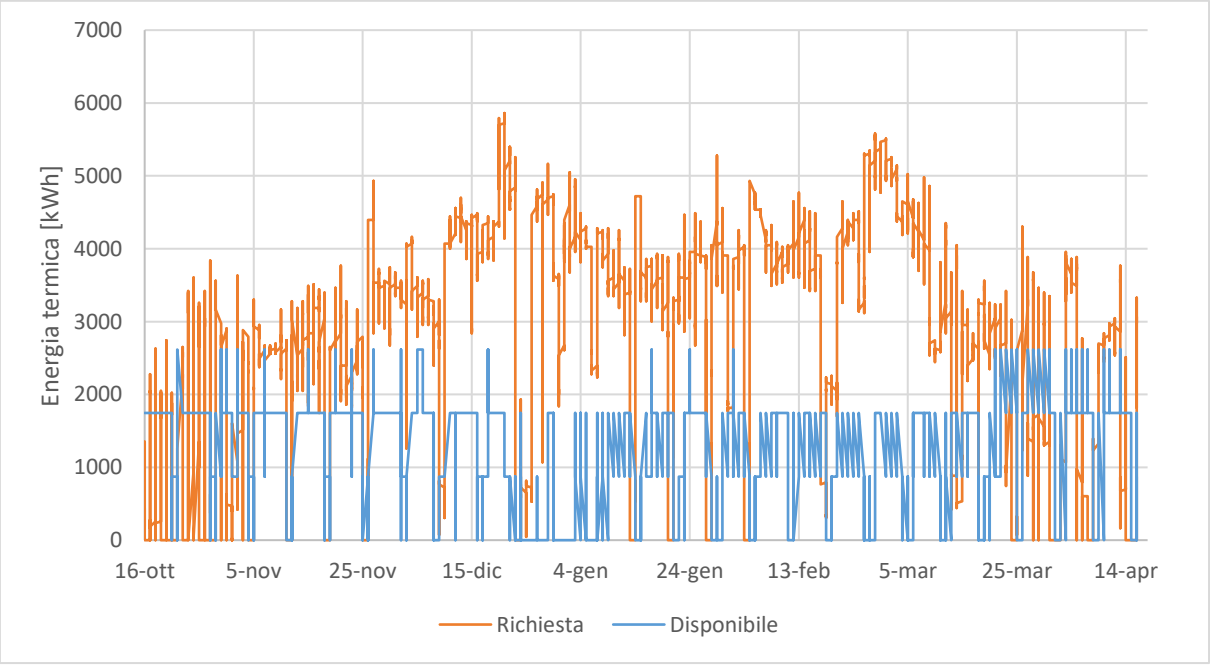


Figura 4.8 – Potenza richiesta e disponibile durante una stagione di riscaldamento

Si nota come la potenza media minore, quella che necessariamente comanda il dimensionamento della pompa di calore, sia quella resa disponibile dai compressori. Ciò significa che la macchina non potrà coprire completamente il fabbisogno di acqua calda delle due utenze e dovrà essere integrata con i sistemi esistenti. La potenza disponibile trova un massimo pari a circa 2600 kW, più frequentemente intorno ai 1700 kW; questa corrisponde alla potenza assorbita dall'evaporatore e verrà integrata con la potenza elettrica

(fortemente dipendente dal COP della macchina scelta) assorbita dal compressore per ottenere la potenza effettivamente fornita all'utenza.

4.3.1.2 Il prezzo dell'energia

Un parametro di fondamentale importanza nello studio di fattibilità di una pompa di calore è il prezzo dell'energia sotto forma di elettricità e di gas naturale. Questa particolare importanza deriva dal principio di funzionamento delle pompe di calore: queste macchine hanno l'obiettivo di sostituire, almeno in parte, l'utilizzo delle caldaie (alimentate a combustibili fossili) valorizzando una fonte di calore di scarto grazie all'utilizzo di una ridotta quota di energia elettrica. Di fatto, le pompe di calore producono energia termica utilizzando energia elettrica, mentre le caldaie utilizzano l'energia chimica contenuta nei combustibili. Questo significa che l'installazione delle pompe di calore risulta tanto più conveniente quanto più il prezzo dell'energia elettrica è basso e il prezzo del combustibile è alto. Poiché le caldaie installate presso lo stabilimento sono alimentate a gas naturale, questo combustibile sarà il riferimento durante l'analisi.

Un esempio di particolare convenienza per l'installazione delle pompe di calore è la Svezia, dove il prezzo dell'energia elettrica nel 2016 era di 0,066 €/kWh (la più bassa della zona euro) e del metano di 0,038 €/kWh (vicino alla media europea). Il rapporto tra i due prezzi risulta molto conveniente, soprattutto in confronto all'Italia dove il prezzo del metano è più basso (0,027 €/kWh) ma quello dell'energia elettrica è molto più alto (0,156 €/kWh, il più alto in Europa). Questa è la ragione della bassa distribuzione di pompe di calore nel nostro Paese, ma non porta come conseguenza diretta l'impossibilità di installazione. E' dunque necessario una precisa analisi costi/benefici per studiare attentamente la fattibilità dell'intervento; tale studio non sarebbe altrettanto necessario in Paesi in cui il costo dell'energia è più favorevole.

Il prezzo dell'energia elettrica è stato considerato variabile nel tempo, su base annuale, in base alle previsioni interne all'azienda. Questo andamento considera l'evoluzione del mercato e le modifiche nella generazione e distribuzione dei vettori energetici, e andrà a influire sul risultato finale. In tabella 4.1 e in figura 4.9 vengono presentati i valori fino al 2029.

Anno	**Prezzo EE [€/MWh]**	**Prezzo metano [c€/Sm³]**
2019	97,53	26,65
2020	98,33	26,47
2021	100,94	26,50
2022	107,06	28,69
2023	113,27	30,89
2024	119,58	33,09
2025	126,00	35,29
2026	131,03	36,87
2027	135,93	38,39
2028	141,35	39,94
2029	146,91	41,50

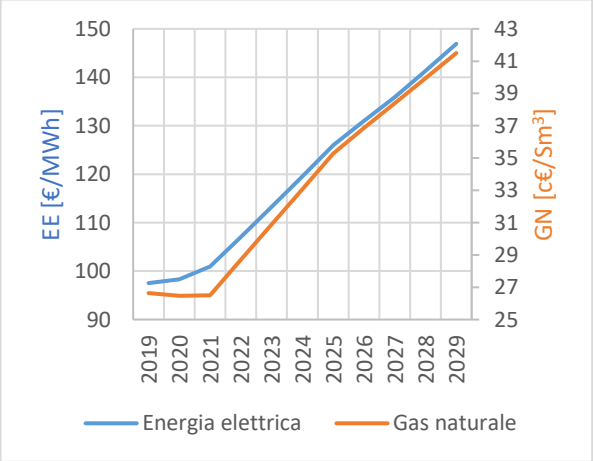


Tabella 4.1 – Variazione annuale del prezzo dei vettori energetici

Si nota un generale aumento con il tempo dei due vettori energetici principali, con un andamento molto simile tra i due. Dunque, l'effetto sul calcolo del saving annuo successivo all'installazione della pompa di calore non dovrebbe essere molto marcato. Per completezza, nelle sezioni successive verrà presentato un confronto tra i risultati ottenuti con e senza la variazione del prezzo dell'energia.

4.3.1.3 Le prestazioni della macchina

Nel paragrafo 3.2 sono stati descritti i parametri utili per la definizione e il controllo delle prestazioni delle pompe di calore. Si è accennato come il COP, parametro che verrà utilizzato nel seguito per la valutazione della macchina, sia estremamente dipendente dalla differenza di temperatura tra la sorgente calda e la sorgente fredda, e comunque inferiore al limite di Carnot. Considerando una temperatura media per le due sorgenti pari rispettivamente a 57,5°C (330,65 K) e 30°C (303,15 K), si ottiene come limite

$$COP_{limite} = \frac{330{,}65}{330{,}65 - 303{,}15} = 12{,}02$$

e, dunque, un COP realistico pari a 6 in condizioni nominali. Ovviamente, le pompe di calore reali possono presentare parametri di performance differenti al variare dei fluidi refrigeranti e delle condizioni di funzionamento, e dovranno essere valutate a seguito di contatti con i fornitori.

Il COP trova inoltre una variazione molto significativa quando la pompa di calore è in regime di regolazione. Il valore dichiarato dal fornitore, infatti, è quello che caratterizza realmente la macchina in condizioni "ideali" di funzionamento, con pressioni, temperature e potenze esattamente corrispondenti con quelle dichiarate come nominali. Tuttavia, è facile intuire come la pompa di calore si trovi spesso ad operare in condizioni diverse, per le motivazioni più disparate. Ad esempio, la potenza disponibile lato evaporatore potrebbe variare a causa di modifiche nel processo produttivo; oppure, la potenza richiesta dall'utenza potrebbe diminuire durante una giornata invernale particolarmente calda. Svariate situazioni possono dunque portare a una diminuzione della potenza termica erogata dalla pompa di calore, e lo scostamento dalle condizioni nominali di funzionamento si riflette generalmente in un peggioramento del COP. Questa variazione può in alcuni casi risultare molto pesante, con riduzioni anche del 60% a carichi molto ridotti. È comunque necessario sottolineare che il campo di regolazione delle pompe di calore commerciali va dal 100% al 30-40% della potenza nominale; per carichi inferiori, la macchina si spegne in quanto non potrebbe garantire parametri di funzionamento accettabili. Nel modello, è stata considerata una percentuale minima di carico pari al 40%. La variazione del COP con la percentuale di carico giustifica dunque una attenta analisi di dimensionamento delle macchine, per evitare che la pompa di calore sia sovradimensionata e, andando continuamente in regolazione, vada a diminuire eccessivamente il COP. All'interno del modello, la variazione del COP fornita dal costruttore è stata modellata con una funzione polinomiale.

La variazione del COP con la percentuale di carico viene normalmente fornita dal costruttore della pompa di calore. Nel paragrafo 4.5, unitamente alla descrizione dei preventivi ottenuti, viene descritta la variazione reale del COP per le macchine analizzate.

4.3.1.4 I parametri economici aziendali

I due parametri fondamentali che caratterizzano un investimento aziendale sono il Weighted Average Cost of Capital (WACC) e il Tax Rate. Il WACC è un valore percentuale che indica il costo del capitale e contiene informazioni riguardanti il valore dell'investimento e il suo livello di rischio. Il Tax Rate è, invece, un valore che indica la percentuale di guadagno annuale netto che viene pagata dall'azienda sotto forma di tasse. Negli investimenti aziendali di questo tipo, viene utilizzato un WACC pari a 7,5% e un Tax Rate pari a 27,5%.

4.3.2 I parametri economici

Di seguito vengono esposti i parametri che caratterizzano principalmente un investimento economico da parte di un'azienda, il Pay Back Time, il Net Present Value e l'Internal Rate of Return.

4.3.2.1 Il Pay Back Time

Il Pay Back Time (PBT) è il parametro fondamentale e rappresenta il numero di anni necessari per ottenere, grazie al risparmio economico annuo, un guadagno totale legato all'investimento pari all'importo dell'investimento stesso. Il PBT viene dunque calcolato matematicamente come

$$PBT\ [anni] = \frac{investimento\ totale\ [€]}{guadagno\ annuo\ \left[\frac{€}{anno}\right]}$$

Il PBT così calcolato viene anche definito "semplice", in quanto non tiene conto della variazione del valore del denaro con il tempo. Questo aspetto viene invece considerato negli altri parametri economici descritti in seguito.

Questo parametro è molto dipendente dalla natura dell'investimento, dalla tecnologia utilizzata e dalle condizioni di funzionamento. La sua valutazione, anche sommaria, permette di capire se un investimento risulterà remunerativo nel tempo oppure no. Tuttavia, è necessario anche confrontare il PBT con la vita utile dell'impianto: se un componente ha una vita utile di e.g. 2 anni e un PBT di 1 anno, l'investimento potrebbe essere considerato peggiore rispetto a un impianto il cui PBT è di 8 anni ma la vita utile è di 25 anni (come, ad esempio un impianto fotovoltaico). Dunque, questo parametro può essere utilizzato per delineare la fattibilità economica di massima; un'analisi più approfondita viene poi richiesta, in genere, per ottenere risultati più precisi e affidabili.

4.3.2.2 Il Net Present Value

Il Net Present Value (NPV) è un parametro che permette la valutazione precisa del valore dell'investimento dopo un determinato numero di anni. Esso viene espresso in € (o multipli) e viene calcolato, generalmente, come segue

$$NPV\ [€] = -I + \sum_{t=1}^{T} \frac{C_t}{(1 + WACC)^t}$$

dove:

- I è l'investimento totale iniziale;
- C_t è il flusso di cassa annuale durante l'anno t.

L'NPV tiene in considerazione due aspetti che il PBT non considera. Il primo è la diminuzione del valore del denaro con il tempo ed è tenuto in conto tramite il WACC: quanto maggiore è il costo del capitale, e quindi il rischio dell'investimento, tanto maggiore sarà la perdita di valore dell'investimento. Infatti, in questo ambito rientra il concetto di possibile conservazione del denaro investito e del deprezzamento dello stesso. Il secondo aspetto tenuto in considerazione dall'NPV è la possibilità che il flusso di cassa netto vari con il tempo: è possibile, dunque, inserire nell'analisi economica parametri variabili, non considerati invece tramite il Pay Back semplice.

Nel mondo degli investimenti, vengono considerati fattibili quei progetti che presentano un NPV positivo dopo un determinato numero di anni. Inoltre, è possibile stimare il Pay Back time reale (il quale, in genere, è minore di quello semplice a causa del deprezzamento) valutando l'andamento del NPV con il tempo. Il Pay Back time reale è il numero di anni necessari per ottenere un NPV nullo.

4.3.2.3 L'Internal Rate of Return

L'Internal Rate of Return (IRR) indica la profittabilità di un potenziale investimento e coincide con il tasso di sconto in corrispondenza del quale il Net Present Value risulta nullo dopo un determinato periodo di tempo. Di fatto, il calcolo dell'IRR si basa sulla medesima relazione utile alla valutazione dell'NPV.

$$-I + \sum_{t=1}^{T} \frac{C_t}{(1+IRR)^t} = 0$$

Poiché la formula è non lineare, deve essere risolta non analiticamente ma utilizzando un metodo per tentativi o un software di calcolo. In generale, l'obiettivo di un investimento è raggiungere un elevato IRR e ciò risulta valido per investimenti di vario tipo: così come i parametri precedentemente descritti, anche l'IRR può essere utilizzato per confrontare diversi investimenti con un medesimo metodo di calcolo.

4.3.3 Il calcolo del saving annuo

L'obiettivo finale della simulazione è senza dubbio il calcolo del risparmio economico annuo legato all'installazione della pompa di calore, valore da cui dipenderà direttamente il Pay Back Time. Il risparmio annuo dell'investimento proposto si compone di tre voci principali, di seguito descritte: il confronto tra l'utilizzo di energia primaria pre e post intervento, l'incentivo derivante dai Titoli di Efficienza Energetica e il bilancio economico legato alle minori emissioni di gas serra.

Le quote di energia utilizzate su base oraria sono le seguenti:

$$Q_{PdC,h} \quad Energia\ termica\ oraria\ prodotta\ dalla\ pompa\ di\ calore$$

$$Q_{disp,h} \quad Energia\ termica\ oraria\ disponibile\ lato\ compressori$$

$$Q_{need,h} \quad Energia\ termica\ oraria\ richiesta\ dall'utenza$$

4.3.3.1 Il bilancio di energia primaria

L'installazione della pompa di calore per il recupero dell'energia termica dai compressori ha come effetto immediato una riduzione del consumo di combustibile bruciato all'interno delle caldaie esistenti. Infatti, il bilancio totale di energia termica dello stabilimento deve essere comunque soddisfatto: l'utenza termica non varia in seguito all'intervento, ma la quota parte di calore fornita dalla pompa di calore non dovrà più essere fornita dalla caldaia. Conoscendo dunque l'energia termica utile fornita all'utenza da parte della macchina, è possibile calcolare la quantità di gas naturale risparmiata e, utilizzando le ipotesi di costo del combustibile, anche il risparmio economico connesso. Le relazioni utilizzate sono le seguenti

$$Q_{risp,h} = Q_{PdC,h} \quad \left[\frac{kWh_{th}}{ora}\right] \quad Energia\ termica\ oraria\ risparmiata$$

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{risp,h}}{\eta_{act}} \quad \left[\frac{kWh_{gn}}{ora}\right] \quad Energia\ di\ combustibile\ oraria\ risparmiata$$

$$Q_{gn,risp,y} = \sum_{h} Q_{gn,risp,h} \quad \left[\frac{kWh_{gn}}{anno}\right] \quad Energia\ di\ combustibile\ annua\ risparmiata$$

$$V_{gn,risp,y} = \frac{Q_{gn,risp,y}}{PCI_{gn}} \quad \left[\frac{Sm^3{}_{gn}}{anno}\right] \quad Portata\ di\ combustibile\ annua\ risparmiata$$

$$G_{gn,y} = V_{gn,risp,y} \cdot c_{gn} \qquad \left[\frac{€}{anno}\right] \qquad Guadagno\ annuo\ per\ risparmio\ del\ combustibile$$

dove c_{gn} è il prezzo del gas naturale per Sm^3. Esiste tuttavia un consumo di energia che viene aggiunto a causa del funzionamento della pompa di calore, e corrisponde al consumo di energia elettrica assorbita dalla macchina. Questa energia dipende direttamente dall'energia termica utile fornita dalla pompa di calore e dal COP della macchina, il quale risulta variabile con la percentuale di carico. Per questo motivo, il calcolo dell'energia elettrica aggiuntiva è stato portato a termine su base oraria, considerando la variazione del COP, per poi calcolare il costo aggiuntivo annuo, come segue

$$E_{agg,h} = \frac{Q_{PdC,h}}{COP_h} \qquad \left[\frac{kWh_{ee}}{ora}\right] \qquad Energia\ elettrica\ oraria\ consumata$$

$$E_{agg,y} = \sum_h E_{agg,h} \qquad \left[\frac{kWh_{ee}}{anno}\right] \qquad Energia\ elettrica\ annua\ consumata$$

$$C_{ee,y} = E_{agg,y} \cdot c_{ee} \qquad \left[\frac{€}{anno}\right] \qquad Costo\ aggiuntivo\ annuo\ per\ energia\ elettrica$$

dove c_{ee} è il prezzo dell'energia elettrica per kWh. Il bilancio netto delle due quote fornisce il guadagno o il costo annuale legato a un differente utilizzo dell'energia in input.

4.3.3.2 I Titoli di Efficienza Energetica

I Titoli di Efficienza Energetica costituiscono un incentivo economico legato a interventi volti al risparmio energetico in ogni sua forma. Essi vengono assegnati in seguito a interventi di varia natura per un numero di anni dipendente dalla tipologia di intervento stesso e sono normati dal DM 11 gennaio 2017, "Determinazione degli obiettivi quantitativi nazionali di risparmio energetico che devono essere perseguiti dalle imprese di distribuzione dell'energia elettrica e il gas per gli anni dal 2017 al 2020 e per l'approvazione delle nuove Linee Guida per la preparazione, l'esecuzione e la valutazione dei progetti di efficienza energetica."

Il metodo di calcolo, descritto dettagliatamente nell'Allegato I al decreto, "Metodi di valutazione e certificazione dei risparmi", si basa sul bilancio tra due componenti di energia primaria:

- L'energia primaria, espressa in TEP, consumata annualmente nella situazione ante-intervento, utilizzando parametri tecnologici appartenenti alla media di mercato applicati alle macchine esistenti;
- L'energia primaria, espressa in TEP, consumata a seguito dell'intervento e calcolata tramite previsioni.

Il bilancio tra le due componenti, se positivo, comporta un risparmio netto in termini di TEP: questo risparmio energetico viene convertito in guadagno economico utilizzando il valore del TEP sul mercato.

Per l'intervento in questione, il bilancio di energia primaria è stato focalizzato unicamente sulla quota di energia termica utile fornita dalla pompa di calore. La rimanente energia termica non vede una variazione nella sua generazione tra la situazione ante e post intervento, dunque non rientra nel computo.

Il calcolo dei TEE si è svolto come segue

$$TEP_{ante} = \frac{Q_{risp,y}}{\eta_{rif}} \cdot conv_{gn,TEP} \qquad \left[\frac{TEP}{anno}\right] \qquad Quantità\ di\ TEP\ utilizzati\ prima\ dell'intervento$$

$$TEP_{post} = E_{agg,y} \cdot conv_{ee,TEP} \quad \left[\frac{TEP}{anno}\right] \quad Quantità\ di\ TEP\ utilizzati\ dopo\ l'intervento$$

$$G_{TEP,y} = \left(TEP_{ante} - TEP_{post}\right) \cdot TEE_{value} \quad \left[\frac{€}{anno}\right] \quad Guadagno\ annuo\ per\ TEE$$

Dove η_{rif} è il rendimento di riferimento delle caldaie, $conv_{gn,TEP}$ è il fattore di conversione del gas naturale in TEP, $conv_{ee,TEP}$ è il fattore di conversione dell'energia elettrica in TEP e TEE_{value} è il valore economico del singolo Titolo di Efficienza Energetica.

4.3.3.3 Il risparmio legato alle emissioni

Tutti gli impianti di produzione di energia da fonti fossili sono soggetti a una precisa regolamentazione riguardante le emissioni di gas serra in atmosfera, introdotta dalla Direttiva Europea 87/2003. Questa direttiva si riferisce a un variegato gruppo di impianti energetici e di attività industriali, tra i quali ricade l'impianto analizzato da questo progetto. Infatti, gli impianti energetici di potenza calorifica di combustione pari o superiore ai 20 MW rientrano nel Sistema Europeo di Scambio di Quote di Emissione (EU ETS, istituito dalla medesima direttiva), ovvero un mercato di quote di emissione all'interno del quale le aziende possono vendere o acquistare a seconda delle necessità. La direttiva impone infatti a ogni impianto, in relazione alle emissioni, l'ottenimento annuale di un determinato numero di quote.

L'intervento che si propone di effettuare ha come conseguenza una riduzione dell'energia termica prodotta direttamente dalle caldaie e, dunque una riduzione del consumo di combustibile e di emissioni di biossido di carbonio. Questa riduzione, oltre ad essere positiva per l'ambiente, si trasforma in un guadagno economico in quanto le quote di carbonio da ottenere annualmente andranno a ridursi. Il calcolo del guadagno annuo è stato completato come segue

$$G_{em,y} = Q_{gn,risp,y} \cdot f_{em} \cdot c_{CO2} \quad \left[\frac{€}{anno}\right] \quad Guadagno\ annuo\ per\ minori\ emissioni$$

dove f_{em} è il fattore di emissione di anidride carbonica per il gas naturale e c_{CO2} è il costo per tonnellata di anidride carbonica.

È importante sottolineare che, sebbene la pompa di calore assorba energia elettrica durante il suo funzionamento, questa non è stata prodotta dallo stabilimento ma assorbita dalla rete esterna, e quindi generata da altri gestori i quali avranno pagato quote di carbonio. Dunque, l'aumento di assorbimento elettrico dalla rete non comporta un peggioramento economico, legato alle emissioni, per l'azienda.

4.4 Il modello in Matlab

Lo script che è stato generato utilizzando Matlab ha l'obiettivo di calcolare i costi e i risparmi annui derivanti dall'installazione della pompa di calore, rispetto alla situazione attuale. Gli input del modello sono i seguenti:

- Dati orari di portata dei compressori presenti in centrale termica principale (dato misurato), supposta costante per ogni anno di funzionamento;
- Dati orari di potenza termica richiesta dalle due utenze di acqua calda (dato misurato), supposta costante per ogni anno di funzionamento;
- Prezzo medio annuo dell'energia elettrica e del gas naturale (ipotesi);
- Caratteristiche della pompa di calore quali potenza termica nominale, COP nominale o sua variazione con la percentuale di carico, costo di investimento, percentuale minima di regolazione (dati forniti dal costruttore);
- Parametri economici aziendali (dati forniti dall'azienda);
- Parametri di riferimento per grandezze utili ai calcoli economici, come le conversioni dei vettori energetici in TEP o i rendimenti degli impianti reali e di riferimento. In tabella 4.2 vengono riassunti i parametri utilizzati, con la relativa unità di misura e il valore

Parametro	**Codice in Matlab**	**UdM**	**Valore**
Valore dei Titoli di Efficienza Energetica	TEE_value	€/TEE	246
Rendimento attuale delle caldaie	rend_cc_ora	-	0,9
Rendimento delle caldaie di riferimento	rend_cc	-	0,925
Fattore di conversione da Sm^3 a TEP	conv_smc_tep	TEP/Sm^3	$0{,}836*10^{-3}$
Fattore di conversione da MWh_e a TEP	conv_ee_tep	TEP/MWh_e	0,187
Fattore di emissione di CO_2	co2_em	kg/kWh	0,21
Prezzo di emissione della CO_2	co2_val	€/ton_{CO2}	15

Tabella 4.2 - Parametri di input per il modello in Matlab

4.4.1 Descrizione dello script

Lo script è stato strutturato analizzando i dati orari e calcolando, su base oraria, tutti i parametri di produzione e assorbimento di energia. Per ogni ora, viene confrontata la potenza disponibile (lato compressori) e quella richiesta (lato utenza) per capire se la pompa di calore può lavorare. Nella pagina seguente viene descritto graficamente il funzionamento del modello.

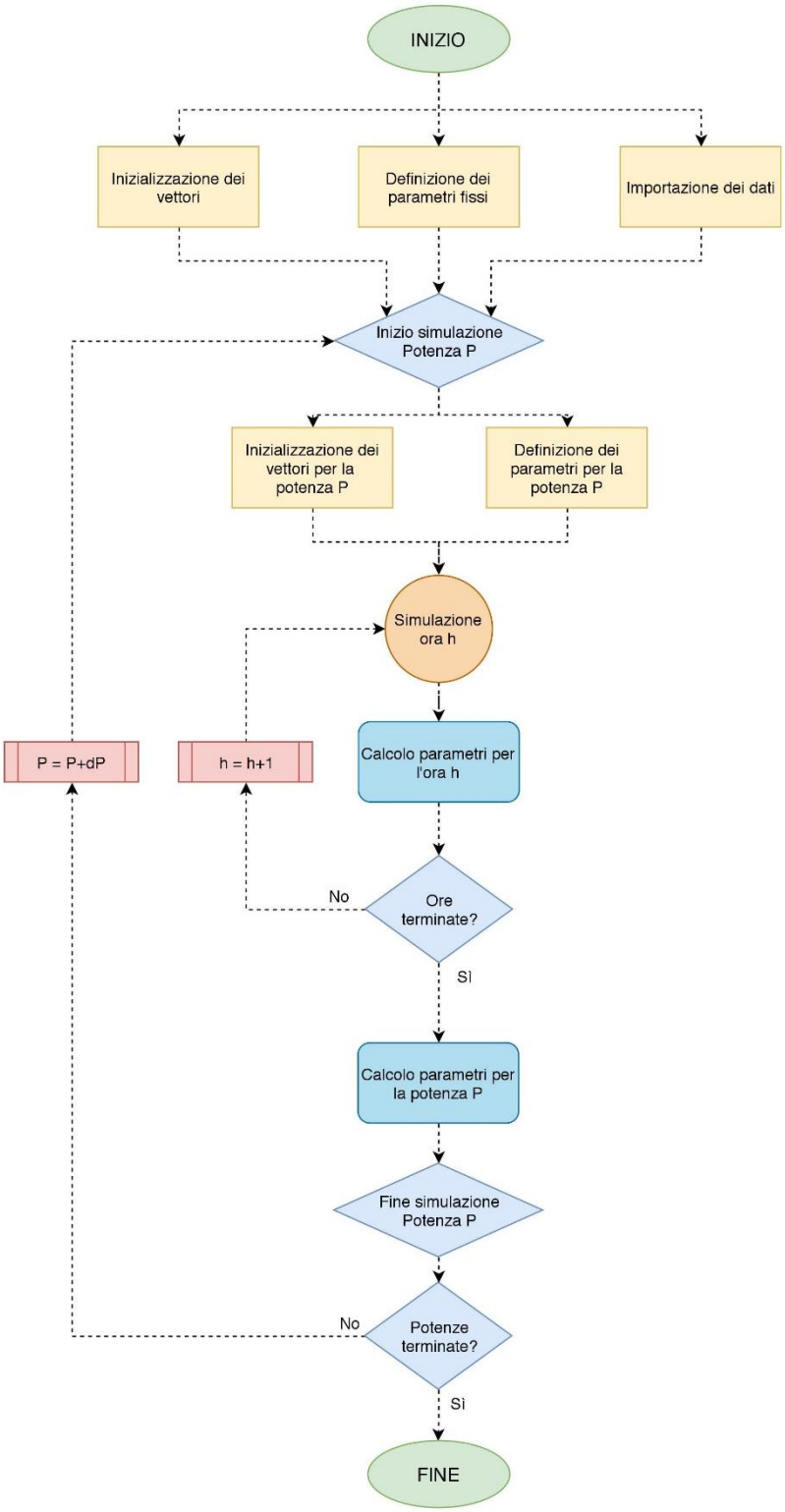


Figura 4.9 - Flowchart dello script per l'analisi oraria

In primo luogo, vengono definiti ed importati i dati relativi alle potenze disponibili e richieste su base oraria, nonché tutti i parametri fissi. La simulazione si focalizza poi sulla singola pompa di calore, con la definizione della potenza nominale e degli altri parametri relativi a quella potenza, andando così a modellare il funzionamento annuo di quella macchina. Una volta calcolati tutti i parametri, viene analizzata la seconda pompa di calore, di potenza superiore e con differenti parametri di prestazione e di prezzo, e così via fino al termine del numero di macchine da analizzare. I risultati su base annua delle singole pompe di calore vengono memorizzati all'interno di un vettore per il confronto grafico finale.

All'interno della simulazione della singola ora, il primo passaggio è il confronto tra la potenza disponibile lato compressori e la potenza nominale dell'evaporatore della pompa di calore. Ciò permette di capire se la potenza disponibile è in grado o meno di far funzionare la macchina a pieno. In base al risultato, si configurano i casi esposti in seguito: i casi 1, 2 e 3 derivano da una potenza disponibile maggiore della potenza all'evaporatore; viceversa, si configurano i casi 4, 5, 6 e 7. Nei casi 6 e 7, la potenza lato condensatore utilizzata per il confronto con la richiesta è stata calcolata con un metodo iterativo. In quei casi, infatti, la massima potenza termica fornita dalla pompa di calore dipende dalla potenza disponibile lato compressori e dal COP stesso, secondo la seguente relazione

$$Q_{cond,reg} = Q_{disp,h} + \frac{Q_{cond,reg}}{COP}$$

Si tratta di una relazione non lineare in quanto il COP varia con la percentuale di carico, la quale è direttamente dipendente dalla potenza fornita dalla pompa di calore, cioè l'incognita. Utilizzando un metodo iterativo, con il fissaggio di un numero massimo di iterazioni, viene calcolata la potenza al condensatore in regolazione ed il corrispondente COP, stimando l'errore relativo ed ottenendo la potenza in oggetto con un errore relativo inferiore allo 0,1%.

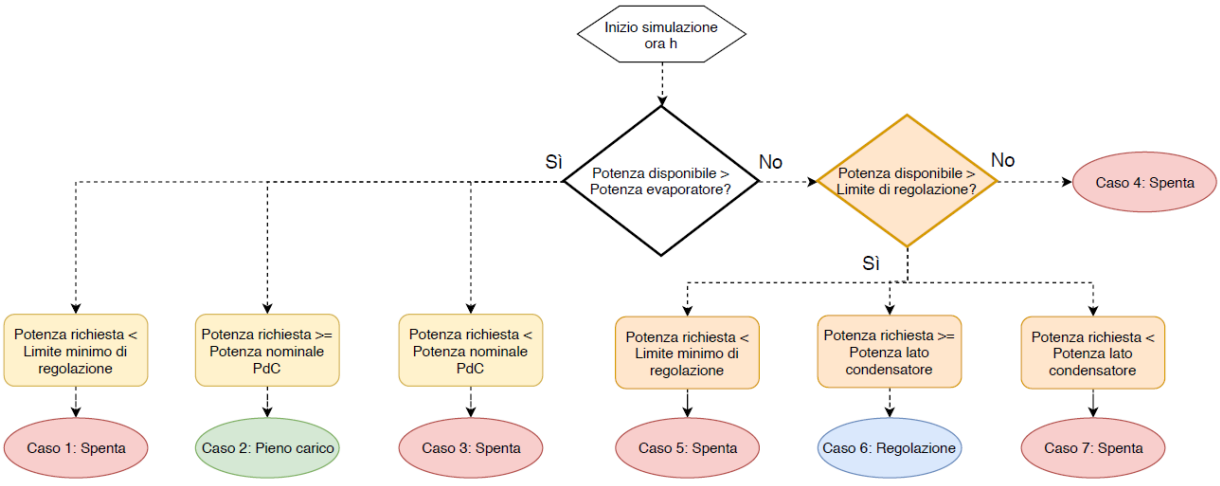


Figura 4.10 - Schema di flusso dello script

4.4.1.1 Caso 1

In questo caso, la potenza richiesta da parte dell'utenza è inferiore rispetto al limite di regolazione della pompa di calore, lato condensatore. Questo insieme comprende due casistiche differenti:

- La potenza richiesta da parte dell'utenza è nulla: in questa situazione, la pompa di calore risulta spenta in quando non esiste alcuna utenza da coprire;

- La potenza richiesta da parte dell'utenza è maggiore di zero: in questa situazione, la pompa di calore dovrebbe funzionare a una potenza molto ridotta, con una conseguente riduzione eccessiva del COP. Il costruttore, in fase di preventivo, consiglia sempre una potenza minima di funzionamento al fine di evitare eccessivi sprechi di energia primaria per un funzionamento a carico molto ridotto. La potenza richiesta dall'utenza viene coperta, come nella situazione ante-intervento, interamente dalle caldaie della centrale termica.

Nelle due situazioni presentate, il risultato è il medesimo: la pompa di calore viene spenta e non vi è alcuna produzione di energia termica utile né assorbimento di energia elettrica. Tutta la potenza prodotta dai compressori viene dunque dissipata utilizzando le torri evaporative e il sistema funziona come nella situazione attuale. In questo caso si ha

$$Q_{PdC,h} = 0$$

4.4.1.2 Caso 2

In questo caso, la potenza richiesta da parte dell'utenza è maggiore rispetto alla potenza nominale della pompa di calore. Si ha dunque la contemporanea presenza di una elevata potenza lato compressori e lato utenza, con la possibilità di far funzionare la macchina a pieno carico. La quota di potenza, lato compressori, superiore alla potenza nominale dell'evaporatore viene dissipata con le torri evaporative, mentre la quota di potenza utile che non può essere coperta dalla pompa di calore viene generata dalle caldaie. Questa è la configurazione ottimale per il funzionamento della pompa di calore: permette infatti il raggiungimento del COP ottimale (normalmente, quello nominale) e la produzione della massima quantità di energia termica utile, con il conseguente massimo risparmio in termini di energia primaria. Si ha dunque

$$Q_{PdC,h} = Q_{PdC,nom}$$

4.4.1.3 Caso 3

In questo caso, la potenza richiesta dall'utenza è superiore rispetto al limite inferiore di regolazione della macchina ma minore della potenza nominale del condensatore. Ciò significa che la pompa di calore è in grado di funzionare ma, a causa della ridotta potenza utile richiesta, non riesce a raggiungere il pieno carico. Di conseguenza, poiché la macchina è stata progettata per un salto termico di 5 °C al condensatore, ed a causa della presenza dei sistemi attualmente esistenti, la pompa di calore dovrebbe riscaldare una portata eccessiva rispetto a quanto richiesto dall'utenza. Viene quindi ipotizzato il bypass della pompa di calore per evitare incongruenze con i dati effettivi di richiesta termica Si ha quindi

$$Q_{PdC,h} = 0$$

4.4.1.4 Caso 4

In questo caso, la potenza disponibile lato compressori è inferiore rispetto al limite di regolazione dell'evaporatore. La pompa di calore, dunque, non è in grado di funzionare e viene spenta. Si ha

$$Q_{PdC,h} = 0$$

4.4.1.5 Caso 5

In questo caso, la potenza richiesta dall'utenza è inferiore rispetto al limite di regolazione, lato condensatore. Il risultato è lo stesso rispetto al caso 1.

4.4.1.6 Caso 6

In questo caso, la potenza richiesta dall'utenza è superiore alla potenza lato condensatore in regolazione ma la potenza disponibile lato compressori è inferiore alla potenza nominale lato evaporatore. Dunque, la macchina potrebbe funzionare a pieno carico lato utenza, ma viene accesa in regime di regolazione a causa della bassa potenza da dissipare da parte dei compressori. La potenza da dissipare viene quindi totalmente utilizzata per alimentare la pompa di calore. Si ha

$$Q_{PdC,h} = Q_{cond,reg}$$

4.4.1.7 Caso 7

In questo caso, la potenza disponibile lato compressori è inferiore alla potenza nominale lato evaporatore e, contemporaneamente, la potenza richiesta dall'utenza è minore rispetto alla potenza lato condensatore. La pompa di calore dovrebbe funzionare in regime di regolazione per entrambe le ragioni, con una conseguente ulteriore riduzione di potenza e di prestazioni rispetto al caso 5. In realtà, così come ipotizzato nel caso 3, la pompa di calore viene bypassata e quindi spenta. Si ha

$$Q_{PdC,h} = 0$$

Il modello, ogni volta che viene fatto "girare", recepisce tutti i dati in input e confronta, su base oraria, la potenza da dissipare, quella richiesta e quella della pompa di calore per calcolare in quale caso ci si trova. Nota l'energia prodotta dalla macchina nell'ora, viene calcolata l'energia elettrica assorbita utilizzando una funzione polinomiale (calcolata automaticamente da Matlab, tramite il comando polyfit) per approssimare il valore del COP in corrispondenza della percentuale effettiva di carico. Viene anche poi calcolata l'energia di combustione risparmiata utilizzando il rendimento effettivo delle caldaie. Si ha dunque, per ogni ora

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{PdC,h}}{\eta_{act}} \quad \left[\frac{kWh_{gn}}{ora}\right] \qquad E_{agg,h} = \frac{Q_{PdC,h}}{COP_h} \quad \left[\frac{kWh_{ee}}{ora}\right]$$

Al termine della simulazione oraria, si ottiene una serie di vettori contenenti rispettivamente l'energia prodotta dalla pompa di calore, l'energia risparmiata e l'energia elettrica assorbita, tutte su base oraria. Ciò permette di calcolare le stesse energie su base annuale, per passare poi ai calcoli economici. Viene quindi calcolato il bilancio economico così come descritto nel paragrafo 4.3.3 e, infine, i parametri economici utilizzando le formule presentate nel paragrafo 4.3.1. La simulazione può essere utilizzata per confrontare pompe di calore di vario genere, di qualsiasi potenza e di qualsiasi costruttore a patto che siano disponibili i dati in input descritti in precedenza.

4.4.1.8 Il controllo delle ore di funzionamento

Uno dei parametri da considerare durante la scelta di un componente da installare è la quantità di ore di funzionamento e, soprattutto, la percentuale di ore di funzionamento rispetto al totale delle ore di riferimento, ad esempio quelle che compongono una stagione di riscaldamento. Questo permette di capire se le condizioni esterne permetteranno un funzionamento pressoché continuo della macchina oppure se vi saranno frequenti fermate o lunghi periodi durante i quali la macchina non potrà funzionare. Nel caso della pompa di calore, è anche importante considerare la quantità di ore di funzionamento a pieno carico, in quanto le prestazioni della macchina sono massime: questo è un parametro da considerare ma che risulterà non di fondamentale importanza, almeno per pompe di calore di non eccessiva potenza, per la scelta della macchina giusta dal punto di vista energetico ed economico.

Come descritto nel paragrafo precedente, le condizioni di funzionamento della pompa di calore sono definite sulla base del confronto tra la potenza da dissipare lato compressori e quella richiesta lato utenza, tenendo conto della potenza al condensatore e all'evaporatore della pompa di calore. Ogni casistica in cui cambiano i rapporti tra queste grandezze porta a un funzionamento diverso: macchina spenta, macchina in regime di regolazione oppure macchina a pieno carico. Nel modello orario sono stati introdotti due vettori, "match_lato_utenza" e "match_lato_compr", che rappresentano i controlli rispettivamente lato utenza e lato compressori. In particolare, il vettore di controllo lato compressori può assumere il valore "0" se la potenza da dissipare dai compressori risulta minore rispetto al limite di regolazione della pompa di calore, lato evaporatore, oppure il valore "1" quando tale potenza è sufficiente al funzionamento della macchina. Il vettore di controllo lato utenza, invece, può assumere tre diversi valori:

- "0" se la potenza richiesta dall'utenza è inferiore rispetto al limite di regolazione della macchina, lato condensatore. Più in generale, questo vettore assume il valore "0" in ogni situazione in cui la pompa di calore è spenta;
- "1" se la potenza richiesta dall'utenza è sufficiente a far funzionare la pompa di calore ma non così elevata da raggiungere il pieno carico. In questa situazione, la pompa di calore funziona in regime di regolazione;
- "2" se la potenza richiesta dall'utenza è superiore alla potenza nominale della pompa di calore. In questa situazione, la pompa di calore può funzionare a pieno carico.

I vettori di controllo appena descritti vengono infine confrontati tra loro. Se entrambi sono maggiori di zero, significa che il bilancio energetico orario è tale da permettere il funzionamento della macchina e, dunque, viene aggiunta un'ora di funzionamento. Questo permette, infine, il calcolo delle percentuali di funzionamento della macchina a pieno carico ed in regolazione. In tabella 4.3 vengono riportati i valori dei due vettori di controllo in corrispondenza delle casistiche descritte nei paragrafi precedenti.

	match_lato_utenza	**match_lato_compr**	**Funzionamento**
Caso 1	1	0	Spenta
Caso 2	1	2	Pieno carico
Caso 3	0	1	Spenta
Caso 4	0	0	Spenta
Caso 5	1	0	Spenta
Caso 6	1	1	Regolazione
Caso 7	0	1	Spenta

Tabella 4.3 - Condizioni di funzionamento della pompa di calore

4.4.2 I limiti del modello

Il modello orario che è stato messo a punto è uno strumento interessante per un confronto preciso e puntuale tra le quote di energia che coesistono in un sistema basato su una pompa di calore. Permette un calcolo rigoroso dei principali parametri energetici ed economici legati all'investimento, tenendo in considerazione tutte le casistiche possibili all'interno delle quali il sistema può ricadere. La precisione di questo modello, però, si trasforma in uno svantaggio dal punto di vista dell'applicabilità dello stesso. Sono stati descritti gli input necessari per il funzionamento corretto dello script, ed è importante notare che in assenza di uno o più di questi dati, il modello non può funzionare. I dati mancanti potrebbero comunque essere stimati o ipotizzati sulla base di considerazioni realistiche, introducendo un coefficiente di errore che potrebbe comunque risultare accettabile.

La principale limitazione di questo lavoro è legata ai dati energetici lato compressori (la potenza che, in assenza della pompa di calore, verrebbe dissipata tramite le torri evaporative) e lato utenza, e presenta due sfaccettature. La prima riguarda la possibile indisponibilità dei dati orari per le due quote energetiche in gioco. Alcune realtà industriali non dispongono di sistemi di misura tarati su una frequenza così breve e potrebbero quindi avere a disposizione gli stessi dati ma su una base temporale più lunga, ad esempio su base giornaliera. In questi casi, il modello orario non può funzionare in quanto si basa sull'ipotesi fondamentale di equivalenza tra potenza ed energia, ipotesi non vera su base giornaliera. In tal caso, il modello dovrebbe essere modificato per ottenere un confronto su base giornaliera, riducendo però la precisione. Il secondo limite correlato con i dati a disposizione è l'ipotesi su cui si basa tutto il ragionamento: il modello considera che la richiesta da parte dell'utenza e l'energia da dissipare lato compressori si mantengano costanti durante tutto il periodo di funzionamento della pompa di calore. Questa è un'ipotesi realistica, ma potrebbe venir meno in casi di particolare variazione della temperatura esterna o della richiesta di aria compressa o di energia termica da parte dell'utente. Ad esempio, se un reparto dello stabilimento fosse costretto a chiudere, definitivamente oppure no, si verificherebbe una netta riduzione dell'energia da dissipare dai compressori, in quanto la richiesta calerebbe in maniera significativa. Questo potrebbe portare a una modifica riguardo i rapporti tra le energie in gioco, variando il tempo di ritorno dell'investimento e gli altri parametri.

Dal punto di vista della potenza di funzionamento della pompa di calore, è stata introdotta l'ipotesi di spegnimento della macchina nella situazione in cui la richiesta da parte dell'utenza è minore rispetto alla potenza lato condensatore. Questa approssimazione è dovuta all'impossibilità pratica, da parte della pompa di calore, di coprire completamente il fabbisogno dell'utenza dal punto di vista termico. Sebbene dal punto di vista energetico ciò sia possibile, questo non accade in quanto il salto termico lato condensatore è stato considerato costante e pari a 5 °C, con l'invio di acqua all'UTF a 60 °C. Il rimanente salto termico per il raggiungimento degli 80 °C richiesti dall'utenza deve essere coperto dall'UTF e dal post-riscaldatore connesso all'acqua surriscaldata. Poiché questo aspetto è valido anche quando la richiesta dell'utenza è di poco superiore alla potenza nominale della pompa di calore, si è deciso di considerare con buona approssimazione uno spegnimento della macchina nelle ore in cui l'utenza è minore della sua potenza nominale e, invece, un funzionamento a pieno carico nelle altre condizioni. Tenendo conto che questo spegnimento si osserva per una percentuale variabile tra l'1 % e il 3 % al variare della potenza della macchina, è stata considerata un'ipotesi attendibile e che introduce un errore minimo nel computo totale. Questa confidenza è ancora più forte se si pensa che la potenza di comando è quella lato compressori e, dunque, la richiesta da parte dell'utenza sarà per la maggior parte dei casi di gran lunga maggiore rispetto alla potenza della pompa di calore.

Infine, è importante sottolineare che l'assenza dell'inverter sulle pompe di circolazione rende variabile il livello termico di ingresso, e quindi di uscita, dell'acqua nelle torri evaporative. Dal punto di vista sperimentale, sono state osservate variazioni di circa 2 °C in valore assoluto rispetto ai 27 °C nominali. Conseguentemente a queste variazioni, le prestazioni della pompa di calore potrebbero subire delle lievi modifiche, positive o negative, dal punto di vista del COP della macchina. Queste variazioni non sono state considerate nel modello.

4.5 Analisi dei preventivi

Il fornitore contattato è stato GEA, un'azienda leader nella fornitura di macchine per l'industria, soprattutto nel settore alimentare. GEA produce e distribuisce macchine e componenti di ogni genere, tra cui compressori, congelatori, evaporatori, valvole, pompe, sistemi di controllo e di movimentazione e pompe di calore industriali. Questa azienda è stata contattata in quanto il salto termico necessario per il sistema non è molto comune per le pompe di calore civili, prodotte invece da una varietà molto più ampia di costruttori.

Le pompe di calore GEA utilizzano ammoniaca, l'unico fluido refrigerante al momento utilizzato sul mercato in grado di assicurare valori di ODP e GWP pari a zero, e presentano una ampia gamma di potenze nominali.

I preventivi ottenuti riguardano pompe di calore di potenzialità pari a 500 kW, 800 kW e 1100 kW circa. Sono potenze che rientrano nell'intervallo selezionato in precedenza e, soprattutto, sono tutte inferiori alla potenza massima disponibile lato compressori. Di fatto, i preventivi si riferiscono a una unica pompa di calore (GEA RedAstrum) con potenza e salto termico differenti a seconda della necessità, del compressore utilizzato e delle condizioni. Si è dunque parlato di una singola pompa di calore che potesse essere adattata a varie potenze e salti termici. Per analizzare al meglio le alternative, sono stati presi in considerazione due diversi salti termici:

- Soluzione A: all'evaporatore: 32/27 °C; al condensatore: 55/60°C;
- Soluzione B: all'evaporatore: 32/27 °C; al condensatore: 55/70°C;

La differenza di prezzo e di prestazioni, che potrebbe sembrare minima, ha avuto un forte impatto nella scelta tra le due soluzioni. In primo luogo, un aumento del salto termico tra sorgente fredda e calda ha come conseguenza una riduzione del COP nominale della macchina, per cui è consigliabile la scelta della soluzione A. Inoltre, un salto termico di 15°C al condensatore richiede l'installazione di un sub cooler che permetta un pre-riscaldamento dell'acqua prima che questa sia inviata al condensatore e al circuito di raffreddamento dell'olio del compressore. Questo componente aggiuntivo si riflette in un costo più elevato per la pompa di calore, ma non porta a un vantaggio particolarmente significativo in quanto l'acqua di riscaldamento, a qualsiasi temperatura esca dalla pompa di calore, dovrà comunque ricevere ulteriore energia per poter essere inviata all'utenza al livello termico desiderato. Si è dunque deciso di proseguire l'analisi della soluzione A.

In questo ambito, la tabella 4.4 riassume le principali caratteristiche della macchina scelta, con i tre livelli di potenza citati. Al costo di investimento indicato è stata aggiunta una quota del 10% per l'installazione.

	500 kW	**800 kW**	**1100 kW**
Potenza al condensatore [kW_{th}]	500,1	800,0	1100,0
Potenza all'evaporatore [kW_{th}]	401,2	657,4	909,9
Potenza elettrica [kW_e]	108,8	157,0	208,4
COP nominale [-]	4,6	5,1	5,28
Investimento [k€]	235	245	270

Tabella 4.4 - Principali caratteristiche della pompa di calore GEA RedAstrum in assetto da 500, 800 e 1100 kW

Il costruttore ha inoltre fornito una valutazione del COP al variare della percentuale di carico. Questi dati, che sono stati utilizzati come input per il modello orario, sono rappresentati in figura 4.11.

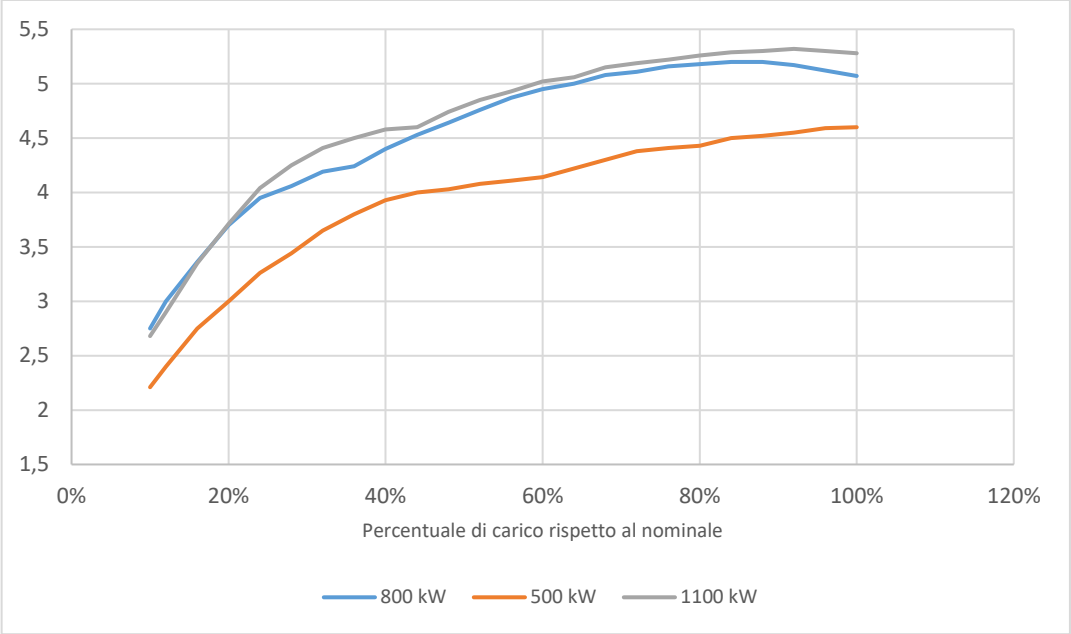


Figura 4.11 - Variazione del COP con la percentuale di carico

Si nota come la pompa di calore da 500 kW abbia un COP decisamente inferiore rispetto alle altre, per tutto il campo di funzionamento; viceversa, il COP corrispondente a 800 kW e 1100 kW è molto simile. Le macchine da 500 kW e 800 kW sono costituite infatti dal medesimo compressore, ma la taglia maggiore permette il funzionamento di tale compressore alla velocità nominale. Al contempo, la pompa di calore da 1100 kW monta un compressore di taglia maggiore, con cui si ottiene un COP più elevato rispetto alla macchina da 800 kW. Questo aspetto, congiunto con il differente costo di investimento al variare della potenza, influenza in maniera pesante il Pay Back Time. In figura 4.12 viene rappresentato il design della pompa di calore proposta dal fornitore.

Figura 4.12 - Pompa di calore GEA RedAstrum

Capitolo 5

Analisi dei risultati

5.1 Risultati dell'analisi oraria

Questo paragrafo si pone l'obiettivo di descrivere in dettaglio i risultati raggiunti in termini energetici ed economici, utilizzando il modello orario descritto in precedenza. Vengono presentati i dati come confronto tra le soluzioni proposte dal costruttore, in modo da indirizzare la scelta verso la pompa di calore che meglio si adatterebbe alla realtà impiantistica attuale.

5.1.1 Il tempo di funzionamento

Il primo parametro da considerare nella scelta della macchina sono le ore di funzionamento durante una stagione invernale. Il modello orario analizza le 4373 ore che compongono tale periodo (dalle ore 00:00 del 16 ottobre 2017 alle ore 10:00 del 16 aprile 2018) e, confrontando le potenze disponibili e richieste con la taglia della pompa di calore, valuta le ore di funzionamento e la percentuale di ore in cui la macchina è in grado di funzionare a pieno carico o in regolazione.

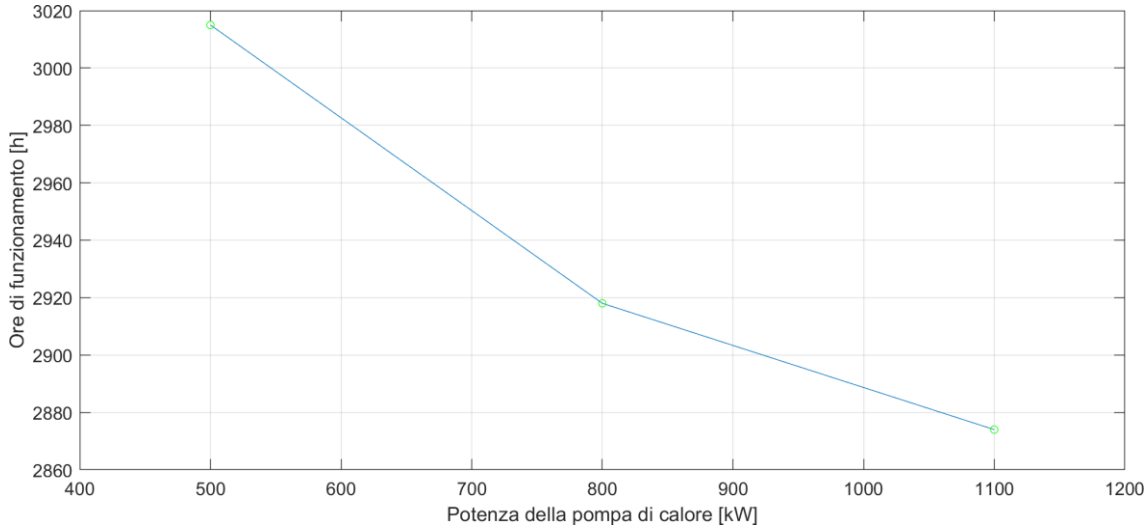


Figura 5.1 – Ore di funzionamento

In figura 5.1 viene rappresentato l'andamento delle ore di funzionamento. La caratteristica principale da evidenziare è la riduzione delle ore di funzionamento all'aumentare della potenza della pompa di calore. Questo è un risultato prevedibile in quanto, all'aumentare della potenza nominale aumenta anche la potenza minima in fase di regolazione. Più quest'ultima è elevata, maggiore sarà il numero di ore in cui la pompa di calore non potrà funzionare perché la potenza da dissipare oppure la potenza richiesta dall'utenza saranno troppo ridotte.

In figura 5.2 vengono rappresentati i dati relativi alle percentuali di funzionamento delle pompe di calore. È importante notare come, a differenza della figura 5.1, in quest'ultima sia stata integrata anche la percentuale di ore in cui la richiesta da parte dell'utenza è nulla. La figura seguente, quindi, rappresenta la percentuale di funzionamento della macchina durante le ore in cui la richiesta termica è maggiore di zero. La percentuale di carico totale varia allo stesso modo rispetto alle ore di funzionamento totali, essendo le due grandezze strettamente correlate, mentre la percentuale di funzionamento a pieno carico ha un andamento molto più decrescente. La ragione va ricercata nel fatto che se la pompa di calore è dimensionata su una potenza eccessiva, la potenza richiesta non è sufficiente a far funzionare la macchina a pieno carico per un grande numero di ore. Al contrario, se la potenza della macchina è ridotta, l'utenza

richiede una potenza sempre, o almeno molto più spesso, superiore alla taglia del condensatore, permettendo un funzionamento più continuo a pieno carico. Inoltre, per quanto riguarda la macchina da 1100 kW, osservando la figura 5.4 si nota come nel periodo post-natalizio vi sia una frequente regolazione di minima entità. Ciò è dovuto alle frequenti fluttuazioni di potenza lato compressori, che portano a una regolazione minima ma comunque registrata nel computo delle ore in regime di regolazione. Infine, è interessante osservare che per le macchine da 500 e 800 kW, il funzionamento a pieno carico corrisponde con il funzionamento totale in quanto la potenza disponibile lato compressori è sempre maggiore della potenza nominale dell'evaporatore. D'altra parte, la pompa di calore da 1100 kW si trova a regolare per un cospicuo numero di ore per la ragione inversa. L'effetto della regolazione si vede quindi esclusivamente dal lato dei compressori, mentre è stato eliminato dal lato dell'utenza come ipotesi, descritta in precedenza.

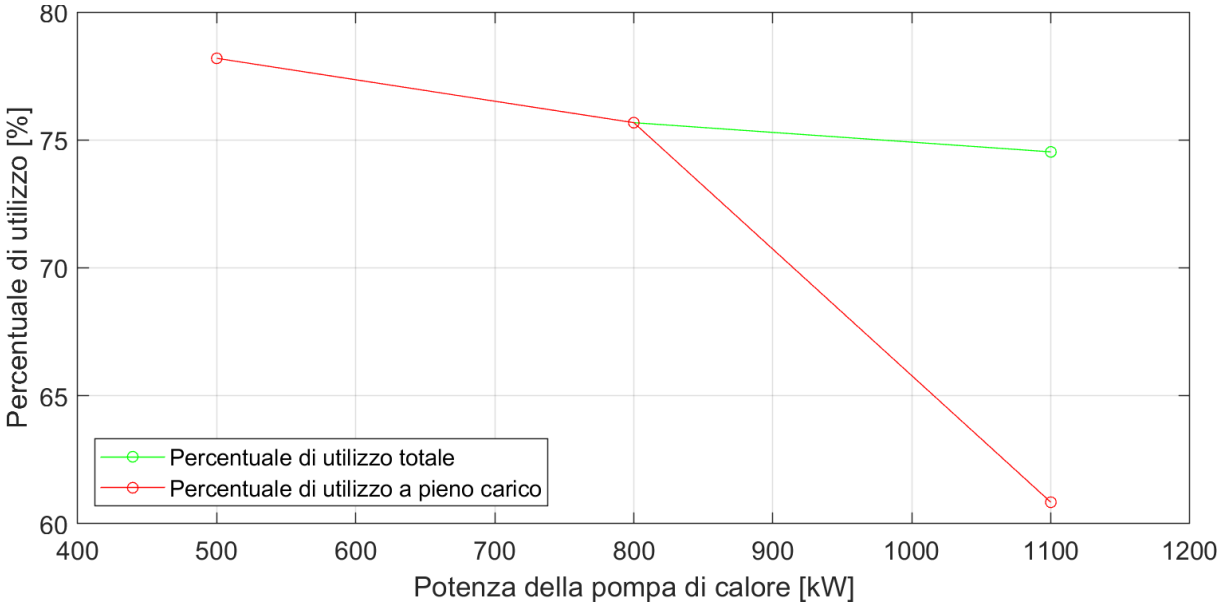


Figura 5.2 – Percentuale di utilizzo

Nei paragrafi seguenti si noterà come l'andamento di quasi tutte le grandezze misurate o calcolate rispecchi quello appena visto, in modo più o meno consistente. In ogni caso, dal punto di vista delle ore di funzionamento, e soprattutto per la percentuale di funzionamento a pieno carico, sembra che la taglia ottimale sia la più piccola. Questa prima analisi, però, verrà rovesciata dalle seguenti.

5.1.2 I risultati energetici

I parametri energetici analizzati in questa sezione sono il calore utile prodotto dalla pompa di calore e l'energia elettrica assorbita durante il funzionamento. Non vengono riportati in questa sezione i dati relativi all'energia risparmiata sotto forma di combustibile, valori strettamente correlati con l'energia termica prodotta dalla macchina tramite il rendimento delle caldaie. In figura 5.3 e 5.4 vengono rappresentati i risultati ottenuti come somma su base annua dei dati processati su base oraria.

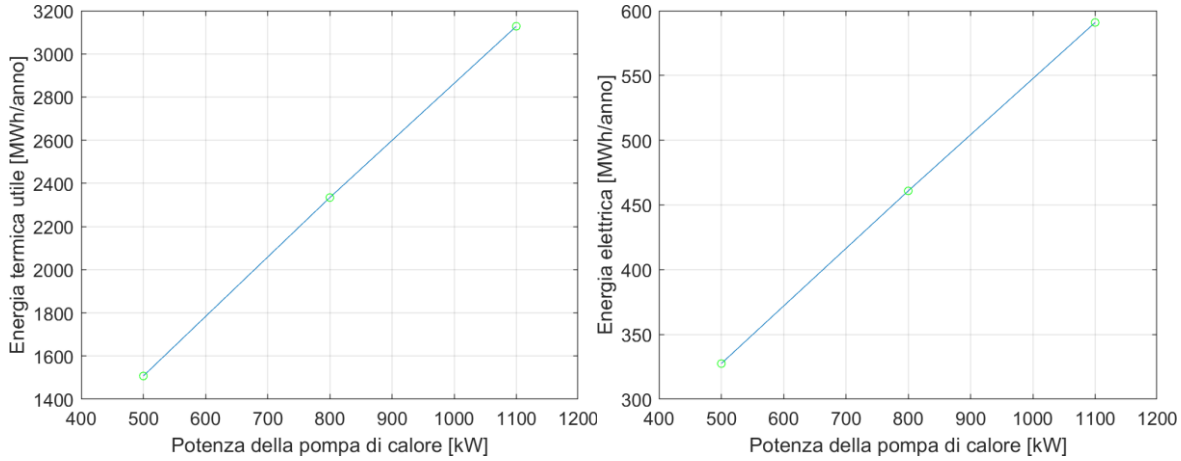


Figura 5.3 – (A) Energia termica utile prodotta ed (B) energia elettrica assorbita dalla pompa di calore

In questo caso, i due parametri energetici hanno un andamento strettamente crescente con la potenza della pompa di calore. Anche questo risultato non è sorprendente, in quanto una macchina di potenza maggiore porta una maggior quantità di energia prodotta, a parità di ore di funzionamento. Dal punto di vista delle ore di funzionamento, si è visto come la variazione con la potenza della pompa di calore non sia molto marcata, soprattutto per quanto riguarda le ore totali di funzionamento. Questo fenomeno porta alla naturale conseguenza di un andamento lineare dell'energia, prodotta e consumata. La non perfetta linearità è dovuta alla consistente riduzione delle ore di funzionamento a pieno carico per le macchine di taglia maggiore.

Nella figura successiva viene rappresentato il profilo della richiesta termica successiva all'introduzione della pompa di calore, con la copertura di calore da parte della macchina da 1100 kW. Come previsto, la pompa di calore funziona a pieno carico quando vi è disponibilità da parte dei compressori e quando la richiesta è molto elevata. Il funzionamento a pieno carico è quello prevalente, mentre si osserva un inseguimento della richiesta termica quando questa è inferiore rispetto al carico nominale.

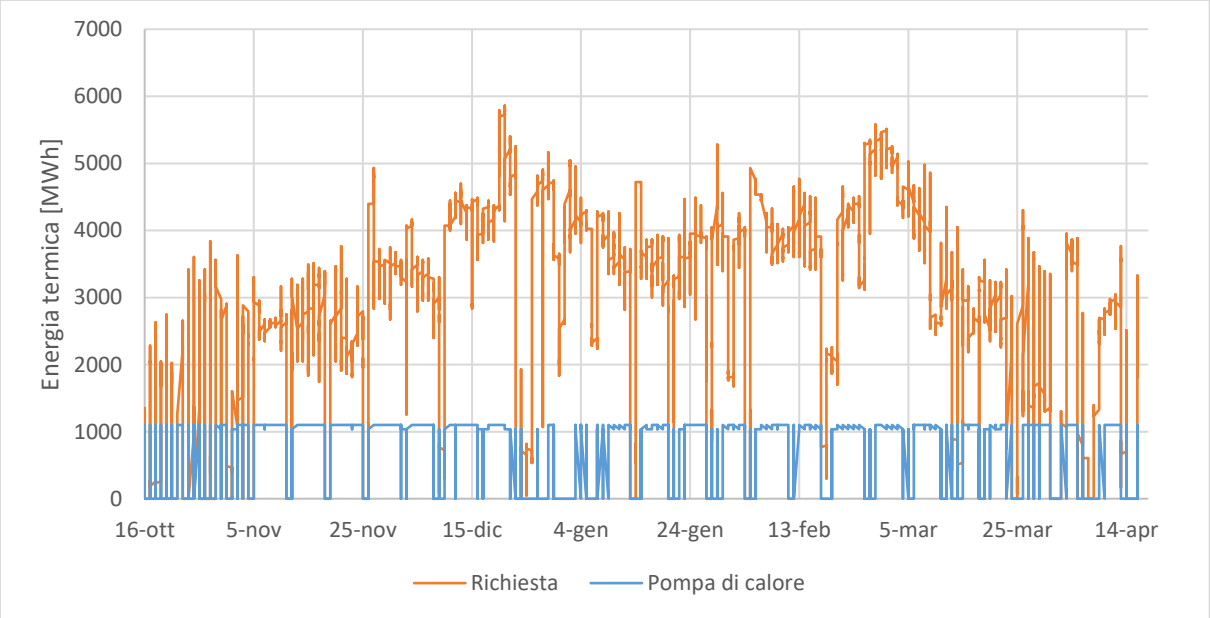


Figura 5.4 - Confronto tra il profilo di richiesta termica e l'energia prodotta dalla pompa di calore

Il risultato complessivo per la pompa di calore da 1100 kW è estremamente positivo dal punto di vista energetico. Durante l'intera stagione di riscaldamento, questa macchina risulta in grado di recuperare il 55% dell'energia dispersa dai compressori, con una copertura stagionale del 25% della richiesta da parte dell'utenza.

5.1.3 I risultati economici

Per calcolare i parametri economici fondamentali per la valutazione della bontà di un investimento, quali il Net Present Value e il Pay Back Time, è necessario in primo luogo calcolare il bilancio economico annuo, come descritto nel paragrafo 4.3.3. In figura 5.5 vengono rappresentati i valori del saving annuo, con una distinzione cromatica tra le tre quote di guadagno netto (il risparmio di combustibile, il guadagno legato ai Titoli di Efficienza Energetica e il guadagno relativo all'emissione di una minor quantità di anidride carbonica) e la quota di spesa aggiuntiva netta (l'energia elettrica necessaria al funzionamento della macchina). I dati rappresentati sono quelli calcolati durante il primo anno dall'investimento, mentre la loro variazione (seppur minima) viene utilizzata per il calcolo dell'NPV e dell'IRR. Tutti i risultati descritti in queste sezioni sono stati ottenuti aggiungendo il 10% al costo di investimento iniziale per l'installazione

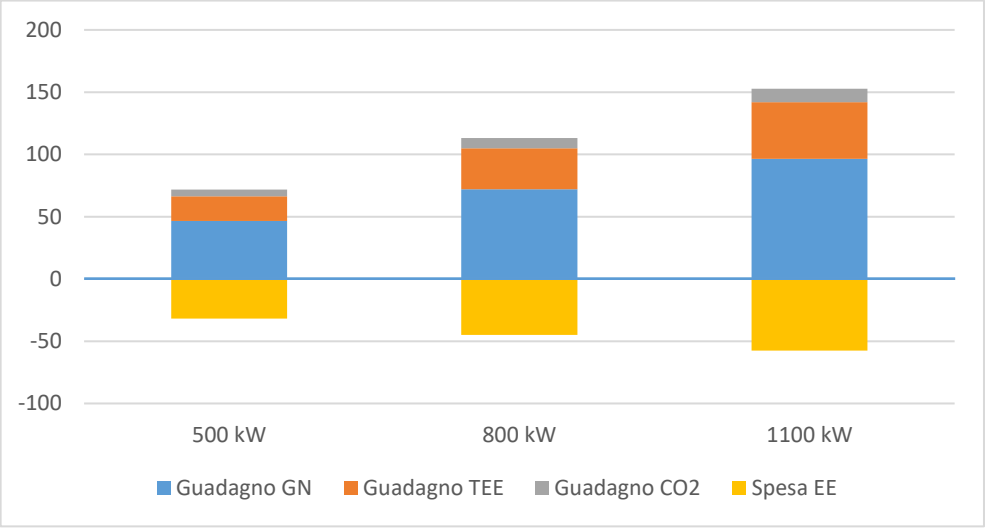


Figura 5.5 – Quote di guadagno e spesa

Anche in questo caso, così come accadeva nei paragrafi precedenti, gli andamenti delle grandezze considerate sono linearmente crescenti all'aumentare della potenza termica della pompa di calore. È interessante però notare come, in qualsiasi caso, più del 60% (rispettivamente 65%, 64% e 63%) del guadagno totale lordo annuo (senza considerare la quota di spesa in energia elettrica) sia dovuto al risparmio di gas naturale, mentre una minima percentuale (pari al 7% in tutti i casi) alle ridotte emissioni di CO_2.

Queste quote, sommate con segno, vanno a comporre il saving annuo e permetteranno il calcolo del Pay Back Time. In figura 5.6 viene rappresentata la variazione del PBT con la potenza della pompa di calore.

Anche in questo caso, l'andamento è decrescente (migliorativo) all'aumentare della potenza nominale. Questo aspetto è dovuto al non eccessivo aumento del costo della pompa di calore con la potenza e al maggiore aumento percentuale del saving annuo netto. La riduzione del parametro tende a saturazione in quanto le prestazioni delle macchine da 800 kW e 1110 kW sono molto simili; un ipotetico ulteriore aumento della potenza della pompa di calore non produrrebbe un effetto molto sostanzioso. Il PBT reale

sarà però superiore rispetto a quello semplice, poiché sarà necessario considerare la variazione del prezzo del denaro con il tempo, perciò si nota immediatamente come la pompa di calore da 500 kW non sia in alcun modo conveniente; a partire da 800 kW, il PBT semplice diventa interessante mentre raggiunge un ottimo valore per la macchina da 1100 kW.

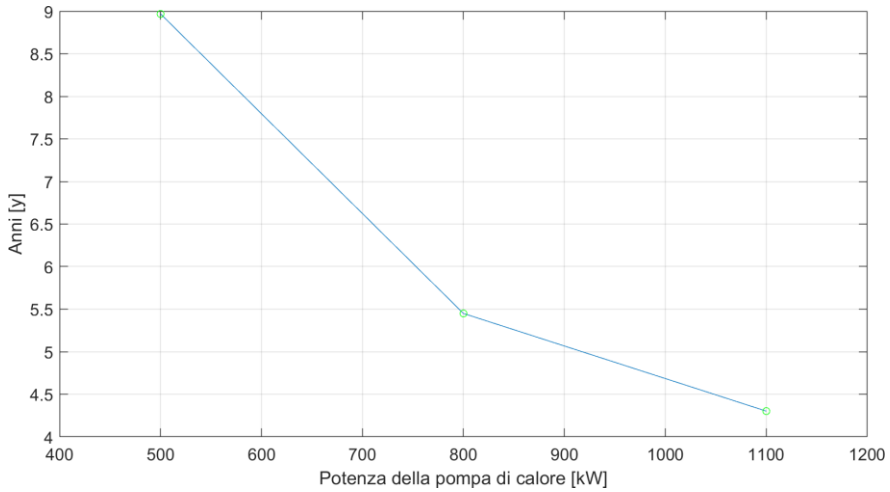


Figura 5.6 – Pay Back Time semplice

Per una analisi completa dell'investimento, è necessario considerare il Net Present Value. Questo valore è stato valutato sulla base dell'andamento temporale dell'investimento, mantenendo una durata pari a 10 anni. In figura 5.7 vengono rappresentati gli andamenti dei tre investimenti.

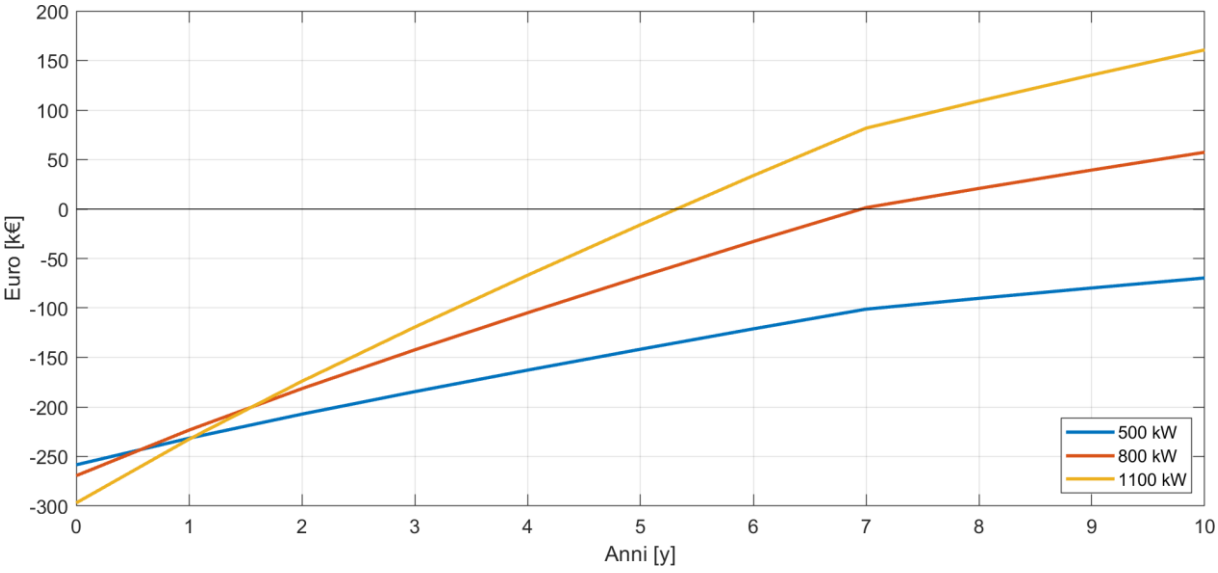


Figura 5.7 – Andamento dell'investimento

La prima caratteristica da osservare è la netta variazione di pendenza delle curve in corrispondenza del settimo anno di investimento. Infatti, dopo tale periodo termina l'ottenimento dei Titoli di Efficienza Energetica gratuiti e il risparmio netto correlato. Inoltre, il valore del WACC pari a 7,5% si riflette nella non linearità generale dell'investimento. Per quanto riguarda il valore effettivo dell'NPV a dieci anni, si ha un valore negativo (pari a -69,7 k€) per la pompa di calore da 500 kW, soluzione che viene quindi scartata. Le soluzioni da 800 e 1100 kW risultano invece molto più interessanti, con un NPV pari rispettivamente a 57,3 k€ e 160,8 k€; la pompa di calore di taglia maggiore ha dunque un valore netto decisamente superiore, pur a fronte di un investimento iniziale maggiore.

Il risultato più importante, tuttavia, è il valore del PBT reale atteso. Come previsto, tale valore è superiore rispetto al PBT semplice e, addirittura, è superiore alla durata dell'investimento per la pompa di calore di taglia minore. Per quanto riguarda le macchine da 800 kW e 1100 kW, il PBT reale risulta di 6,9 e 5,3 anni (a fronte di un PBT semplice pari, rispettivamente, a 5,45 e 4,30 anni). Valutando un investimento con il PBT semplice si ottiene quindi una sottostima del tempo di ritorno compresa tra il 23 e il 27%.

Infine, dal punto di vista aziendale, affinché l'intervento venga approvato e possa dunque trovare una realizzazione, è necessario che esso rispetti il vincolo dell'IRR pari o superiore al 15%. In figura 5.8 viene rappresentata la variazione dell'IRR con la potenza della pompa di calore.

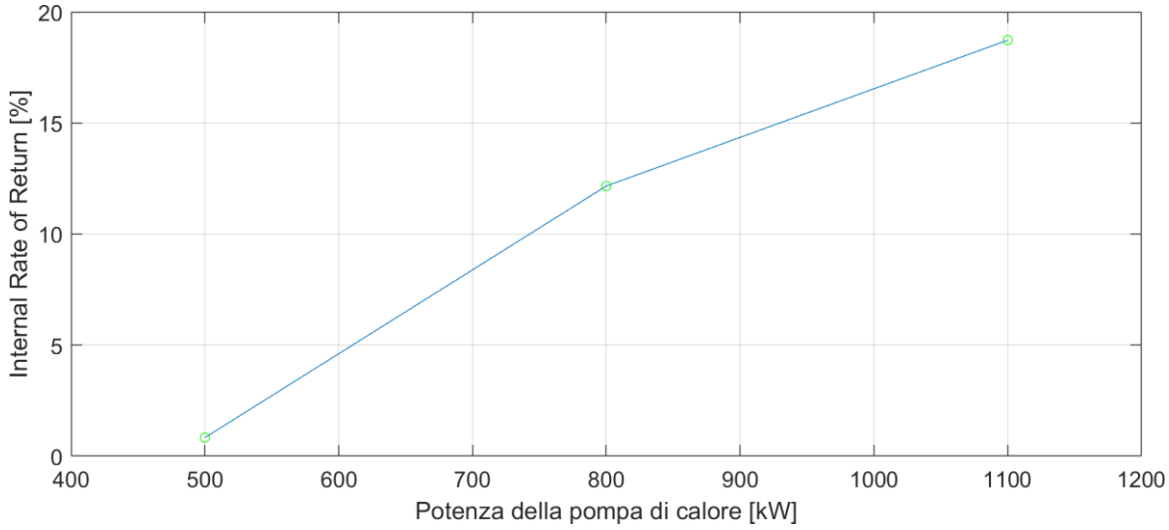


Figura 5.8 – Internal Rate of Return

Si nota un andamento completamente simile rispetto ai precedenti, con la soluzione da 500 kW non conveniente e un risultato positivo legato alle pompe di calore da 800 kW e 1100 kW, con quest'ultima che raggiunge e supera l'obiettivo. Dal punto di vista economico, e anche da quello energetico, la pompa di calore da 1100 kW è la più remunerativa e applicabile ma all'interno dell'azienda saranno necessarie ulteriori considerazioni prima di poter definire il progetto come pronto per la realizzazione. In particolare, sarà necessario valutare la presenza di ulteriori quote di costo legate all'installazione di tubazioni o quadri elettrici non ancora presenti nel luogo di intervento. I risultati economici finali, dunque, potrebbero peggiori rispetto a quanto riportato in questa trattazione.

5.1.4 I risultati ambientali

Un ultimo risultato, di fondamentale importanza, è quello legato agli aspetti ambientali dell'investimento. Si è visto in precedenza come il saving annuo sia composto, sebbene in minima parte, da un risparmio economico legato alle minori emissioni di anidride carbonica in atmosfera. In figura 5.9 sono rappresentati i dati di emissioni annue evitate grazie all'intervento in oggetto.

In questo caso l'andamento, essendo strettamente correlato con la quantità di energia totale prodotta dalla pompa di calore, ne segue la variazione. Si nota quindi uno scostamento tra gli andamenti legati ai fattori economici, più tendenti alla saturazione all'aumentare della potenza della macchina e quelli legati ai fattori energetici e ambientali, i quali continuerebbero ad aumentare se si utilizzasse una pompa di calore di taglia ancora superiore. Questo aspetto è legato alla non linearità del costo di investimento della macchina all'aumentare della pompa.

Dal punto di vista della quantità di emissioni evitate, i risultati sono particolarmente soddisfacenti in quanto la soluzione migliore, quella da 1100 kW, permette il risparmio di quasi 750 tonnellate di CO_2 all'anno, pari alla quantità di inquinante emessa da quasi cinquecento automobili in un anno. La quantità di emissioni evitate viene spesso considerata esclusivamente dal punto di vista economico, ma rappresenta un beneficio per l'ambiente e un piccolo passo verso un futuro sempre più de-carbonizzato.

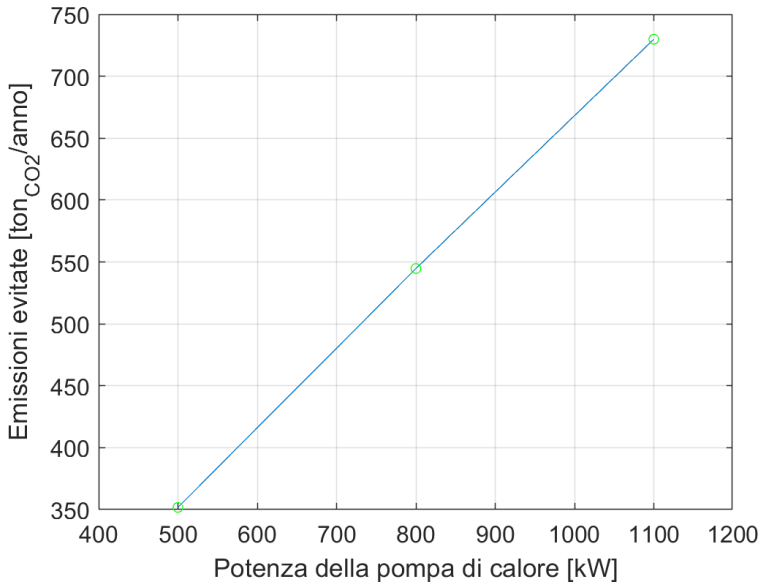


Figura 5.9 – Quantità di emissioni evitate

5.1.5 La variazione del prezzo dell'energia

I risultati presentati nei paragrafi precedenti, relativi ai parametri economici, si basano sulla variazione del prezzo dell'energia descritta nel paragrafo 4.3.1.2. Questo approccio si basa su previsioni realistiche ma soggette a un determinato grado di aleatorietà, soprattutto per i valori temporalmente più lontani, e può risultare quindi molto interessante un confronto con i dati che sarebbero stati ottenuti senza considerare questa variazione.

In figura 5.10 vengono rappresentati i valori di IRR per le tre tipologie di pompe di calore (A) e la variazione dell'NPV con il tempo per la macchina da 1100 kW (B), quella scelta come la più remunerativa. I due parametri sono stati valutati in assenza ed in presenza della variazione del prezzo dell'energia.

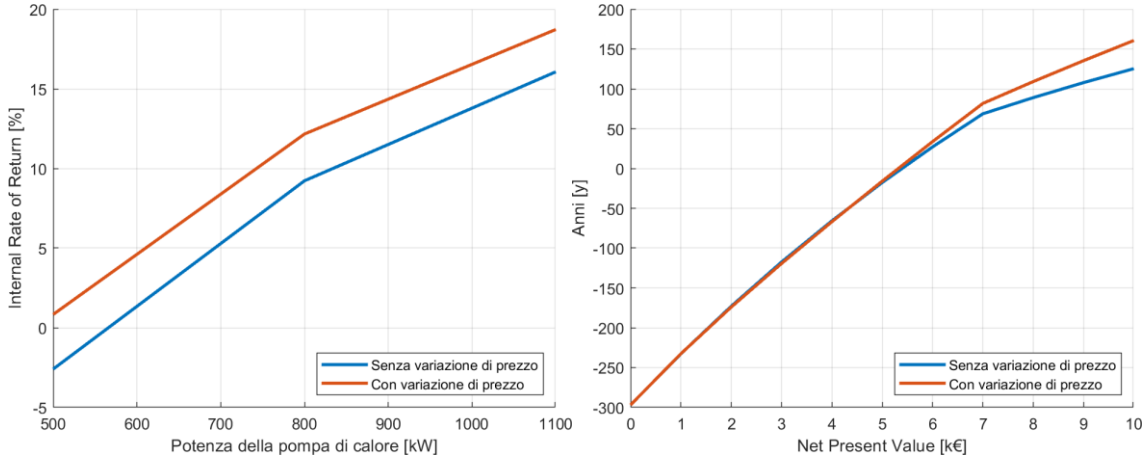


Figura 5.10 – (A) Variazione dell'Internal Rate of Return e (B) variazione del NPV con e senza variazione del prezzo dell'energia

Considerando la variazione del prezzo dell'energia, i due parametri considerati risultano nettamente superiori e ciò è dovuto a una differenza dell'evoluzione del saving annuo con il tempo (rappresentato in figura 5.11).

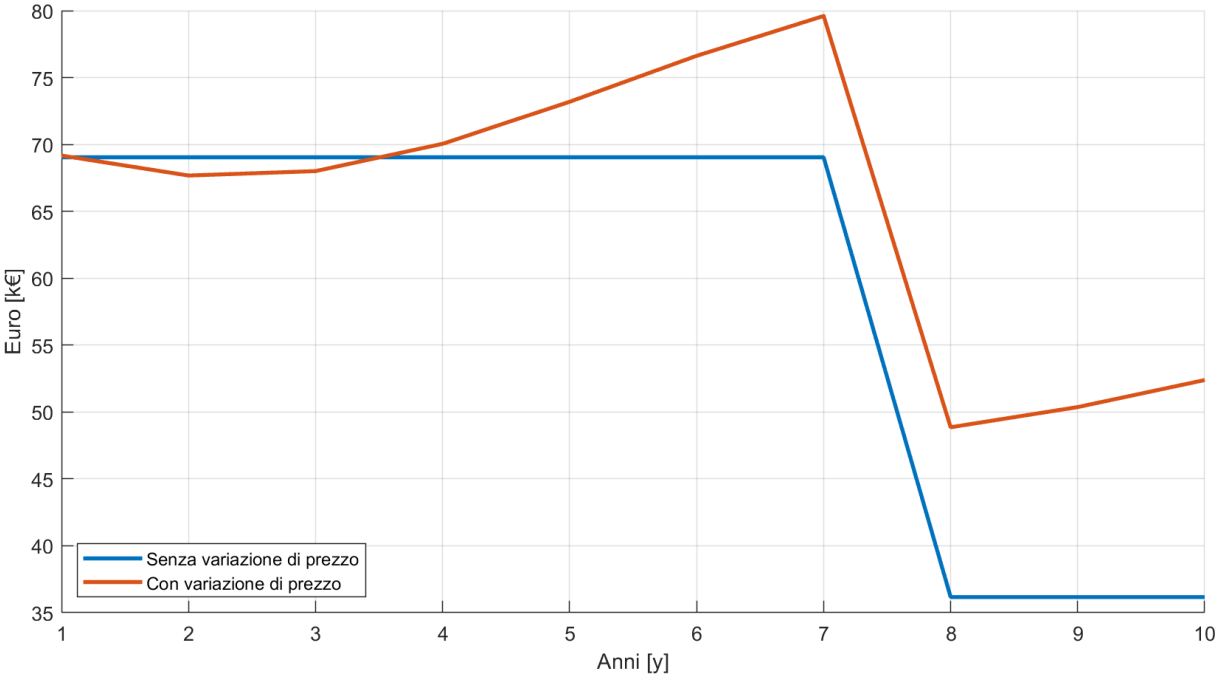


Figura 5.11 - Variazione del saving annuo con il tempo

Si nota infatti una iniziale similitudine dei due valori di NPV, almeno per i primi anni analizzati, in quanto il saving totale in tale periodo (i.e. l'area sottesa alle due curve) risulta pressoché equivalente. Ciò è dovuto ad un primo periodo di lieve riduzione del prezzo del gas naturale, corrispondente ad un leggero aumento del prezzo dell'energia elettrica. Dal quarto anno di investimento in avanti, invece, il prezzo dell'energia elettrica aumenta con un tasso decisamente minore rispetto al gas naturale, e dunque il saving annuo subisce un incremento evidente. Tra il settimo e l'ottavo anno, si ha una netta riduzione in quanto cessano gli incentivi legati ai TEE, ma l'andamento si mantiene costante e lo scostamento tra i due casi aumenta fino ad un massimo di più di 15 k€ in corrispondenza del decimo anno. Questo andamento così differente si riflette nell'andamento dell'NPV, con una forbice che si allarga a partire dal quinto anno anche a causa del deprezzamento del denaro. La differenza nell'IRR è una conseguenza naturale di questo aspetto.

5.2 Discretizzazione giornaliera e analisi di sensitività

L'obiettivo di questa sezione è l'introduzione dell'analisi di sensitività, al variare della temperatura esterna, di alcuni parametri fondamentali per l'investimento. La temperatura esterna ha un effetto, in alcune situazioni particolarmente marcato, sulla potenza richiesta dall'utenza. Infatti, una giornata particolarmente calda di novembre potrebbe ridurre di molto la richiesta e viceversa. L'effetto di un anno, o di una serie di anni particolarmente caldi o freddi andrebbe a impattare sul saving annuo. I paragrafi seguenti si riferiscono alla pompa di calore da 1100 kW, quella scelta come ottimale per l'intervento.

5.2.1 Il processo di discretizzazione

Per poter effettuare un'analisi al variare della temperatura ambiente, è stato necessario discretizzare i dati dell'analisi oraria su base giornaliera, in modo da poter reperire agilmente i dati di temperatura media e per evitare una eccessiva difficoltà nell'inserimento degli stessi dati all'interno del modello. Per fare questo, il modello orario utilizzato in precedenza è stato modificato ottenendo una media giornaliera per la potenza disponibile lato compressori e per quella richiesta dall'utenza. Le potenze discretizzate sono poi state estrapolate e correlate con i dati di temperatura, per osservarne la variazione. Questa correlazione è stata infine inserita all'interno del modello orario presentato in precedenza, con l'ottenimento dei risultati descritti nei paragrafi successivi.

5.2.1.1 La variazione della temperatura esterna

Per poter ottenere risultati soddisfacenti dall'analisi di sensitività, è stato necessario estrapolare le temperature medie giornaliere per la stagione invernale 2017/2018 da un database climatico. I dati di richiesta di calore sono stati poi collegati alle temperature medie, per ottenere il grafico presentato in figura 5.12.

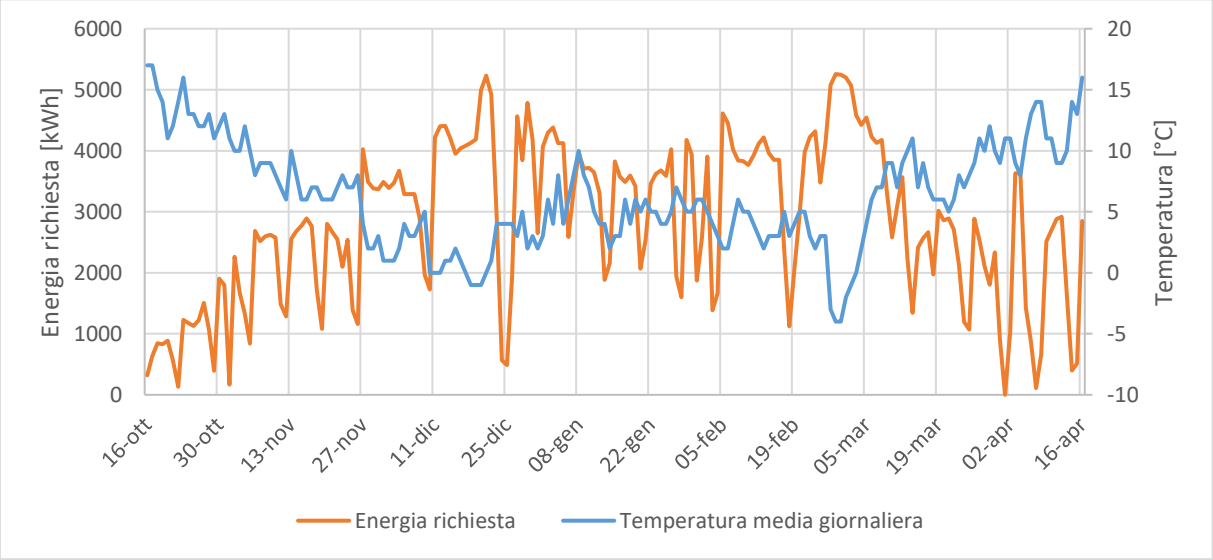


Figura 5.12 - Andamento della temperatura media giornaliera e dell'energia richiesta dall'utenza

Si nota un andamento prevalentemente simmetrico delle due grandezze analizzate. Dove la temperatura media è massima, la richiesta di energia termica da parte dell'utenza risulta minima e viceversa, confermando l'ipotesi di partenza. La relazione tra le due grandezze è dunque di tipo prevalentemente lineare.

Il passaggio successivo è stata la correlazione tra i due dati, utile per capire quanto importante fosse la variazione di energia termica richiesta. La figura 5.13 rappresenta in modo efficace la risposta a questa domanda.

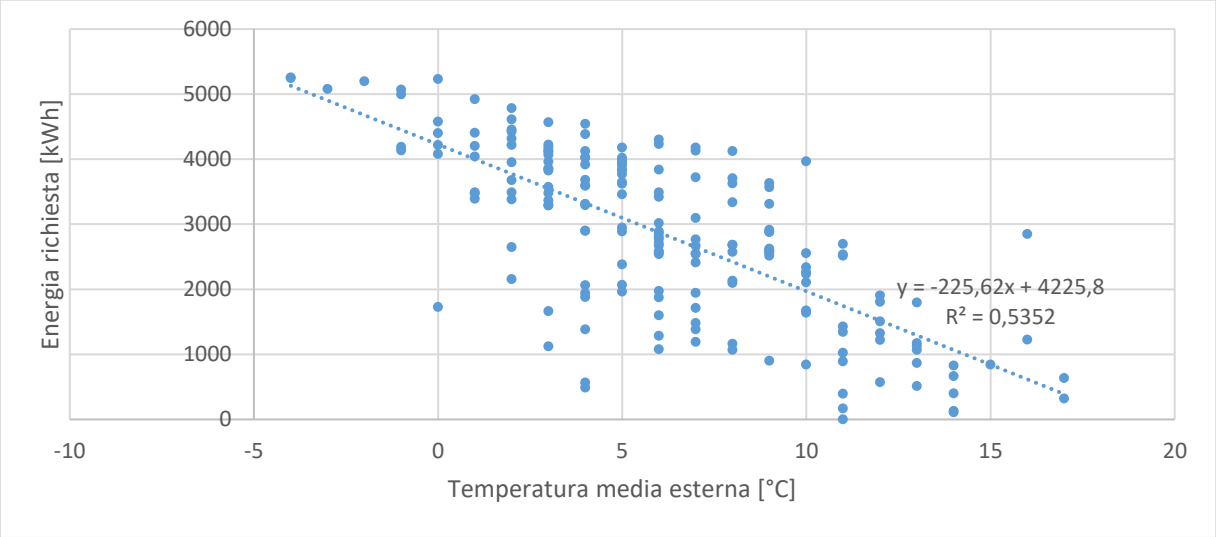


Figura 5.13 – Variazione della richiesta di energia termica con la temperatura media giornaliera

A meno di naturali fluttuazioni della richiesta di energia in corrispondenza di una singola temperatura, dovute a fenomeni che possono essere esterni oppure legati alla produzione industriale nei diversi periodi dell'anno, la tendenza verificata è lineare, con coefficiente lineare pari a -225,6. Ciò significa che, in media, l'aumento di un grado della temperatura media esterna si riflette in una diminuzione pari a 225,6 kWh della richiesta termica. Questa grandezza è soggetta a fluttuazioni che rendono tale valore una stima di massima, ma il suo utilizzo su una base molto ampia come il numero totale di ore durante la stagione invernale permette una consistente confidenza del bilanciamento degli scostamenti, positivi o negativi, durante la simulazione.

Tuttavia, si nota come il valore del coefficiente di determinazione (R^2), calcolato automaticamente a partire dalla linea di tendenza di primo grado, sia molto ridotto. Questo valore indica il grado di correlazione tra due grandezze e risulta tanto più alto e vicino all'unità quanto più le due grandezze sono linearmente dipendenti. È dunque impossibile stabilire una correlazione sulla base di un valore molto distante dall'unità, come in questo caso. Tuttavia, è possibile correlare questi dati su base mensile per ottenere un valore del coefficiente di determinazione maggiormente conveniente. Utilizzando la media matematica, su base mensile, della richiesta da parte dell'utenza e della temperatura media esterna giornaliera si ottiene il grafico riportato in figura 5.14.

Il risultato, in questo caso, è molto più confortante e conferma la relazione lineare tra le due grandezze, grazie ad un coefficiente di determinazione pari a 0,934. In ogni caso, il risultato del confronto su base giornaliera non viene eccessivamente modificato in quanto, in questo caso, si ha una riduzione media della richiesta termica da parte dell'utenza pari a -230 kWh/°C, una differenza relativa del 2% rispetto al caso precedente. Questo valore verrà utilizzato nel paragrafo seguente per l'ottenimento dei risultati.

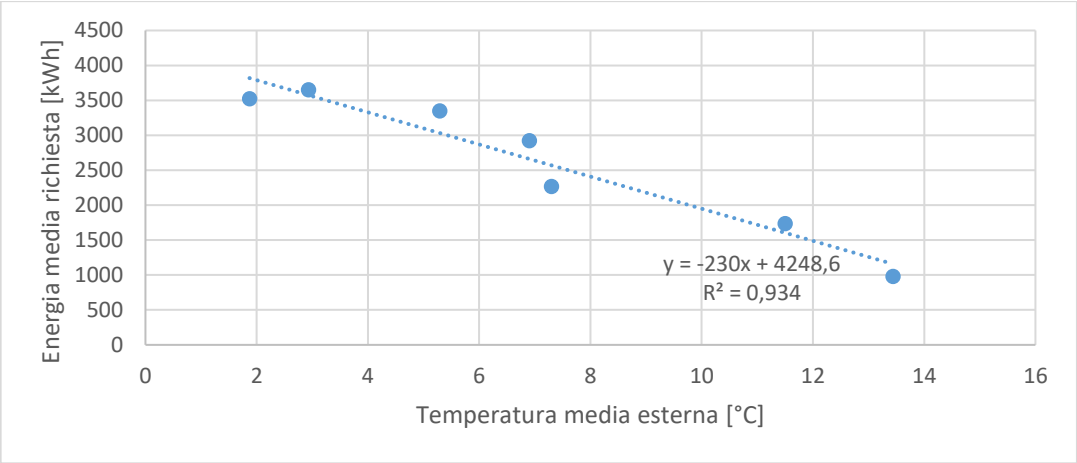


Figura 5.14 - Variazione della richiesta di energia termica con la temperatura media giornaliera

5.2.2 Risultati dell'analisi di sensitività

Durante l'analisi di sensitività, sono stati calcolati i parametri della pompa di calore ottenendo, al variare della temperatura media esterna, il numero di ore di funzionamento della macchina e le conseguenti caratteristiche economiche dell'investimento.

In primo luogo, analizzando la variazione delle ore di accensione totali della pompa di calore durante una stagione invernale, come rappresentato in figura 5.15, è possibile notare un incremento di questo parametro al diminuire della temperatura media esterna. Infatti, questo effetto porta come conseguenza diretta un aumento della richiesta di energia da parte dell'utenza. Le ore di funzionamento in cui la richiesta termica è minore del limite inferiore di regolazione della macchina si riducono, aumentando dunque il numero totale di ore di funzionamento. Questo parametro aumenta sia per il periodo di funzionamento a pieno carico sia in regolazione, in quanto aumenta anche il numero di ore di funzionamento in corrispondenza delle quali la richiesta di energia è superiore rispetto alla potenza nominale della macchina. Per le ragioni inverse, il periodo di funzionamento della pompa di calore diminuisce all'aumentare della richiesta termica.

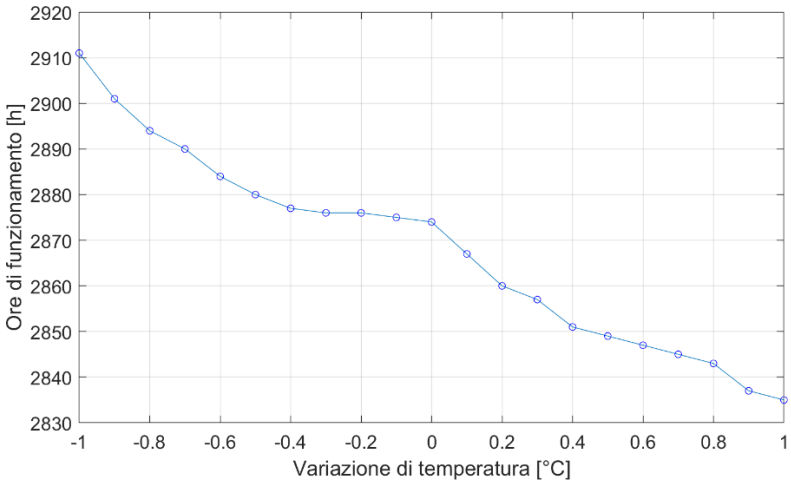


Figura 5.15 - Variazione delle ore di funzionamento della pompa di calore con la temperatura media esterna

Dal punto di vista delle ore di funzionamento, la variazione risulta monotona decrescente con un certo grado di non linearità dovuto all'elevata irregolarità della richiesta di energia da parte dell'utenza. Infatti, le due grandezze sono strettamente correlate ed esistono intervalli di temperatura in corrispondenza dei

quali la variazione è più o meno marcata. In media, si osserva una diminuzione pari a circa 38 ore/°C (-1,3 %/°C).

Dal punto di vista dei parametri economici, il cui andamento è rappresentato nelle figure seguenti, si ottiene invece una variazione esattamente simile alla precedente. Ad esempio, come mostrato in figura 5.16, si osserva una variazione dell'NPV e del PBT pari rispettivamente a -6,04 k€/°C (-3,8 %/°C) e 0,057 anni/°C (1,3 %/°C). L'andamento si discosta parzialmente dalle attese. Ci si aspettava infatti una variazione più lineare, essenzialmente dovuta alla normalizzazione che le grandezze osservate subiscono durante il processo di calcolo; le ore di funzionamento sono un parametro che viene calcolato, di fatto, all'inizio del modello senza alcun calcolo. I parametri economici, d'altro canto, non sono semplici contatori ma contengono ipotesi e calcoli che dovrebbero minimizzare le fluttuazioni del profilo di richiesta termica. L'effetto sperimentale no è coerente con questa aspettativa ma conferma l'andamento di massima dell'analisi di sensitività. L'effetto percentuale della variazione della temperatura esterna, però, è molto marcato soprattutto sul Net Present Value a causa della particolare natura di questo parametro: esso è il risultato di una somma di fattori (tra cui il saving annuo, pesato sul costo medio del capitale) che subiscono singolarmente l'effetto della variazione di temperatura.

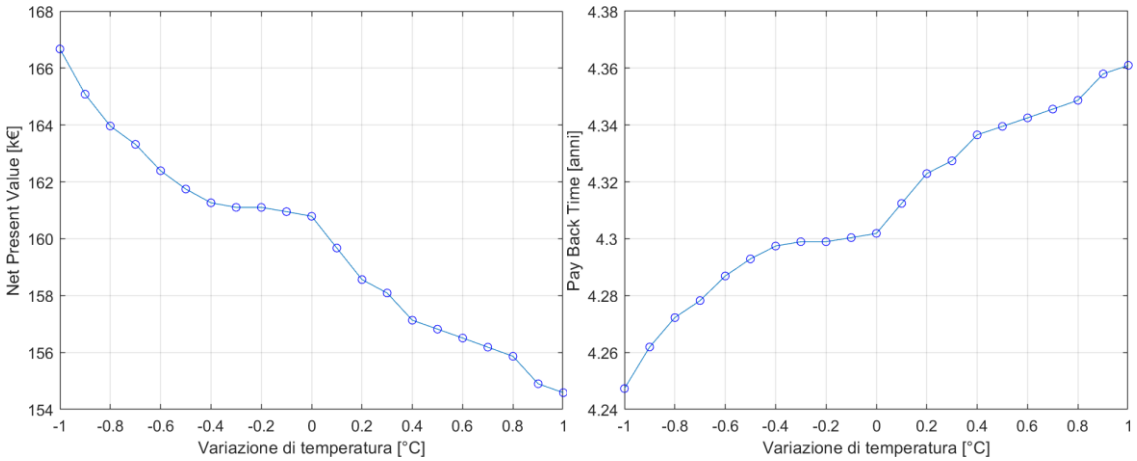


Figura 5.16 – Variazione del Net Present Value (A) e del Pay Back Time (B) con la temperatura media esterna

Infine, è interessante osservare la variazione del parametro di riferimento per la valutazione dell'investimento da parte dell'azienda, l'IRR. I risultati sono rappresentati in figura 5.17.

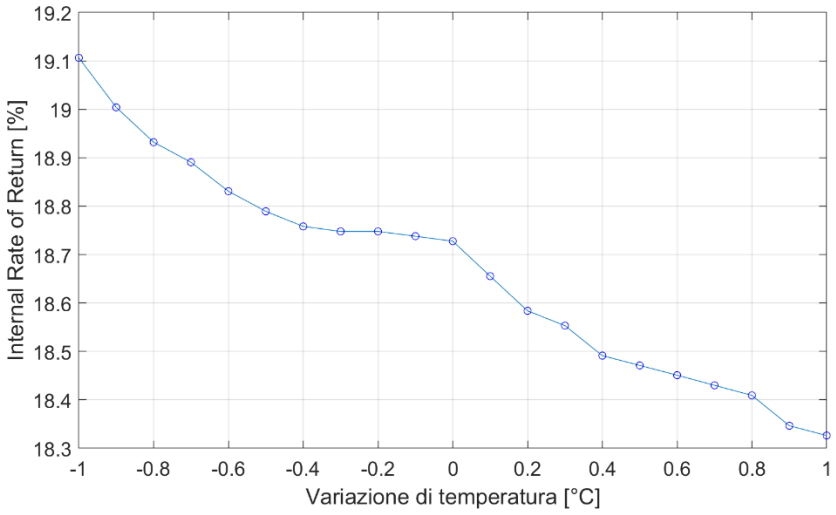


Figura 5.17 – Variazione dell'Internal Rate of Return con la temperatura media esterna

Anche in questo caso l'andamento è essenzialmente lineare, per le stesse ragioni di cui sopra, e la variazione vale circa -0,0039 $°C^{-1}$ (-2,1 %/°C). Nuovamente, il valore relativo è più elevato rispetto a quello ottenuto per le ore di funzionamento a causa dell'effetto di amplificazione.

In generale, visti i risultati appena commentati, si può concludere che una diminuzione della temperatura media esterna avrebbe un effetto positivo su tutti i parametri analizzati, economici ed energetici. L'effetto delle condizioni ambientali non è eccessivamente positivo, soprattutto tenendo in considerazione che una variazione di un grado sulla media della stagione invernale è molto drastica e poco probabile. Concentrando quindi l'attenzione su variazioni medie più ridotte, in valore assoluto, i parametri di funzionamento della macchina non subiscono una eccessiva variazione e la valutazione della bontà dell'investimento non viene modificata. Lo stesso accade per le pompe di calore, da 500 kW e 800 kW, individuate come molto meno remunerative nei precedenti paragrafi.

Capitolo 6

Possibilità di accumulo termico

L'accumulo termico è una soluzione di crescente interesse per la stabilizzazione delle richieste energetiche e per la crescita di tecnologie innovative basate su risorse energetiche non programmabili. Sono chiamate così le risorse energetiche primarie che sono soggette ad un più o meno elevato grado di aleatorietà nel tempo e nello spazio. Le tipiche risorse non programmabili sono la maggior parte delle risorse rinnovabili, come energia eolica o solare, ma possono essere considerate allo stesso modo anche risorse quali flussi di calore di scarto legati a processi produttivi. Essi sono infatti soggetti a una elevata incertezza in quanto il processo produttivo può arrestarsi in qualsiasi momento a causa di guasti, fermate oppure per decisione dell'azienda. La necessità di accumulo dell'energia si rivela dunque di fondamentale importanza per unire, temporalmente, l'energia prodotta da un sistema e l'energia richiesta da un'utenza.

In relazione all'investimento previsto da questo studio, l'accumulo termico potrebbe essere una soluzione alla regolazione frequente che il sistema si trova ad affrontare. Con un investimento aggiuntivo, la pompa di calore potrebbe avere un funzionamento più continuo nel tempo e a una percentuale di carico più vicina al 100%, con conseguenti vantaggi sulle prestazioni e sull'affidabilità della macchina. Di seguito, vengono descritte le principali tecnologie di accumulo termico.

6.1 Le tipologie di accumulo termico

L'accumulo di energia viene suddiviso normalmente in tre diverse fasi: carica, conservazione del calore e scarica. Ad ogni fase corrisponde un determinato periodo in senso temporale, a seconda della tecnologia utilizzata, e al tempo stesso si lega la possibilità di perdite più o meno significative. Gli obiettivi principali dell'accumulo termico possono essere riassunti come segue:

- Incremento della capacità di generazione di energia, per poter progettare impianti di taglia minore;
- Svincolamento della produzione di energia dalla curva di carico, dal punto di vista temporale. In questo modo, è possibile esplorare il terreno delle risorse energetiche non programmabili;
- Sfruttamento delle tariffe più convenienti: alcuni sistemi, come le pompe di calore, dotate di accumulo termico possono assorbire energia elettrica durante le ore in cui essa ha un costo minore, pur non avendo alcuna utenza da soddisfare. L'energia accumulata in questo modo può essere utilizzata dall'utenza durante le ore in cui l'energia elettrica ha un costo più elevato e quindi meno conveniente per la pompa di calore;
- Incremento dell'affidabilità dell'impianto, con riduzione del rischio di disservizi e mancata fornitura di energia all'utenza.

La scelta del sistema di accumulo termico più adatto alle esigenze del costruttore si basa su numerosi aspetti, tra i quali si ricordano:

- Criteri tecnici, tra cui capacità dell'impianto di accumulo (espressa normalmente in kWh per tonnellata di materiale di accumulo), tempo di vita utile, costo, efficienza, fattibilità commerciale, sicurezza. In genere, un singolo sistema di accumulo non è in grado di soddisfare ogni richiesta, per cui è necessario un compromesso a seconda delle necessità;
- Criteri ambientali: i sistemi di accumulo devono soddisfare determinati standard ambientali, come l'utilizzo di sostanze non tossiche o pericolose;
- Criteri economici: la fattibilità economica di un sistema di accumulo si basa sul bilancio tra l'energia primaria risparmiata grazie alla sua installazione e il costo di investimento.

Esistono numerose tipologie di accumulo termico, a vari livelli di maturità dal punto di vista tecnologico ed economico. Tutti però, ricadono in una delle tre classi principali: accumulo termico sensibile, latente oppure per assorbimento. Le principali caratteristiche delle tre tipologie appena indicate sono schematizzate in tabella 6.1.

Tecnologia	**Capacità [kWh/t]**	**Potenza [MW]**	**Efficienza [%]**	**Periodo di accumulo**	**Costo [€/kWh]**
Sensibile (acqua calda)	10-50	0,001-10	50-90	Giorni / mesi	0,1-10
Latente (PCM)	50-150	0,001-1	75-90	Ore / giorni	10-50
Reazioni chimiche	120-250	0,01-1	75-100	Ore / giorni	8-100

Tabella 6.1 - Principali caratteristiche delle tecnologie di accumulo termico

Si nota come le caratteristiche siano molto varie e, dunque, possano adattarsi a una ampia varietà di situazioni sia dal punto di vista della capacità e potenza, sia per quanto riguarda il periodo di accumulo. Esistono, ad esempio, situazioni in cui è necessario accumulare calore su base stagionale per applicazioni di teleriscaldamento, mentre altri casi richiedono tempi di carica e scarica molto più brevi per soddisfare utenze la cui richiesta varia velocemente su base giornaliera.

6.1.1 Accumulo termico sensibile

Nei sistemi di accumulo termico sensibile il materiale di accumulo non subisce una variazione di stato all'interno dell'intervallo di temperatura in cui viene impiegato. La relazione che esprime la quantità di energia immagazzinabile all'interno del sistema è la seguente

$$E = m \cdot c \cdot (T_{fin} - T_{in}) = \rho \cdot V \cdot c \cdot (T_{fin} - T_{in})$$

dove V è il volume di sostanza utilizzato, ρ è la densità del mezzo, c è la sua capacità termica e T_{fin} e T_{in} sono le temperature iniziali e finali del mezzo. A parità di condizioni di funzionamento, dunque, il parametro più importante è il prodotto $\rho \cdot c$ (chiamato capacità termica volumetrica ed espresso in J/m^3/K, il quale deve essere il più alto possibile per poter accumulare una elevata quantità di energia in un volume ridotto. In tabella 6.2 vengono presentati i valori caratterizzanti alcuni tra i mezzi più utilizzati per l'accumulo termico sensibile.

Materiale	**Densità [kg/m^3]**	**Calore specifico [J/kg/K]**	**Capacità termica volumetrica [10^6 J/m^3/K]**
Argilla	1458	879	1,28
Arenaria	2200	712	1,57
Cemento	2000	880	1,76
Terra ghiaiosa	2050	1840	3,77
Acqua	988	4182	4,17

Tabella 6.2 - Caratteristiche fondamentali di alcuni materiali per accumulo termico sensibile

Anche in questo caso, ogni materiale presenta vantaggi e svantaggi. Ad esempio, l'acqua ha un calore specifico estremamente più elevato rispetto a tutti gli altri materiali di accumulo, con il risultato di un'alta capacità termica volumetrica. Questa qualità la rende il materiale più utilizzato al giorno d'oggi per applicazioni classiche come l'accumulo di energia solare. Anche la roccia è un materiale molto utilizzato grazie al suo costo molto contenuto, ma la sua capacità termica volumetrica è circa la metà rispetto a quella dell'acqua. Questo aspetto confina il suo utilizzo unicamente in zone in cui le rocce sono estremamente comuni, con un costo del sistema praticamente nullo. Tuttavia, esistono sistemi ibridi che utilizzano i due

materiali per coniugarne i vantaggi ed eliminarne, almeno parzialmente, gli svantaggi. Questi sistemi vengono presentati nel paragrafo 6.1.1.3.

Tra gli altri materiali molto utilizzati si possono citare il cemento e materiali ceramici, studiati in modo esteso per il loro ridotto costo e l'alta conducibilità termica, proprietà interessante in quanto permette al calore di distribuirsi in modo omogeneo senza concentrarsi in zone specifiche, evitando eccessivi stress termici. Il limite principale per la loro diffusione è il basso calore specifico. Come liquidi, altri materiali da citare sono i sali idrati e gli olii minerali, molto utilizzati nelle torri solari e nei sistemi a concentrazione grazie al ridotto costo e a un'elevata efficienza, con temperature operative (120-600°C) compatibili con le moderne turbine ad alta temperatura.

6.1.1.1 Sistemi di accumulo sensibile ad acqua

I sistemi di accumulo ad acqua sono quelli più utilizzati grazie alle qualità uniche del materiale utilizzato, oltre che alla sua elevata disponibilità. La configurazione più utilizzata per questi sistemi è il serbatoio stratificato, caratterizzato da un ingresso e un'uscita di liquido e una zona, compresa tra i due, in cui si ha una stratificazione termica dell'acqua. Questa stratificazione, se il sistema è progettato correttamente, è molto graduale e permette l'utilizzo della totalità dell'altezza del serbatoio, con una minima miscelazione tra le zone a temperatura diversa. Esistono numerose configurazioni volte a massimizzare l'efficienza e la stratificazione all'interno del serbatoio, ma è importante sottolineare come tutte vengano tipicamente utilizzate per accumuli termici di svariate ore. Ciò significa che perdite di calore durante il funzionamento devono essere tenute in considerazione, e l'isolamento termico del serbatoio deve essere considerato un parametro fondamentale nella progettazione del sistema.

L'accumulo termico in serbatoio può essere progettato come un sistema a singolo o doppio materiale. Nei sistemi a singolo materiale, nei quali il materiale di scambio termico corrisponde a quello di accumulo, il vantaggio principale è l'assenza di scambiatori di calore, evitando perdite di energia per scambio termico. Per materiali con ridotta conducibilità termica, l'utilizzo di un singolo serbatoio con regione di termoclino è consigliabile; altri materiali, come sali sciolti, richiedono invece un doppio serbatoio contenente il materiale freddo e quello caldo, con conseguente maggior costo di investimento e maggiori perdite di calore. I sistemi a doppio materiale, invece, utilizzano due materiali per accumulare, scambiare e trasportare il calore. Il materiale di accumulo, normalmente solido, è più economico rispetto al materiale termovettore e lo scambio avviene per contatto diretto o indiretto tra i due. Questo sistema risulta più flessibile rispetto a quello a singolo materiale, ma presenta perdite per scambio termico e una temperatura di fornitura del calore non costante: la temperatura di uscita del materiale termovettore è tanto più alta quanto più il sistema è carico di energia termica e viceversa. Questo può essere uno svantaggio molto importante in alcuni sistemi che richiedono la fornitura di calore a una temperatura costante.

I sistemi di accumulo ad acqua vengono generalmente utilizzati come supporto agli impianti solari termici domestici, ma trovano applicazioni anche nel settore industriale e, in generale, in ambiti che necessitano capacità di accumulo più elevate. Le dimensioni sono generalmente nel range tra 500 L e alcuni metri cubi, ma alcune applicazioni come l'accumulo di calore stagionale richiedono serbatoi di diverse migliaia di metri cubi.

6.1.1.2 Accumulo termico sensibile in cemento

Il cemento viene considerato come materiale di accumulo grazie al suo basso costo, alla larga disponibilità in ogni parte del mondo e alla facilità di produzione e trattamento. Possiede un elevato calore specifico,

ottime proprietà meccaniche (soprattutto legate alla resistenza a compressione) e una eccellente resistenza meccanica alla ciclicità termica. La caratteristica da tenere maggiormente in considerazione per un sistema di accumulo basato sul cemento è la presenza di trasformazioni e reazioni interne al materiale quando viene riscaldato. Se il cemento viene riscaldato fino a 100 °C, una parte di acqua viene espulsa, con una quasi totale disidratazione tra 30 e 300 °C. Questa perdita di acqua si riflette in una diminuzione del calore specifico e della conducibilità termica, così come in un peggioramento delle proprietà meccaniche. Questo è l'aspetto da tenere in maggior considerazione durante la progettazione di questi sistemi.

6.1.1.3 Accumulo termico sensibile in roccia

La roccia è un materiale di accumulo termico molto economico e di elevata disponibilità, ma presenta una capacità termica volumetrica di molto inferiore rispetto a quella dell'acqua. La roccia viene spesso utilizzata in luogo dell'acqua per sistemi di accumulo a temperature superiori a 100 °C, e può essere accoppiata a sistemi a pompa di calore, per aumentarne la resa, o con altre tipologie di scambiatori di calore.

Generalmente, la roccia viene utilizzata come materiale di accumulo in accoppiamento con l'acqua e per applicazioni solari a elevate latitudini. Uno dei sistemi di maggior successo è quello ideato da Thomason. Si tratta di un sistema in cui un serbatoio di acqua è posto all'interno di uno strato di rocce: l'energia immagazzinata dall'acqua viene trasferita alla roccia, che mantiene il calore e lo cede a una portata di aria da inviare all'utenza. La parte rocciosa, essendo composta da sassi di diversa grandezza, presenta numerosi interstizi utili al passaggio dell'aria, con un grande aumento della superficie di scambio. Questo sistema coniuga l'elevatissima capacità termica dell'acqua con l'incremento dello scambio termico tra l'aria e la roccia.

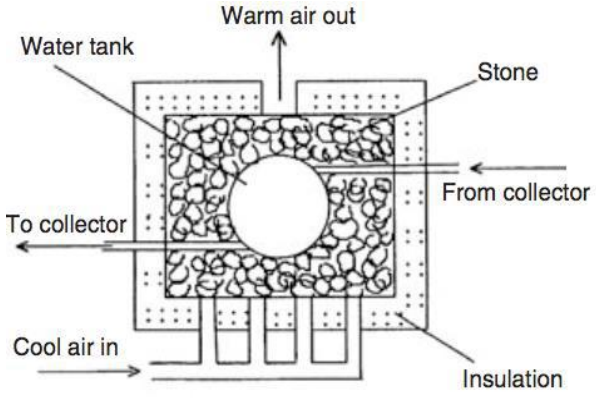


Figura 6.1 – Layout semplificato del sistema di accumulo termico brevettato da Thomason

La progettazione di questi sistemi ha come punto fondamentale il calcolo della pezzatura ottimale delle rocce, della loro spaziatura e disposizione per massimizzare la superficie di scambio termico senza creare ingombri eccessivi. Inoltre, è necessario considerare le cadute di pressione del fluido termovettore in quanto queste possono risultare particolarmente elevate a causa dell'irregolarità del percorso.

6.1.2 Accumulo termico latente

I sistemi ad accumulo termico latente utilizzano materiali a cambiamento di fase (PCM, Phase Change Materials) e sfruttano il passaggio di stato da solido a liquido (e viceversa) durante il processo di carica e scarica. I sistemi a PCM sfruttano dunque il calore latente di passaggio di fase, il quale è in genere molto più elevato rispetto al calore sensibile dello stesso materiale. L'elevata densità di energia per unità di massa è

infatti il principale vantaggio legato ai PCM. Inoltre, poiché il cambiamento di fase avviene a una temperatura costante (o in un intervallo molto ristretto, nel caso di miscele), la fornitura di calore si ha a un livello termico fisso, con un aumento della stabilità e della facilità di regolazione del sistema.

Si può esprimere l'energia che è possibile immagazzinare in un sistema di accumulo latente come segue

$$E = m \cdot [c_{p,s} \cdot (t_m - t_i) + f \cdot \Delta q + c_{p,l} \cdot (t_f - t_m)]$$

Si hanno dunque tre addendi: il più importante, quello che caratterizza questi sistemi, è il prodotto $f \cdot \Delta q$ dove f è la frazione massica di materiale che subisce il passaggio di stato e Δq è il calore latente di fusione per unità di massa. Gli altri addendi sono termini di calore sensibile e contribuiscono in minor misura al totale, in quanto i salti di temperatura sono generalmente piuttosto ridotti e, soprattutto, i calori specifici a pressione costante per la fase solida e liquida sono molto inferiori rispetto al calore latente di fusione. Ad esempio, il sale di Glauber ($Na_2SO_4 \cdot 10H_2O$) ha $c_{p,s}$ pari a 1950 J/kg/°C, $c_{p,l}$ pari a 3550 J/kg/°C e Δq pari a 2,43 × 10^5 J/kg a 34 °C.

Le caratteristiche che un PCM dovrebbe possedere possono essere riassunte in tre sezioni:

- Caratteristiche termo-fisiche: alto calore latente di cambio di fase ed elevate conducibilità termica e densità, per minimizzare il volume del sistema;
- Proprietà cinetiche e chimiche: assenza o limitata presenza di super-cooling, elevata stabilità ed assenza di segregazione (degradazione del materiale dopo alcuni cicli, prevalentemente presente nei sali idrati) e di tossicità;
- Vantaggi economici: basso costo e disponibilità su larga scala.

6.1.2.1 I materiali

I materiali a cambiamento di fase che possono essere utilizzati nei sistemi di accumulo di calore latente sono molteplici e con caratteristiche diverse, soprattutto dal punto di vista della temperatura di passaggio di fase, che ne permettono l'adattabilità massima a un gran numero di situazioni. Possono essere classificati in tre classi principali: materiali organici, inorganici e miscele eutettiche. All'interno di ognuna di queste, è possibile definire altre sottocategorie, sintetizzate in figura 6.2.

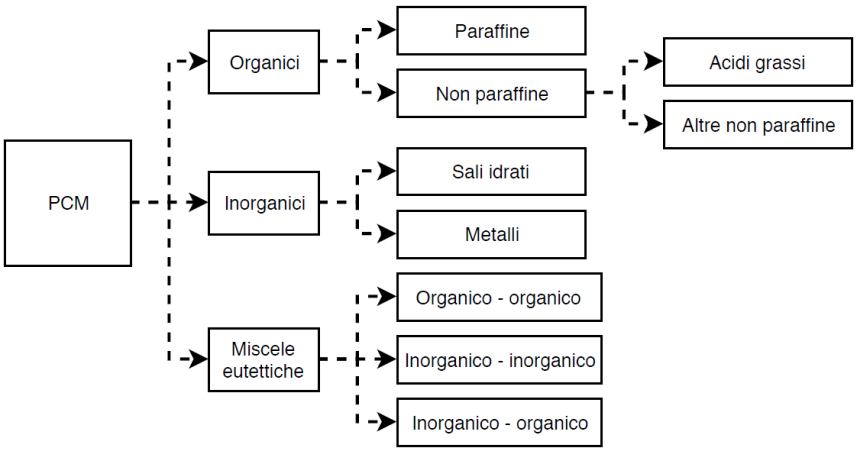


Figura 6.2 – Classificazione dei PCM per sistemi di accumulo energetico

6.1.2.1.1 I PCM organici

I PCM organici non subiscono la segregazione con il tempo, presentano un ridotto o assente fenomeno di supercooling e sono generalmente non corrosivi.

Le paraffine sono alcani a catena lineare (con formula bruta $CH_3 - (CH_2)_n - CH_3$) e possono essere finemente adattate a una grande varietà di applicazioni, in quanto la temperatura di fusione è una funzione stretta del numero n. Aumentando la lunghezza della catena, aumenta il punto di fusione e anche il calore latente di passaggio di fase. Le paraffine sono sicure, prevedibili, poco costose, non corrosive e disponibili per un ampio intervallo di temperatura (5-80 °C).

I PCM organici non paraffinici sono invece i materiali più numerosi in questo gruppo, con un'ampia varietà di caratteristiche, tra cui un elevato calore di fusione, infiammabilità, bassa conducibilità termica e instabilità ad alte temperature. Rientrano in questa classe, ad esempio, alcuni esteri, acidi grassi, alcoli e glicoli.

6.1.2.1.2 I PCM inorganici

I PCM inorganici vengono utilizzati principalmente in applicazioni solari per alta temperatura e una delle maggiori barriere alla loro diffusione è il loro mantenimento. Infatti, a basse temperature presentano la tendenza a ghiacciare, mentre sono difficili da gestire a temperature elevate.

I sali idrati (con formula bruta $AB \cdot nH_2O$) nascono da sali anidri che cristallizzano e si legano chimicamente all'acqua. In corrispondenza del punto di fusione, i cristalli ideati si separano generano il sale anidro e acqua e possono generare una fusione incongruente a causa del fatto che l'acqua rilasciata spesso non è sufficiente per dissolvere la fase solida ancora presente. Il risultato è il deposito del sale anidro sul fondo del contenitore. I principali vantaggi sono l'alto calore latente di fusione per unità di volume, una relativamente alta conducibilità termica, bassa corrosività e una buona compatibilità con la plastica. Come svantaggi, vanno invece sottolineate la fusione incongruente e la presenza di supercooling.

I materiali metallici che possono essere utilizzati per l'accumulo di energia sotto forma latente sono i metalli a basso punto di fusione e le loro leghe. Sono tuttavia poco utilizzati a causa della loro ridotta entalpia di passaggio di fase per unità di massa.

6.1.2.1.3 Le miscele eutettiche

Le miscele eutettiche sono una combinazione di due o più materiali che presentano un punto di fusione simile, in modo da ottenere una fusione con assenza di segregazione. Altre caratteristiche di questi materiali sono l'alta conducibilità termica e l'elevata densità. Inoltre, sono molto flessibili in quanto le percentuali in peso dei componenti possono essere variate per ottenere il punto di fusione desiderato e dunque risultano una delle soluzioni più promettenti nel campo. Le limitazioni principali sono dovute alle scarse proprietà di calore latente e specifico.

La caratteristica principale per la scelta del PCM e per la sua applicazione alle varie soluzioni è la temperatura di passaggio di fase da liquido a solido. Dunque, è importante considerare in primo luogo in quale realtà ci si trova, per poter soddisfare appieno i requisiti di livello termico e coniugarli con i requisiti tecnici, ambientali ed economici descritti in precedenza.

6.1.3 Accumulo termico per via chimica

L'energia termica può essere accumulata sotto forma di energia chimica con un sistema di interazione tra una risorsa/utenza termica, un materiale di accumulo e l'ambiente esterno. Questa tecnologia si basa sul concetto di assorbimento, una reazione chimico-fisica reversibile tra un materiale assorbente e un sorbato. Durante il processo di carica, viene fornito calore al materiale A con la conseguente separazione in due parti B+C, le quali possono essere facilmente accumulate; il processo di scarica avviene invece quando le due parti B+C vengono miscelate in condizioni di pressione e temperatura adatte, rilasciando il calore di reazione.

Questa tecnologia è molto promettente in quanto presenta perdite quasi nulle nel periodo in cui l'energia è accumulata (le perdite sono limitate alla frazione di calore sensibile rilasciata verso l'ambiente per il raggiungimento dell'equilibrio termodinamico); l'ostacolo principale è però la necessità di fornire calore a un determinato livello termico, detto temperatura di inversione, per ottenere la rigenerazione del materiale di assorbimento. Temperature superiori a 300 °C sono normalmente necessarie.

6.2 Le modifiche al modello orario

Il modello orario sviluppato in Matlab è stato modificato per introdurre la presenza del sistema di accumulo. La modifica è risultata minima dal punto di vista degli input, in quanto tutte le ipotesi utilizzate nel modello orario risultano valide in presenza o assenza dell'accumulo. L'unico input aggiuntivo è la capacità dell'accumulo in kWh, fondamentale in quanto correlata direttamente con l'andamento della potenza disponibile e richiesta e con il costo del sistema di accumulo. I risultati sono stati analizzati in primo luogo dal punto di vista energetico, osservando il profilo di carica e scarica dell'accumulo su base oraria, e in base a esso è stata definita la possibilità o meno della realizzazione di massima.

Se nel modello orario erano presenti sette diversi casi, l'introduzione dell'accumulo rende necessaria una discretizzazione più fine delle casistiche. Infatti, si vedrà che in quasi tutti i casi descritti nel modello precedente vi possono essere due o tre situazioni differenti a seconda della disponibilità o meno del sistema di accumulo (in base al grado di carica) e del confronto tra la potenza disponibile e richiesta. Ciò rende indispensabile un chiarimento, così come fatto per il modello orario, delle casistiche possibili.

È doveroso sottolineare come il procedimento di calcolo dell'energia prodotta dalla pompa di calore e di quella risparmiata sotto forma di metano sia stato leggermente modificato in questo secondo modello orario in quanto in questo caso le due energie non sono strettamente correlate dal punto di vista temporale. Infatti, l'energia termica prodotta dalla pompa di calore può essere fornita, al variare delle condizioni di funzionamento, al sistema di accumulo oppure all'utenza diretta, o a entrambi. In altri casi, la pompa di calore deve essere spenta, e dunque l'energia risparmiata verrà calcolata come proveniente dall'accumulo. Per maggiore chiarezza, i prossimi paragrafi si focalizzano sui casi possibili e, in ognuno di essi, viene illustrato il calcolo dell'energia prodotta dalla pompa di calore, dell'energia risparmiata sotto forma di combustibile e dell'energia introdotta o sottratta dall'accumulo.

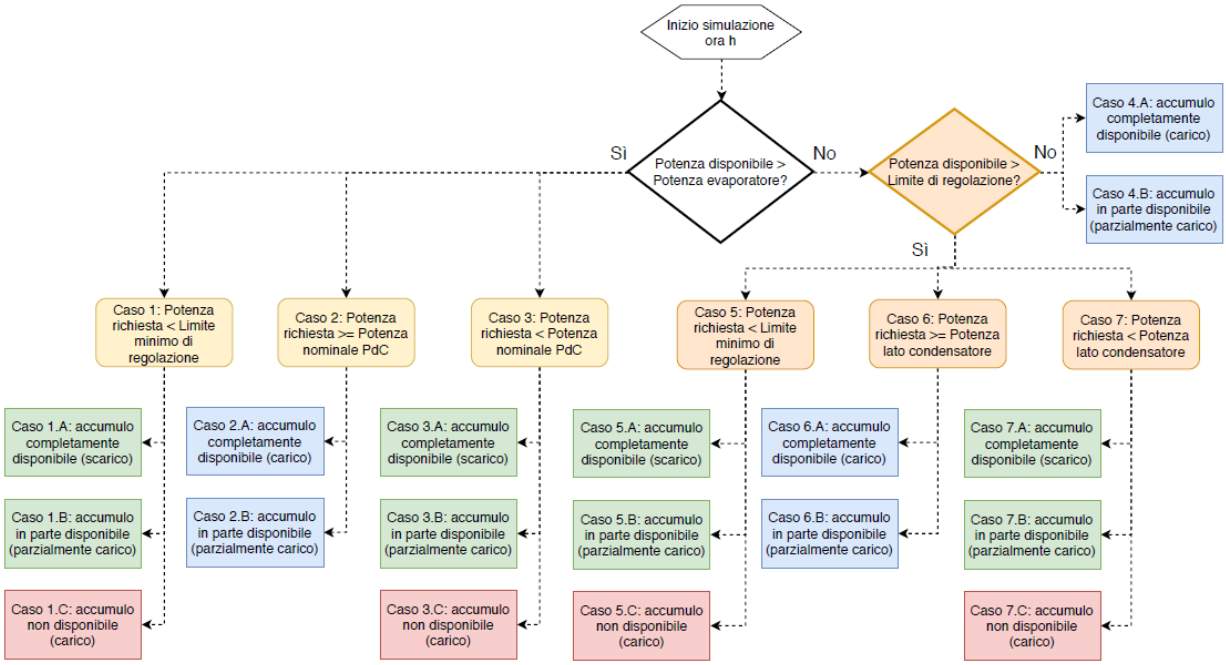


Figura 6.3 – Schema di flusso con introduzione del sistema di accumulo (caselle in verde: carica del sistema di accumulo; caselle in azzurro: scarica del sistema di accumulo)

Anche nel passaggio all'analisi del sistema con accumulo integrato, è stata mantenuta l'ipotesi presentata per il modello precedente, perciò la pompa di calore è stata considerata in ogni caso spenta durante nei casi in cui la richiesta da parte dell'utenza sia inferiore rispetto alla potenza nominale della macchina. Contemporaneamente, è stato considerato un funzionamento a pieno carico e la possibilità di copertura totale dell'utenza per controbilanciare l'approssimazione precedente.

6.2.1 Caso 1

In questo caso, l'energia richiesta risulta inferiore rispetto al limite di regolazione della pompa di calore e la macchina risulta spenta in assenza del sistema di accumulo.

6.2.1.1 Caso 1.A

In questo caso, il sistema di accumulo è scarico o carico in percentuale molto ridotta ed è dunque in grado di assorbire una cospicua quantità di energia. Dunque, la pompa di calore può funzionare a pieno carico inviando la totalità della potenza prodotta al sistema di accumulo. Le quote termiche vengono calcolate come

$$Q_{PdC,h} = Q_{PdC,nom} \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +(Q_{PdC,nom})$$

6.2.1.2 Caso 1.B

In questo caso, il sistema di accumulo è carico in percentuale elevata oppure completamente carico e può assorbire una piccola quantità di energia. Se la disponibilità del sistema di accumulo è superiore al limite di regolazione della macchina, questa viene fatta funzionare in regime di regolazione con la fornitura della quantità di energia necessaria per saturare l'accumulo.

$$Q_{PdC,h} = \left(Q_{st,max} - Q_{st,h-1}\right) \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +\left(Q_{st,max} - Q_{st,h-1}\right)$$

Se, invece, l'accumulo è in grado di accogliere una quota di energia inferiore rispetto al limite inferiore di regolazione della pompa di calore, la macchina viene spenta.

$$Q_{PdC,h} = 0 \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = 0$$

6.2.1.3 Caso 1.C

In questo caso, il sistema di accumulo è completamente carico o non può, per ragioni di malfunzionamento o errori nella regolazione, accogliere nessuna quantità aggiuntiva di calore. La pompa di calore ricade quindi nel funzionamento in assenza di accumulo.

6.2.2 Caso 2

In questo caso, l'energia richiesta risulta maggiore rispetto al carico nominale della pompa di calore e dunque la macchina è in grado di funzionare a pieno carico. L'energia prodotta dalla pompa di calore non varia rispetto a quella prodotta nel caso 2 in assenza di accumulo.

$$Q_{PdC,h} = Q_{PdC,nom}$$

Invece, l'energia risparmiata può risultare maggiore rispetto alla situazione precedente in quanto il sistema di accumulo rappresenta una ulteriore sorgente di calore per la copertura del fabbisogno termico ulteriore. Si distinguono due casistiche.

6.2.2.1 Caso 2.A

In questo caso, il serbatoio di accumulo è completamente carico oppure contiene una quantità di energia prossima al nominale. Questo permette la copertura totale della quota parte della richiesta termica non coperta dalla pompa di calore.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{need,h}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{need,h} - Q_{PdC,nom})$$

6.2.2.2 Caso 2.B

In questo caso, il serbatoio di accumulo contiene una quantità di energia non sufficiente a coprire completamente il fabbisogno termico non coperto dalla pompa di calore. Si ha dunque l'esaurimento dell'energia contenuta all'interno dell'accumulo.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{PdC,nom} + Q_{st,h-1}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{st,h-1})$$

6.2.3 Caso 3

In questo caso, la potenza richiesta da parte dell'utenza è maggiore del limite inferiore di regolazione ma inferiore rispetto al carico nominale della pompa di calore, dunque la macchina dovrebbe essere spenta, secondo le ipotesi introdotte in precedenza. La presenza dell'accumulo modifica sensibilmente il principio di funzionamento ma continua a considerare l'ipotesi di non poter coprire l'energia richiesta dall'utenza.

6.2.3.1 Caso 3.A

In questo caso, il sistema di accumulo contiene una bassa (o nulla) quantità di energia ed è quindi in grado di assorbire la quota parte di energia prodotta dalla pompa di calore. Quindi, la macchina viene fatta funzionare a pieno carico con invio dell'energia prodotta all'accumulo.

$$Q_{PdC,h} = Q_{PdC,nom} \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +(Q_{PdC,nom})$$

6.2.3.2 Caso 3.B

In questo caso, il sistema di accumulo è quasi (o completamente) saturo e può dunque assorbire una ridotta quantità di energia. La pompa di calore viene fatta funzionare in regime di regolazione con la produzione della quota parte di energia utile a saturare completamente il sistema di accumulo.

$$Q_{PdC,h} = (Q_{st,max} - Q_{st,h-1}) \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +(Q_{st,max} - Q_{st,h-1})$$

6.2.3.3 Caso 3.C

In questo caso, il sistema di accumulo risulta completamente carico o non può comunque assorbire ulteriore energia. Il sistema complessivo si trova dunque a funzionare come nel caso 3 in assenza di accumulo termico.

6.2.4 Caso 4

In questo caso, la potenza disponibile lato compressori è inferiore rispetto al limite di regolazione della pompa di calore, lato evaporatore. Dunque, la macchina non può funzionare e la produzione di energia risulta nulla.

$$Q_{PdC,h} = 0$$

La presenza del sistema di accumulo, però, inserisce la possibilità di fornire energia utile all'utenza anche se la pompa di calore è spenta.

6.2.4.1 Caso 4.A

In questo caso, l'accumulo contiene una quantità di energia sufficiente a coprire completamente il fabbisogno da parte dell'utenza.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{need,h}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{need,h})$$

6.2.4.2 Caso 4.B

In questo caso, invece, il sistema di accumulo contiene una piccola (o nulla) quantità di energia, utile a soddisfare solo in parte la richiesta da parte dell'utenza. Viene fornita energia utile fino all'esaurimento dell'accumulo.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{st,h-1}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{st,h-1})$$

6.2.5 Caso 5

In questo caso, la potenza richiesta dall'utenza è inferiore rispetto al limite minimo di regolazione lato condensatore. In condizioni normali, la pompa di calore non potrebbe funzionare e non produrrebbe alcun effetto utile, mentre in presenza di accumulo si possono presentare diverse situazioni. Si ha la possibilità di funzionamento della pompa di calore ad una potenza definita dalla quota di dissipazione lato compressori. Questa potenza di funzionamento viene calcolata tenendo in considerazione la premessa, secondo cui la potenza disponibile lato compressori è inferiore rispetto al carico nominale lato evaporatore, e quindi la pompa di calore non può in alcun modo funzionare a pieno carico. Nel caso 5 e in tutti i successivi, il valore di potenza lato condensatore viene calcolato in questo modo e non viene quindi più considerato il carico nominale della pompa di calore.

6.2.5.1 Caso 5.A

In questo caso, l'accumulo è scarico oppure contiene una ridotta quantità di energia ed è dunque disponibile. La pompa di calore può quindi funzionare in regime di regolazione, a causa della ridotta potenza disponibile lato evaporatore, accumulando l'energia prodotta.

$$Q_{PdC,h} = Q_{cond,reg} \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +(Q_{cond,reg})$$

6.2.5.2 Caso 5.B

In questo caso, il sistema di accumulo contiene una quantità di energia vicina al carico totale e, dunque, non ha la possibilità di accogliere la totalità del calore che verrebbe fornito dalla pompa di calore. Nel caso in cui la disponibilità dell'accumulo sia superiore al limite inferiore di regolazione, la pompa di calore viene fatta funzionare in regime di regolazione inviando all'accumulo la quantità di energia necessaria alla saturazione.

$$Q_{PdC,h} = (Q_{st,max} - Q_{st,h-1}) \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +(Q_{st,max} - Q_{st,h-1})$$

In caso contrario, il sistema viene spento.

6.2.5.3 Caso 5.C

In questo caso, il sistema di accumulo è saturo e non è in grado di assorbire nessuna quota di energia. Poiché la potenza lato compressori è minore del limite inferiore di regolazione della pompa di calore, essa non può funzionare e si ricade nel caso 5 in assenza di accumulo.

$$Q_{PdC,h} = 0$$

6.2.6 Caso 6

In questo caso, la potenza richiesta è superiore rispetto alla potenza lato condensatore. La pompa di calore funziona in regime di regolazione a causa della ridotta potenza da dissipare lato compressori, e si ha quindi

$$Q_{PdC,h} = Q_{cond,reg}$$

La presenza del serbatoio di accumulo, però, introduce la possibilità di coprire un'ulteriore quota parte del fabbisogno dell'utenza.

6.2.6.1 Caso 6.A

In questo caso, il sistema di accumulo è saturo oppure contiene una consistente quantità di energia, utile per coprire la rimanente quota da fornire all'utenza.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{need,h}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{need,h} - Q_{cond,reg})$$

6.2.6.2 Caso 6.B

In questo caso, il serbatoio di accumulo contiene una quantità di energia maggiore di zero ma non sufficiente a coprire completamente la quota di fabbisogno mancante.

$$Q_{gn,risp,h} = \frac{Q_{cond,reg} + Q_{st,h-1}}{\eta_{act}} \qquad Q_{st,h} = -(Q_{st,h-1})$$

6.2.7 Caso 7

In questo caso, la potenza richiesta dall'utenza è superiore al limite di regolazione lato condensatore ma inferiore al carico nominale orario definito in precedenza. La pompa di calore può funzionare in regime di regolazione su entrambi i fronti, sia lato evaporatore sia lato condensatore. Il funzionamento è dunque analogo al caso 3, con l'unica differenza legata alla potenza nominale lato condensatore.

6.2.7.1 Caso 7.A

In questo caso, il sistema di accumulo contiene una bassa (o nulla) quantità di energia ed è quindi in grado di assorbire la quota parte di energia prodotta dalla pompa di calore. Quindi, la macchina viene fatta funzionare a pieno carico con invio dell'energia prodotta all'accumulo.

$$Q_{PdC,h} = Q_{cond,reg} \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +\left(Q_{cond,reg}\right)$$

6.2.7.2 Caso 7.B

In questo caso, il sistema di accumulo è quasi (o completamente) saturo e può dunque assorbire una ridotta quantità di energia. La pompa di calore viene fatta funzionare in regime di regolazione con la produzione della quota parte di energia utile a saturare completamente il sistema di accumulo.

$$Q_{PdC,h} = (Q_{st,max} - Q_{st,h-1}) \qquad Q_{gn,risp,h} = 0 \qquad Q_{st,h} = +\left(Q_{st,max} - Q_{st,h-1}\right)$$

6.2.7.3 Caso 7.C

In questo caso, il sistema di accumulo risulta completamente carico o non può comunque assorbire ulteriore energia. Il sistema complessivo si trova dunque a funzionare come nel caso 7 in assenza di accumulo termico.

6.3 Risultati dell'analisi oraria con accumulo termico

Il parametro fondamentale per la valutazione di fattibilità o meno per un impianto di accumulo termico è l'energia che dovrebbe essere inviata a tale sistema in caso di installazione. Questa viene monitorata da modello su base oraria, seguendo la logica descritta nel paragrafo precedente e memorizzando lo stato del sistema di accumulo in ogni ora. L'analisi del profilo di energia accumulata è importante per una duplice ragione:

- La scelta della taglia del sistema: in base al confronto tra i profili di energia disponibile lato compressori e richiesta dall'utenza, si ottengono dei picchi di energia da accumulare all'interno dell'impianto di stoccaggio. Osservando questo profilo, il sistema viene dimensionato in modo da ottimizzare il rapporto tra l'energia accumulata, e quindi risparmiata, ed il costo di investimento. È importante quindi sottolineare che non è possibile dimensionare l'impianto sul picco di energia accumulata e che i picchi ottenuti con questa analisi non potranno essere coperti in modo completo;
- La scelta della tipologia di accumulo: considerando una stagione completa di riscaldamento, dal punto di vista teorico sarebbe possibile utilizzare tutte le tipologie di accumulo termico descritte nel paragrafo 6.1. Tutte le tecnologie precedentemente descritte possono essere in grado di accumulare grandi quantità di energia al livello termico desiderato (e.g. la scelta del materiale a cambiamento di fase può basarsi sulle temperature di ingresso ed uscita dell'acqua, ed è dunque possibile ritrovare in letteratura un materiale con le caratteristiche desiderate). Tuttavia, in base al profilo di energia da inviare al sistema di accumulo, è necessaria una scrematura prima della scelta della tecnologia da utilizzare. Se ci sono variazioni molto frequenti di tale andamento, potrebbe essere consigliabile un sistema ad accumulo più a breve termine, come i PCM o l'accumulo chimico; in caso contrario, un impianto ad acqua (quindi, basato sul calore sensibile) potrebbe avere un impatto migliore se il profilo fosse più regolare.

In realtà, la valutazione del profilo energetico sul sistema di accumulo è fondamentale, dal punto di vista pratico, per osservare la pre-fattibilità o meno del sistema. È possibile fare delle valutazioni dal punto di vista qualitativo per capire se l'analisi può essere portata avanti oppure se è consigliabile concentrare gli sforzi verso ottimizzazioni di diverso tipo.

Il risultato dell'analisi oraria con il sistema di accumulo è rappresentato in figura 6.4.

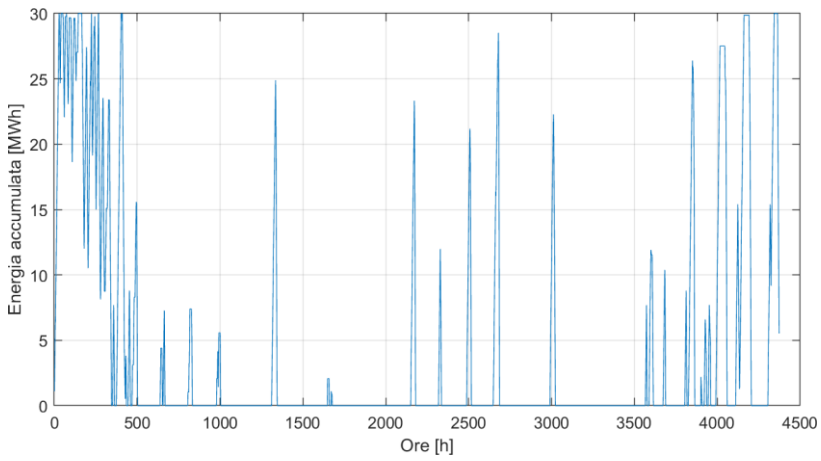


Figura 6.4 - Profilo energetico del sistema di accumulo termico

Analizzando la figura, è possibile comprendere immediatamente che installare un sistema di accumulo termico, qualsiasi sia la tecnologia disponibile, sia molto complicato e di sicura non redditività. Le ragioni di questa conclusione sono le seguenti:

- Il profilo risulta estremamente irregolare, con saltuari picchi durante il periodo centrale della stagione invernale (nelle settimane natalizie) ed al termine dello stesso. Questi picchi sono relativamente isolati e poco frequenti e non potrebbero quindi essere coperti da alcuna tecnologia al momento disponibile, almeno dal punto di vista della realtà economica;
- L'unico periodo in cui il sistema di accumulo potrebbe essere utile ed in costante funzionamento è quello iniziale, corrispondente a circa 300 ore. Queste corrispondono tuttavia a meno del 10% del totale delle ore che costituiscono una stagione invernale: una percentuale troppo ridotta per poter considerare l'investimento come remunerativo;
- Per poter sfruttare il periodo iniziale della stagione invernale, quello in cui il sistema di accumulo lavora maggiormente, sarebbe necessario un impianto di larga taglia, capace di accumulare almeno 30 MWh. Un qualsiasi sistema di questa taglia, basato sulle tecnologie disponibili al giorno d'oggi, avrebbe un costo molto elevato che non garantirebbe un tempo di ritorno dell'investimento soddisfacente, e andrebbe comunque a peggiorare i risultati economici raggiunti dal sistema a pompa di calore.

Oltre alle difficoltà appena elencate, una analisi completa del sistema di accumulo dovrebbe anche prestare attenzione alle perdite di energia durante la fase di stoccaggio, non considerate in questo modello. Non è stato possibile introdurre questo aspetto nella trattazione in quanto ogni tecnologia, basandosi su un principio differente, presenta perdite di energia di diversa entità ma comunque non nulla. Se questo aspetto venisse introdotto, il risultato sarebbe ancor meno soddisfacente.

Una possibile miglioria dell'impianto dal punto di vista dello stoccaggio di energia è l'esplorazione di un sistema di accumulo stagionale in grado di accumulare l'energia prodotta dalla pompa di calore durante la stagione estiva e di renderla disponibile all'utenza durante il periodo invernale. La pompa di calore avrebbe quindi un funzionamento più continuo e la copertura dell'utenza sarebbe senza dubbio maggiore, ma questa strada comporterebbe un sistema di accumulo di taglia molto elevata, con un corrispondente costo iniziale di investimento enormemente più grande. Di concerto con i dipartimenti aziendali, si è dunque deciso di non continuare l'analisi di questo sistema di accumulo termico.

Capitolo 7

Conclusioni

L’analisi effettuata in questo lavoro ha portato a risultati moderatamente positivi dal punto di vista energetico ed ambientale, ma soprattutto da quello economico. Gli aspetti di bilancio aziendale sono infatti di fondamentale importanza nella scelta di un investimento: esiste un budget annuale, concordato con i Clienti, all’interno del quale devono ricadere tutti i progetti di rinnovamento e sostituzione dei macchinari e dei componenti e, nel caso in cui non ci fosse la possibilità di inserire un intervento a Piano Investimenti, sarebbe necessario riprogrammarlo all’anno successivo. In realtà, il progetto di installazione della pompa di calore per il recupero del calore di scarto si configura come un “Intervento efficienziale”, cioè appunto una nuova installazione oppure una modifica impiantistica che permette una riduzione del consumo specifico. Il progetto si inserisce in questo contesto in quanto permette la produzione della medesima quantità di energia ma con un minor utilizzo di combustibile fossile. Con queste premesse e visti i risultati, l’intervento ha ricevuto una prima approvazione da parte del Dipartimento Operativo e potrà proseguire quindi l’iter aziendale verso la definitiva approvazione nel Piano Investimenti. Saranno necessarie ulteriori analisi, soprattutto dal punto di vista del sistema di controllo e di collegamento del sistema con l’impianto esistente, ma i risultati raggiunti permettono una certa fiducia per l’esito positivo e l’approvazione dell’investimento.

Questo intervento ha come obiettivo la dimostrazione che in ambito industriale esiste una elevatissima quantità di energia che viene sprecata e che potrebbe essere utilizzata con l’installazione di sistemi in grado di recuperarla, come le pompe di calore. Il mercato di questi sistemi, in Italia, non ha subito un incremento molto significativo negli ultimi anni, a causa delle condizioni economiche relative al prezzo dell’energia elettrica e del combustibile. Tuttavia, questo lavoro dimostra la positività di un sistema basato su pompa di calore in ambito industriale. Inoltre, il progetto si configura anche come un miglioramento dell’immagine aziendale nei confronti del Cliente, in quanto si ottiene un recupero immediato di calore che, nelle condizioni attuali, viene dissipato tramite un impianto, la torre evaporativa, che assorbe una cospicua quantità di energia elettrica durante il suo funzionamento.

Il presente lavoro è un piccolo sforzo verso la conversione totale degli impianti fossili in sistemi ad impatto ambientale nullo. I grandi impianti di generazione di energia termica ed elettrica, in Italia, sono basati su fonti fossili per una percentuale consistente; gli impianti di cogenerazione e trigenerazione si configurano come un miglioramento, soprattutto dal punto di vista ambientale, ma possono e devono essere ancora ottimizzati fino ad arrivare ad un impatto ambientale nullo. Questi impianti saranno la base per una transizione energetica verso un futuro libero dalle emissioni inquinanti e dalle fonti fossili, e potranno coprire questo ruolo esclusivamente grazie ad una ottimizzazione continua. Il recupero dei flussi di calore di scarto è solo un piccolo passo. I prossimi sforzi dovranno essere concentrati verso una completa de-carbonizzazione delle emissioni: esistono sistemi, ancora in studio e non remunerativi dal punto di vista economico, che permettono la cattura dell’anidride carbonica dai fumi e il suo utilizzo per la produzione del gas naturale sintetico (syngas). Nel futuro, un impianto dotato di questi sistemi potrà funzionare “a ciclo chiuso”, producendo energia a impatto ambientale pari a zero.

Riferimenti

Bibliografia

11 EHPA, *European Heat Pump Market and Statistics Report 2015, Executive summary*, 2015

25 Nuccio P., Politecnico di Torino, Fondamenti di macchine, Materiale del corso, 2015

27 European Commission, *Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiency*, 2009

27 Benedetti M., Introna V., Facci A., Ubertini S., *Efficienza energetica dei Sistemi Aria Compressa: metodologia di benchmarking delle prestazioni e strumento di supporto alle decisioni per l'efficientamento energetico*, 2016

28 Festo AG & Co. KG, *White Paper, Reduce energy costs in compressed air systems by up to 60%*, 2013

28 Festo AG & Co. KG, *Energy saving services; Brochure*

29 Šešlija D., Dudić S., Milenkovic I., *Increasing the Energy Efficiency in Compressed Air Systems*, 2012

29 Pacific Gas and Electricity Company, *Efficiency Improvements in Industrial Compressed Air Systems*, 1997

30 Munson et al., *Fundamentals of fluid mechanics, Seventh Edition*, 2013

32 U.S. Department of Energy, *Improving Compressed Air System Performance*, 2003

33 Università di Bergamo, Introduzione alle turbomacchine, Materiale del corso

34 Comodi G, Università Politecnica delle Marche, Impianti di Conversione dell'Energia, Materiale del corso

35 Carbon Trust, *How to recover heat from a compressed air system*

39 De Palma M., Istituto Nazionale di Fisica Nucleare, Corso di Fisica per CTF

41 Verda V., Politecnico di Torino, Complementi di Energetica, Appunti del corso, 2016

43 IEA Heat Pump Centre, *Annex 35, Application of Industrial Heat Pumps, Final Report, Part 1*, 2014

44 Peureux J-L, EDF, *Un outil pur l'efficacité énergétique: La pompe a chaleur industrielle*, 2016

46 Tzekova E., *The Atmospheric Fund, Breaking grounds on gas absorption heat pumps*, 2016

47 Buderus, *Progettare in modo economico con l'energie rinnovabili*

47 Thermics Energie, *SHC Brochure*

49 Austin B. T., Sumathy K., *Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review*, 2011

50 Spoelstra S., ECN, *Themoacoustic heat pumps*, 2015

51 Mancini M., Zampetti G., Legambiente, *I gas refrigeranti in Italia, Impatto ambientale, quantitativi, gestione e recupero degli F-gas nel nostro Paese*

51 Pyle J.A., Solomon S., Wuebbles D., Zvenigorodsky S., *Scientific Assessment of Ozone Depletion, Chapter 6*, 1991

51 The Linde Group, *Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential*

53 Hoffmann K., GEA, *Optimising heat recovery from industrial processes with heat pumps*, 2015

55 Minea V., *"Application of Industrial Heat Pumps", Task 3: Canada's R&D Projects, IEA Industrial Energy-related Systems and Technologies - Annex 13 and IEA Heat Pump Programme - Annex 35*, 2003.

59 Ingersoll Rand, *Centac Centrifugal Air Compressors Brochure*

93 Chiavazzo E., Politecnico di Torino, Accumulo e trasporto di energia, Materiale del corso, 2017

93 Dincer I., Rosen M. A., *Thermal Energy Storage, systems and applications*, Wiley, 2011

94 Sarbu I, Sebarchievici C., *A comprehensive review of thermal energy storage*, 2018

96 United States Patent, Thomason, 4,256,219, May 5, 1981

Sitografia

24 Compair, *Settori industriali e applicazioni* - https://www.compair.it/industries-and-applications/

24 DirectAir. *Industries, Automotive* - https://www.directair.co.uk/industries/automotive/

26 AriaCompressa, *Normative, Linee guida per utilizzare al meglio e in modo corretto l'aria compressa* - http://www.ariacompressa.it/normative/C01.asp

26 Atlas Copco, *Consigli e Tutorial, "Perché è necessario trattare l'aria compressa prodotta da un compressore?"* - https://www.compressoristore.it/content/13-perche-e-necessario-trattare-laria-compressa-prodotta-da-un-compressore

26 FiniCompressors, *Prodotti, Trattamento aria* - http://www.finicompressors.com/it/prodotti/trattamento-aria.html

29 Sonotec Ultrasonic Solutions, Sonaphone - https://www.sonotec.eu/products/preventive-maintenance/ultrasonic-testing-devices/sonaphone/#products

29 Ron Marshall, *Finding and Fixing Leaks, Compressed Air Best Practices, 2010* - https://www.airbestpractices.com/system-assessments/leaks/finding-and-fixing-leaks

31 Quincy Compressor, *Why did my compressed air system's pressure drop?* - https://www.quincycompressor.com/compressed-air-system-pressure-drop/

31 Kaeser Kompressoren, *Calculation of pressure drop in pipework* - https://www.kaeser.com/int-en/services/know-how/calculator/pressure-drop/

33 Wikipedia, *Turbomacchine: Compressori* - https://it.wikiversity.org/wiki/Compressori

34 Alisea, *Torri evaporative* - http://www.alisea-italia.com/it/servizi/torri-evaporative/

40 Energy Evolution, *Prodotti e Servizi, Climatizzazione* - http://www.energy-evolution.it/?page_id=38

43 IEA Heat Pumping Technologies, *Efficiency and heat pumping application* - https://heatpumpingtechnologies.org/market-technology/efficiency-heat-pumps/

45 Industrial Heat Pumps, *How it works* - http://industrialheatpumps.nl/en/how_it_works/

45 Viessmann, *Pompe di calore di grande potenza* - https://www.viessmann.it/it/riscaldamento-casa/pompe-di-calore/pompe-di-calore-di-grande-potenza.html

46 Michaels Energy, *Absorption Heat Pump* - https://michaelsenergy.com/briefs/absorption-heat-pump/

47 Robur, *Pompe di calore ad assorbimento a metano + energia rinnovabule, GAHP-AR* - https://www.robur.it/pompe_di_calore/pompa_di_calore_ad_assorbimento_a_gas_e_energia_rinnovabile_aerotermica_reversibile_gahp_ar

51 Carel, *Fluidi Refrigeranti* - http://www.carel.it/refrigerants

63 Eurostat, *Statistics Explained, Statistiche sul prezzo dell'energia elettrica, 2017* - https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Electricity_price_statistics/it

63 Eurostat, *Statistics Explained, Statistiche sul prezzo del gas naturale, 2017* - https://ec.europa.eu/eurostat/statistics-explained/index.php?title=Natural_gas_price_statistics/it

66 Investopedia - www.investopedia.com

68 GSE; *Aste CO_2, Sistema EU ETS* - https://www.gse.it/servizi-per-te/mercati-energetici/aste-co2/sistema-eu-ets

79 GEA, *Chillers & Heat Pumps, GEA RedAstrum* - https://www.gea.com/en/products/gea-redastrum.jsp

87 Il Meteo, *Archivio Meteo* - https://www.ilmeteo.it/portale/archivio-meteo/Torino

Capitolo 8

Appendice

8.1 Appendice A – Lo script dell'analisi oraria

```
%% Sezione import
% In questa sezione vengono importati i dati relativi ai consumi, alla
% produzione di aria dei compressori, all'energia richiesta e al COP della
% macchina.
aa = importdata('Calcolo_portata.xlsx');
cons_c123 = aa.data(:,1)+aa.data(:,2)+aa.data(:,3); %[kWh] Consumo orario
complessivo dei compressori C115MX
cons_c1 = aa.data(:,1);
cons_c2 = aa.data(:,2);
cons_c3 = aa.data(:,3);
cons_c4 = aa.data(:,4); %[kWh] Consumo orario del compressore C70MX
prod_tot = aa.data(:,5); %[Nmc/h] Portata volumetrica totale nei
compressori
energy_need = importdata('Richiesta_calore.xlsx'); %[kWh] Energia oraria
richiesta dall'utenza

bb = importdata('COP.xlsx');
perc = bb(:,1); %[%] Percentuale di carico della pompa di calore
COP_valuess = bb(:,2:end); %[-] COP della macchina

%% Calcolo potenza disponibile dai compressori
% In questa sezione, viene applicata la logica di regolazione delle pompe
di alimento per ottenere il calcolo dell'energia disponibile lato
compressori
controllo_c4 = zeros(length(cons_c4),1); % Inizializzazione vettore di
controllo
controllo_c123 = zeros(length(cons_c4),1);
energy_compr = zeros(length(cons_c4),1);
for ii = 1:length(cons_c4)
    if cons_c1(ii)>0
        controllo_c123(ii) = controllo_c123(ii)+1;
    end
    if cons_c2(ii)>0
        controllo_c123(ii) = controllo_c123(ii)+1;
    end
    if cons_c3(ii)>0
        controllo_c123(ii) = controllo_c123(ii)+1;
    end
    if cons_c4(ii)>0
        controllo_c4(ii) = 1;
    end

    if controllo_c123(ii)==3
        energy_compr(ii) = 450/3.6*5*4.186;
    elseif controllo_c123(ii)==2
        energy_compr(ii) = 300/3.6*5*4.186;
    elseif controllo_c4(ii)>0 && controllo_c123(ii)>0
        energy_compr(ii) = 150/3.6*5*4.186;
    end
end

% Correzione di potenza necessaria con presenza di SPYRAX.
spyrax_energy = 0; %[kWh] Energia fornita dal sistema Spyrax
for ii = 1:length(energy_need)
    if energy_need(ii) > spyrax_energy
        energy_need(ii) = energy_need(ii) - spyrax_energy; %[kWh] Energia
richiesta dall'utenza in presenza del sistema Spyrax
    else
```

```
        energy_need(ii) = 0; %[kWh]
    end
end

%% Calcolo MATCHING tra potenza disponibile e richiesta
% Definizioni
el_cost = 0.09752739; %[€/kWh] Costo dell'energia elettrica per kWh
met_cost = 0.2664598; %[€/Smc] Costo del gas naturale per Smc
met_PCI = 9.59; %[kWh/Smc] Potere calorifico inferiore del gas naturale
investment_years = 10; % Anni di investimento utili per il calcolo
dell'incentivo di TEE
years = [1:investment_years];
ee_cost = [97.52739 98.33078 100.9447 107.0594 113.2705 119.5772 125.9998
131.0337 135.9291 141.3541]./1e3; %[€/kWh] Variazione del costo
dell'energia elettrica negli anni
p_el = polyfit(years, ee_cost, 5); % Funzione polinomiale di
approssimazione del costo dell'energia elettrica con il tempo
gas_cost = [26.64598 26.47056 26.50024 28.69396 30.8903 33.08934 35.2911
36.87138 38.39236 39.93962]./1e2; %[€/Smc] Variazione del costo del gas
naturale negli anni
p_gas = polyfit(years, gas_cost, 5); % Funzione polinomiale di
approssimazione del costo del gas naturale con il tempo
pdc_power = [500 800 1100]; %[kW] Potenza di prova per la singola
simulazione
perc_instal = 0.1; %[-] Frazione di costo per l'installazione della pompa
di calore
perc_OM = 0.01;
pdc_cost = [235 245 270].*1e3; %[€] Costo di investimento per la pompa di
calore
pdc_cost = pdc_cost + perc_instal.*pdc_cost; %[€] Costo finale della pompa
di calore, compresa l'installazione
WACC = 0.075;%[-] WACC dell'investimento
tax_rate = 27.5/100; %[%] Percentuale di tasse sul saving netto annuo
TEE_value = 246; %[€/TEE] Valore dei TEE al 23/07/2018
rend_cc_ora = 0.9; %[-] Rendimento di combustione delle caldaie attuali
rend_cc = 0.925; %[-] Rendimento di combustione di riferimento, necessario
per il calcolo del guadagno da TEE
conv_smc_tep = 0.836/1000; %[TEP/Smc] Fattore di conversione da Smc di gas
naturale a TEP, Hp 1000 Nmc = 1055 Smc
conv_ee_tep = 0.187; %[TEP/MWh_el] Fattore di conversione da MWh elettrici
a TEP, Hp EE approvvigionata dalla rete elettrica
co2_em = 0.21; %[kg/kWh] Fattore di emissione del gas naturale
co2_val = 15; %[€/ton] prezzo di emissione di una tonnellata di CO2

% Inizializzazione vettori
assetto = zeros(length(pdc_power),3); % Vettore della percentuale di
funzionamento a pieno carico e in regolazione
consumi = zeros(length(pdc_power),3); % Vettore per il calcolo del guadagno
di TEE annuo
pbt = zeros(length(pdc_power),8); % Vettore del Net Present Value
hours_ok = zeros(length(pdc_power),1); % Vettore delle ore di funzionamento
annue
total_pdc_electricity = hours_ok; % Vettore dell'energia elettrica annua
consumata dalla PdC
total_avoided_energy = hours_ok; % Vettore dell'energia di combustibile
annua risparmiata
TEE_earning = hours_ok; % Vettore del guadagno in TEE
total_yearly_spend = hours_ok; % Vettore della spesa economica annua
total_yearly_saving = hours_ok; % Vettore del risparmio economico annuo
total_yearly_balance = hours_ok; % Vettore del saving economico annuo netto
pay_back_time = hours_ok; % Vettore del Pay Back Time
CO2_em = hours_ok; % Vettore delle emissioni evitate annue
```

```
balance_IRR = zeros(length(pdc_power),investment_years);

it_max = 5; % Numero massimo di iterazioni per il calcolo iterativo
toll = 1e-3; % [-] Tolleranza richiesta per il calcolo iterativo

%% Inizio della simulazione per ogni potenza della PdC

for jj = 1:length(pdc_power)

    power_cond = pdc_power(jj); %[kW] Potenza del condensatore della PdC,
uguale alla potenza nominale
    pbt(jj,1) = -pdc_cost(jj); %[€] Primo valore del vettore che monitora
l'andamento dell'investimento
    reg = 0.4; %[-] Percentuale di regolazione minima della PdC
    limite_reg = reg*power_cond; %[kW] Limite inferiore al di sotto del
quale la PdC non riesce più a regolare
    COP_values = COP_valuess(:,jj);
    COP_fun = polyfit(perc, COP_values, 6); % Funzione polinomiale di
approssimazione della curva del COP al variare della percentuale di
funzionamento
    power_el = power_cond/COP_values(end);%[kW] Potenza elettrica assorbita
dalla PdC
    power_eva = power_cond - power_el; %[kW] Potenza dell'evaporatore della
PdC

    % Inizializzazione dei vettori di matching sui due lati
    match_lato_utenza = zeros(length(cons_c4),1); %Questo vettore serve per
capire, ora per ora, se ci sono le condizioni per produrre energia utile
lato utenza
    match_lato_compr = zeros(length(cons_c4),1); %Questo vettore serve per
capire, ora per ora, se ci sono le condizioni per produrre energia utile
lato compressore
    electricity_pdc = zeros(length(cons_c4),1); %[kWh] Vettore di
memorizzazione dell'energia elettrica oraria assorbita dalla PdC
    energy_avoided_burn = zeros(length(cons_c4),1); %[kWh] Vettore di
memorizzazione dell'energia di combustibile oraria risparmiata
    heat_energy_pdc = zeros(length(cons_c4),1); %[kWh] Vettore di
memorizzazione dell'energia termica oraria prodotta dalla PdC
    hours = 0; % Inizializzazione del contatore delle ore di funzionamento
totali
    hours_noneed = 0; % Inizializzazione contatore delle ore in cui NON si
ha richiesta

    % Inizio della simulazione ORA PER ORA
    for ii = 1:length(cons_c4)

        % Qui si ha un confronto tra la potenza disponibile dai compressori
        % e la potenza dell'evaporatore. Se compr>eva, allora dal lato dei
        % compressori la PdC può funzionare a pieno carico (ma anche in
        % regolazione o spenta, dipende dal lato richiesta).
        if energy_compr(ii) >= power_eva

            match_lato_compr(ii,1) = 1;
            if energy_need(ii) <= limite_reg
               %In questo caso, la richiesta di potenza è minore del limite
inferiore di regolazione. La PdC non può funzionare e quindi si spegne
                match_lato_utenza(ii,1) = 0; % Spenta
                energy_avoided_burn(ii,jj) = 0;

            elseif energy_need(ii) >= power_cond
```

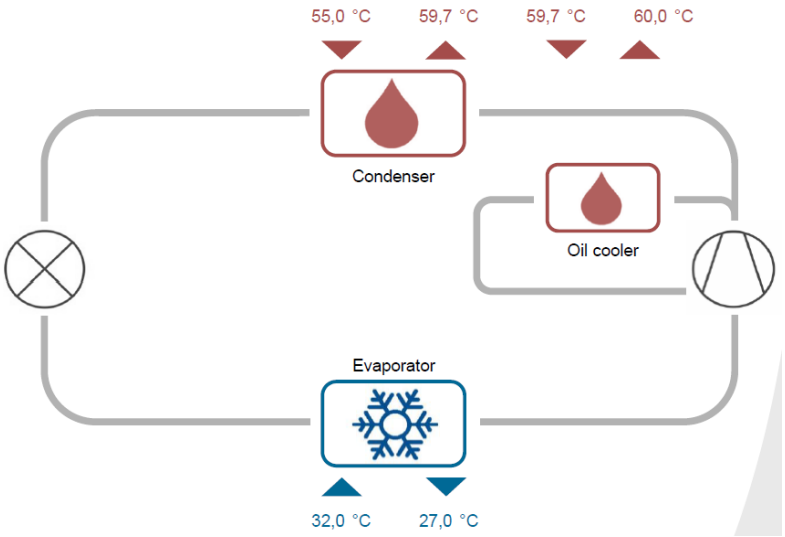
```
                %In questo caso, la richiesta è maggiore della potenza
della PdC quindi la PdC può funzionare a PIENO CARICO
                match_lato_utenza(ii,1) = 2; % Pieno carico
                energy_avoided_burn(ii,jj) = power_cond/rend_cc_ora;

            else
                % In questo caso, la richiesta è minore della potenza della
PdC ma maggiore del limite inferiore di regolazione, quindi la PdC regola
                match_lato_utenza(ii,1)  = 0; % Regolazione
                energy_avoided_burn(ii,jj) = 0;
            end

        % Qui siamo nella situazione in cui la potenza disponibile lato
compressore è MINORE della potenza
        % richiesta dall'evaporatore. Ciò significa che la PdC lavora a
carico ridotto seguendo la potenza
        % disponibile e non quella richiesta. Se accesa, quindi, la PdC
lavora sempre in regolazione
        elseif energy_compr(ii)<=reg*power_eva
            % In questo caso, l'energia disponibile è minore del limite di
regolazione lato evaporatore, la PdC viene spenta
            match_lato_utenza(ii,1) = 0; % Spenta
            energy_avoided_burn(ii,jj) = 0;
        else
            % In questa sezione viene calcolata, in modo iterativo, la
potenza nominale lato condensatore, in regime di regolazione
            it = 0; % Inizializzazione del contatore delle iterazioni
            err = 1; % Inizializzazione dell'errore relativo
            p_cond_new = energy_compr(ii) +
energy_compr(ii)/COP_values(end); % [kW] Potenza lato condensatore iniziale
            while abs(err)>toll && it<it_max
                it = it+1;
                COP = polyval(COP_fun, p_cond_new/power_cond); % [-] Valore
del COP corrispondente alla potenza di tentativo
                p_cond_new1 = energy_compr(ii) + energy_compr(ii)/COP; %
[kW]  Calcolo nuova potenza
                err = (p_cond_new - p_cond_new1)/p_cond_new; % [-]
                p_cond_new = p_cond_new1; % [kW] Aggiornamento del valore
di tentativo iniziale
            end
             if energy_need(ii) <= limite_reg
                % In questo caso, l'energia richiesta è minore del limite
di regolazione, la PdC viene spenta
                match_lato_utenza(ii,1) = 0; % Spenta
                energy_avoided_burn(ii,jj) = 0;
                match_lato_compr(ii,1) = 1;
            elseif energy_need(ii) >= p_cond_new
                % In questo caso, l'energia richiesta è maggiore del valore
massimo della potenza lato condensatore, la PdC regola a causa della
ridotta energia disponibile
                match_lato_utenza(ii,1) = 1; % Regolazione perché il
compressore fornisce poca energia, saturo lato utenza
                energy_avoided_burn(ii,jj) = p_cond_new/rend_cc_ora; % Solo
una frazione di quella ipotetica [kWh]
                match_lato_compr(ii,1) = 1;
             else
                % In questo caso, l'energia richiesta è minore del valore
massimo della potenza lato condensatore, la PdC regola acausa della ridotta
energia disponibile e della ridotta richiesta
                match_lato_utenza(ii,1) = 0; % Regolazione anche a causa di
una bassa richiesta
                energy_avoided_burn(ii,jj) = 0;
```

```
                match_lato_compr(ii,1) = 1;
            end
        end

        heat_energy_pdc(ii,jj) = energy_avoided_burn(ii,jj)*rend_cc_ora;
        electricity_pdc(ii,jj) = heat_energy_pdc(ii,jj)./polyval(COP_fun,
heat_energy_pdc(ii,jj)/power_cond);

        % Sezione di aggiornamento del numero di ore con richiesta nulla
        if energy_need(ii) == 0
            hours_noneed = hours_noneed + 1;
        end

        % Sezione di controllo di matching tra lato compressore e lato
        % utenza
        if energy_compr(ii) == 0
            match_lato_compr(ii,1) = 0;
        end

        % Sezione di aggiornamento del numero di ore di funzionamento
        if match_lato_compr(ii)==1 && match_lato_utenza(ii)>0
            hours = hours+1; %Se lato compressore si ha energia e lato
utenza si ha utenza da soddisfare
        else
            match_lato_utenza(ii) = 0; %Se non si ha energia lato
compressore o se si ha utenza da soddisfare
        end
    end

    % Sezione di calcolo del matching
    hours_ok(jj) = hours/(length(cons_c4)-hours_noneed)*100; %[%]
Percentuale di ore di funzionamento della pompa di calore
    perc_noneed(jj) = hours_noneed/length(cons_c4)*100; %[%] Percentuale di
ore in cui la richiesta è nulla
    assetto(jj,1) = sum(match_lato_utenza==0)/(length(cons_c4))*100 -
perc_noneed(jj); %[%] Percentuale di ore di spegnimento al netto del
periodo di richiesta nulla
    assetto(jj,2) = sum(match_lato_utenza==1)/(length(cons_c4))*100; %[%]
Percentuale lorda di ore di regolazione
    assetto(jj,3) = sum(match_lato_utenza==2)/(length(cons_c4))*100; %[%]
Percentuale lorda di ore a pieno carico
    hours_sp = sum(match_lato_utenza==0)-hours_noneed; %[h] Ore di
spegnimento al netto del periodo di richiesta nulla
    hours_reg = sum(match_lato_utenza==1); %[h] Ore di regolazione
    hours_pc = sum(match_lato_utenza==2); %[h] Ore a pieno carico
    tot_hour_ok = hours_sp + hours_reg + hours_pc; %[h] Ore totali di
funzionamento
    assetto(jj,1) = hours_sp/tot_hour_ok*100; %[%] Percentuale di ore di
spegnimento al netto del periodo di richiesta nulla
    assetto(jj,2) = hours_reg/tot_hour_ok*100; %[%] Percentuale di ore di
regolazione al netto del periodo di richiesta nulla
    assetto(jj,3) = hours_pc/tot_hour_ok*100; %[%] Percentuale di ore a
pieno carico al netto del periodo di richiesta nulla

    % Total yearly energy spending and saving
    total_pdc_electricity(jj) = sum(electricity_pdc(:,jj)); %[kWh/anno]
    total_avoided_energy(jj) = sum(energy_avoided_burn(:,jj)); %[kWh/anno]
    total_heat_power(jj) = sum(heat_energy_pdc(:,jj)); %[kWh/anno]
    CO2_em(jj) = total_avoided_energy(jj)*co2_em; %[kg_CO2/anno]
    CO2_earn(jj) = CO2_em(jj)/1e3*co2_val; %[€/anno]
```

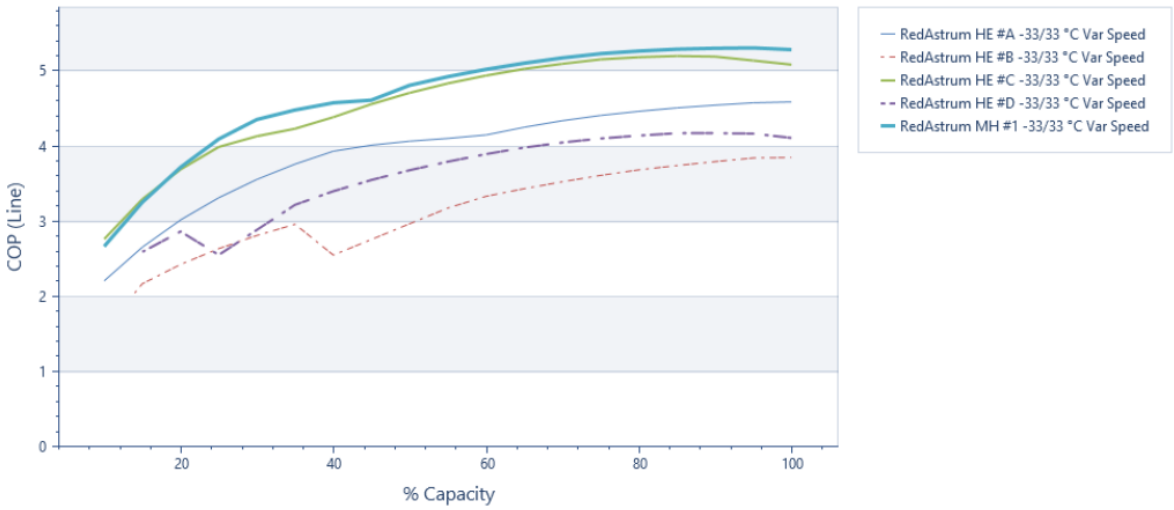
```
    consumi(jj,1) = total_avoided_energy(jj)*rend_cc_ora/rend_cc;
%[kWh/anno] Energia di combustibile totale annua con tecnologie medie
    consumi(jj,1) = consumi(jj,1)/met_PCI; %[Smc/anno] Portata volumetrica
annua di combustibile con tecnologie medie
    consumi(jj,1) = consumi(jj,1)*conv_smc_tep; %[TEP/anno] TEP di
riferimento consumati annualmente prima dell'intervento
    consumi(jj,2) = total_pdc_electricity(jj)/1000*conv_ee_tep; %[TEP/anno]
TEP consumati annualmente dopo l'intervento
    consumi(jj,3) = consumi(jj,1) - consumi(jj,2); %[TEP/anno] TEP
risparmiati annualmente in caso di intervento

    TEE_earning(jj) = consumi(jj,3)*TEE_value; %[€/anno] Guadagno legato al
contributo in TEE per 7 anni

    % Yearly expenditure
    total_yearly_spend(jj) = total_pdc_electricity(jj).*el_cost; %[€/anno]
    total_yearly_saving(jj) = total_avoided_energy(jj).*met_cost/met_PCI +
TEE_earning(jj) + CO2_earn(jj); %[€/anno]
    total_yearly_balance(jj) = (total_yearly_saving(jj) -
total_yearly_spend(jj))*(1-tax_rate); %[€/anno]

    % Sezione di calcolo dell'andamento dell'investimento
    % In questa sezione, viene calcolato l'andamento reale
dell'investimento, considerando la cessazione degli incentivi in TEE a
partire dall'ottavo anno
    for hh = 2:investment_years+1
        total_yearly_spend2(jj) =
total_pdc_electricity(jj).*polyval(p_el,hh-1); %[€/anno]
        if hh<9
            total_yearly_saving2(jj) =
total_avoided_energy(jj).*polyval(p_gas,hh-1)/met_PCI + TEE_earning(jj) +
CO2_earn(jj); %[€/anno]
        else
            total_yearly_saving2(jj) =
total_avoided_energy(jj).*polyval(p_gas,hh-1)/met_PCI + CO2_earn(jj);
%[€/anno]
        end
        total_yearly_balance2(jj) = (total_yearly_saving2(jj) -
total_yearly_spend2(jj))*(1-tax_rate); %[€/anno]
        balance_irr1(jj,hh-1) = total_yearly_balance2(jj); %[€/anno]
Vettore necessario per il calcolo dell'IRR

        pbt(jj,hh) = pbt(jj,hh-1) + total_yearly_balance2(jj)*(1+WACC)^(-
(hh-1)); %[€]

    end

    % Calcolo del PBT semplice
    pay_back_time(jj) = pdc_cost(jj)/total_yearly_balance(jj); %[anni]
    IRR(jj) = fzero(@(x)(-pdc_cost(jj) + balance_irr1(jj,1)*1/(1+x) +
balance_irr1(jj,2)*1/(1+x)^2 + balance_irr1(jj,3)*1/(1+x)^3 +
balance_irr1(jj,4)*1/(1+x)^4 + balance_irr1(jj,5)*1/(1+x)^5 +
balance_irr1(jj,6)*1/(1+x)^6 + balance_irr1(jj,7)*1/(1+x)^7 +
balance_irr1(jj,8)*1/(1+x)^8 + balance_irr1(jj,9)*1/(1+x)^9 +
balance_irr1(jj,10)*1/(1+x)^10),1);

end
```

8.2 Appendice B – I preventivi GEA

La sezione seguente riporta i documenti gentilmente inviati dal costruttore delle pompe di calore GEA. Questi comprendono uno schema di flusso dell'intervento, l'andamento del COP al variare della percentuale di carico per le soluzioni presentate e i dati tecnici della soluzione scelta.



Schema di flusso della pompa di calore GEA RedAstrum da 1100 kW



COP delle pompe di calore GEA RedAstrum al variare della percentuale di carico (soluzioni B, 500 kW, e D, 800 kW con salto di temperatura di 15 °C al condensatore; soluzioni A, 500 kW, C, 800 kW, ed 1, 1100 kW con salto di temperatura di 5 °C al condensatore)

Project Ratings

PC18-071

			RedAstrum MH #1
			Condition 1
Chiller	Model		RedAstrum MH
	Refrigerant		R-717
	Cooling Capacity	*kW*	909,9
	Heating Capacity	*kW*	1100,0
	Line Power	*kW*	208,4
	EER (Line)		4,37
	COP (Line)		5,28
	Warnings		None
Compressor	Model		MMR-H24T-52
	Quantity		1
	Vi		2,6 - Fixed
Evap	Type		5TH-276/1/1
	Capacity	*kW*	909,9
	Secondary Refrigerant		Water (Non-Corrosive)
	Inlet Temp	*°C*	32,0
	Outlet Temp	*°C*	27,0
	Pressure Loss	*bar*	1,0
	Volume Flow	*m³/h*	157,4
	Fouling Factor	*m²K/W*	0,000035
	Liquid Volume	*l*	65,0
Cond	Type		-
	Capacity	*kW*	1042,0
	Cooling Media		Water (Non-Corrosive)
	Inlet Temp	*°C*	55,0
	Outlet Temp	*°C*	60,0
	Pressure Loss	*bar*	1,2
	Volume Flow	*m³/h*	192,3
	Fouling Factor	*m²K/W*	0,000035
	Liquid Volume	*l*	156,0
Oil Cooling	Oil Cooling Type		Liquid
	Oil Cooling Medium		Water (Non-Corrosive)
	Liquid Temp (Inlet/Outlet)	*°C*	0,0/0,0
	Liquid Flow	*m³/h*	0,0
	OCHR (100%)	*kW*	62,2
	OCHR (min)	*kW*	38,2
	Oil Cooler Model		-
	Oil Type		Klüber R-200
	Oil Supply Temp	*°C*	75,0
	Functional Oil Flow	*l/min*	46,8
	Injection Oil Flow	*l/min*	23,4
	Total Oil Flow	*l/min*	70,17
	Oil Pump Size	*l/min*	-
	Oil Pump Motor Power	*kW*	-
Motor	Voltage	*V/PH/Hz*	400/3/50
	Motor Size	*kW*	247
	Enclosure		IP23
	Frame Size		W40 280 L2
	Efficiency		IE2
	Full Load Amps	*A*	425,0
Power / Control Panel	Power Panel Type		VSD
	Power Panel Voltage		400/3/50
	Control Panel Type		GEA Omni™
	Control Panel Voltage		Error
	Communication		EtherNet/IP, Modbus TCP

Specifiche tecniche della pompa di calore GEA RedAstrum da 1100 kW, con salto di temperatura al condensatore di 5 °C