



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale
in Ingegneria Energetica e Nucleare

Anno accademico 2021/2022

Sessione di Laurea Marzo 2022

Motori a combustione interna abbinati a pompe di calore

Schemi di integrazione e analisi dell'efficienza energetica

Relatori:

Ing. Alberto POGGIO

Candidato:

Marco BUSA

Correlatore:

Ing. Giulio CERINO ABDIN

Sommario

Abstract	1
1 INTRODUZIONE	2
1.1 Generalità.....	2
1.2 Teleriscaldamento.....	4
2 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA.....	8
2.1 Generalità.....	8
2.2 Motore endotermico in configurazione cogenerativa	11
2.3 Scheda tecnica di un motore a combustione interna	15
3 POMPA DI CALORE	17
3.1 Generalità.....	17
3.2 Ciclo inverso di Carnot	19
3.3 Pompa di calore a compressione di vapore	21
3.3.1 Cenni storici e applicazioni moderne	21
3.3.2 Principio di funzionamento	22
3.3.3 Fluidi frigoriferi.....	24
3.4 Scheda tecnica di una pompa di calore a compressione di vapore	25
4 ABBINAMENTO DI UNA POMPA DI CALORE CON UN MOTORE ENDOTERMICO.....	26
5 MODELLO ENERGETICO.....	37
5.1 Ipotesi di progetto.....	37
5.2 Proprietà dei fluidi.....	40
5.3 Principali sottosistemi del modello	44
5.4 Modellazione del funzionamento della pompa di calore	45
5.5 Calcolo delle portate	49
5.6 Combustione e fumi di scarico	51
5.7 Calore di condensazione	59
5.8 Risultati di modello	62
5.8.1 Circuito Acqua calda.....	63
5.8.2 Circuito Acqua a bassa temperatura	66
6 CONFRONTO ENERGETICO.....	69
7 CONFRONTO ECONOMICO.....	76
7.1 Introduzione	76
7.2 Valutazioni CAR e Calcolo Certificati Bianchi	77

7.3	Valutazioni economiche	83
7.3.1	Inquadramento generale	83
7.3.2	Confronto scenari.....	86
7.3.3	Comparazione tra i due scenari temporali.....	89
8	CONCLUSIONI.....	92
	Bibliografia	94
	ALLEGATO.....	95

Abstract

Secondo le più recenti previsioni nei prossimi anni saranno sempre più evidenti gli effetti dovuti al cambiamento climatico provocato dall'uomo. È necessario quindi intervenire prontamente limitandone le cause, come i consumi di energia da fonte fossile, e riducendo la concentrazione di sostanze inquinanti nell'atmosfera, in particolar modo dell'anidride carbonica principale fattore del riscaldamento globale. Uno dei principali contributori all'emissione di gas climalteranti risulta essere il settore della climatizzazione degli edifici a causa dell'elevata richiesta di energia termica dovuta ad una crescente urbanizzazione. Per fronteggiare questa emergenza le politiche di intervento identificate dall'Unione Europea prevedono due possibili strade: il miglioramento dell'efficienza dei sistemi energetici e il passaggio dall'utilizzo delle fonti fossili a quelle rinnovabili. Le fonti rinnovabili costituiscono una soluzione strutturale nel medio-lungo periodo mentre l'efficientamento energetico produce risultati più immediati. La fornitura di calore per il riscaldamento e raffrescamento degli ambienti può essere realizzato in diverse forme, tra cui il teleriscaldamento. Nonostante questa tecnologia sia già di per sé una delle possibili soluzioni per arginare il problema del cambiamento climatico tramite l'efficientamento energetico, è possibile aumentarne gli effetti positivi. Il presente lavoro punta quindi ad esaminare alcune opzioni di efficientamento di centrali di generazione a servizio di reti di teleriscaldamento. Lo studio si focalizza sul recupero del calore contenuto nei fumi di scarico prodotti da motori endotermici cogenerativi, ad oggi non oggetto di recupero, attraverso l'impiego di pompe di calore, analizzando differenti modalità di recupero e configurazioni impiantistiche. A partire dai dati tecnici, è stato messo a punto un modello di calcolo in grado di simulare il funzionamento dato dall'abbinamento tra un motore a combustione interna e una pompa di calore. Sono state, quindi, individuate tre possibili configurazioni impiantistiche: una in assenza di pompa di calore, una in cui la pompa di calore è inserita in serie al motore e infine una in cui la pompa di calore opera in parallelo al motore. Nello specifico per la seconda soluzione la pompa di calore è impiegata per preriscaldare l'acqua in ingresso al motore, mentre per l'ultimo caso è utilizzata per produrre acqua ad alta temperatura da reinserire poi nel motore prima dell'ultimo scambiatore di calore. Il modello così definito è stato impiegato per studiare diverse condizioni di funzionamento al fine di ottenere dei parametri per poter confrontare dal punto di vista energetico, economico ed ambientale le diverse opzioni di efficientamento. In particolare, si è verificato quale delle diverse configurazioni potesse acquisire il titolo di teleriscaldamento efficiente e quale garantisse un maggiore risparmio di anidride carbonica emessa in ambiente. Infine, si è identificato quale opzione presentasse un maggiore vantaggio economico paragonando i prezzi di mercato passati e con quelli attuali visto anche le recenti modifiche al mercato mondiale dovute a problematiche geopolitiche.

1 INTRODUZIONE

1.1 Generalità

Risulta ormai abbastanza evidente che il cambiamento climatico è uno dei principali problemi che le future generazioni dovranno affrontare. Le conseguenze da esso provocate sono riconosciute da quasi tutti gli scienziati e i governi del mondo. Per fronteggiare questa emergenza l'Unione Europea ha individuato i seguenti obiettivi prefissati per il 2030 [1] aggiornati a fine settembre 2020:

- Almeno il 55% di riduzione delle emissioni di gas serra rispetto ai livelli del 1990
- Almeno il 32% di quota da energie rinnovabili sul consumo totale di energia
- Almeno il 32,5% di miglioramento dell'efficienza dei sistemi energetici

Secondo quanto riportato in un recente studio svolto dall'Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale (ISPRA) [2] i settori che contribuiscono principalmente al consumo di energia sono i trasporti, non oggetto di interesse di questo elaborato, il residenziale e i servizi, che nel complesso possono essere identificati come comparto civile, e l'industria, i quali rispettivamente richiedono il 31,7%, il 27,9%, 16,5% e il 21,3% della domanda di energia totale come riportato nella Figura 1.1.

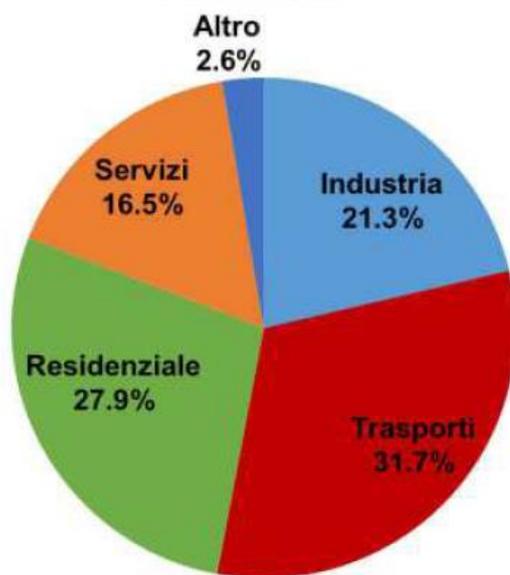


Figura 1.1: Quota dei consumi finali di energia per settore [2]

Secondo un ulteriore studio condotto da Italy for Climate (I4C) [3] il settore residenziale e il settore industriale è risultato, di conseguenza, tra i maggiori responsabili dell'emissione di gas climalteranti, in particolar modo dell'anidride carbonica. Come evidenziato nella Figura 1.2, gli edifici sono responsabili per il 28% dell'emissione di gas serra in Italia, mentre l'industria per il 37%.

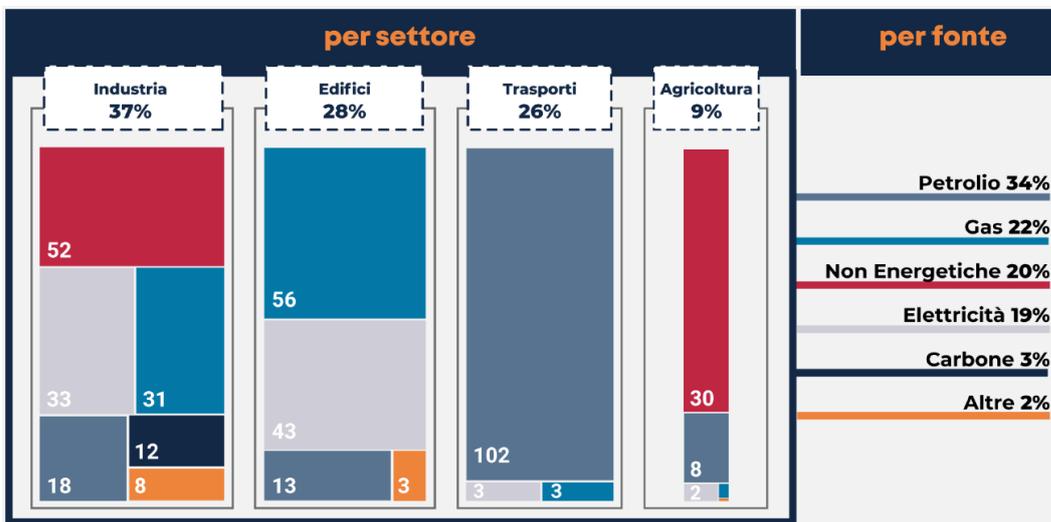


Figura 1.2: Emissioni di gas serra in Italia nel 2019 (milioni di tonnellate di CO₂ equivalente) [3]

Analizzando, quindi, questi dati emerge che il settore residenziale e industriale sono i principali settori su cui è necessario intervenire e migliorare per rispettare gli obiettivi fissati dall'Unione Europea. Una soluzione ampiamente riconosciuta per la riduzione dei consumi di energia e di conseguenza per la riduzione di emissioni di inquinanti risulta essere il teleriscaldamento.

Questa tecnologia è particolarmente adatta, specialmente in aree a media-elevata urbanizzazione, per la generazione e fornitura di calore per usi residenziali e industriali. Risulta, inoltre, particolarmente vantaggiosa sul piano ambientale in quanto concentrando la generazione di calore in poche centrali termiche poste al di fuori dei centri urbani si diminuisce l'impatto di emissioni in aree densamente popolate e contemporaneamente è possibile operare un maggiore controllo sul rilascio di inquinanti e sul loro preventivo abbattimento.

1.2 Teleriscaldamento

Il teleriscaldamento consiste nella produzione e fornitura, attraverso una rete di distribuzione, di energia termica. È possibile trovarne una definizione normativa nell'articolo 2 del Decreto legislativo n. 102 del 4 luglio 2014 [4]:

“qualsiasi infrastruttura di trasporto dell'energia termica da una o più fonti di produzione verso una pluralità di edifici o siti di utilizzazione, realizzata prevalentemente su suolo pubblico, finalizzata a consentire a chiunque interessato, nei limiti consentiti dall'estensione della rete, di collegarsi alla medesima per l'approvvigionamento di energia termica per il riscaldamento o il raffreddamento di spazi, per processi di lavorazione e per la copertura del fabbisogno di acqua calda sanitaria”.

Nello stesso articolo è anche presente la definizione di teleriscaldamento efficiente:

“teleriscaldamento e teleraffreddamento efficienti: sistema di teleriscaldamento o teleraffreddamento che usa, in alternativa, almeno:

- *il 50 per cento di energia derivante da fonti rinnovabili;*
- *il 50 per cento di calore di scarto;*
- *il 75 per cento di calore cogenerato;*
- *il 50 per cento di una combinazione delle precedenti.”*

Il teleriscaldamento può essere suddiviso in quattro diversi sottosistemi. Il primo di questi comprende la generazione di energia termica ad opera di una o più centrali termiche che possono essere costituite da diverse tipologie di unità di produzione. Il secondo sottosistema include la rete distribuzione del calore prodotto mediante il trasporto di un fluido termovettore in una serie di condutture coibentate. Tipicamente viene impiegata acqua surriscaldata (salto termico 70 – 120°C) o acqua calda (salto termico 60 – 90°C). Infine, gli ultimi due sottosistemi sono costituiti dalla sottostazione di scambio termico presso le utenze e dal sistema di pompaggio del fluido operativo.

Nel presente lavoro si è volutamente trascurato di approfondire tutti quegli aspetti che non siano riferibili al primo sottosistema, perché l'obiettivo è la valutazione delle possibilità di efficientamento energetico dei sistemi di produzione, attraverso il recupero di calore, mettendo a confronto alcune soluzioni impiantistiche.

Il teleriscaldamento ha subito notevoli sviluppi tecnologici nel corso degli anni ed è possibile individuare quattro generazioni di impianti a seconda del periodo di costruzione.

Prima Generazione

Il teleriscaldamento venne introdotto per la prima volta negli Stati Uniti negli anni '80 del XIX secolo, più precisamente a New York. In quell'epoca si impiegava il carbone come combustibile e il fluido termovettore prodotto consisteva in vapore a circa 150°C che veniva poi incanalato in condotti di cemento. Questa soluzione impiantistica viene denominata la prima generazione degli impianti di teleriscaldamento.

Seconda Generazione

Si considerano impianti di seconda generazione quelli nati a cavallo del 1930-1970. In questo periodo oltre il carbone veniva utilizzata benzina come combustibile e a differenza della prima generazione veniva impiegata, come fluido operativo, acqua calda pressurizzata a circa 100°C trasportata in tubature di calcestruzzo.

Terza Generazione

A partire dagli anni '70 si parla di terza generazione di impianti. Questi sono caratterizzati dall'installazione sottoterra di tubature precoibentate e prefabbricate per il trasporto di acqua con temperatura inferiore a 100°C. Il calore necessario viene prodotto impiegando carbone, biomasse, petrolio, gas naturale e rifiuti solidi urbani.

Quarta Generazione

La quarta ed ultima generazione è ancora in fase di sviluppo e prevede temperature di esercizio ridotte (fino a 70°C) rispetto alle precedenti generazioni. Inoltre, si considera di ampliare il mix energetico per la produzione di calore introducendo fonti di energia rinnovabili e calore di scarto derivanti da processi industriali. Come riportato dallo studio Lund et al. [5], un sistema per essere definito di quarta generazione deve essere caratterizzato dai seguenti parametri:

- Possibilità di fornire il calore utile per la climatizzazione degli ambienti e la produzione di acqua calda sanitaria a bassa temperatura a prescindere dalla modernità degli edifici serviti dalla rete
- Riduzione delle dispersioni della rete di distribuzione
- Recupero di calore da fonti a bassa temperatura e integrazione di fonti rinnovabili
- Costruzione di sistemi energetici intelligenti che integrino reti termiche, fluidi, gas e elettricità
- Adeguata pianificazione degli investimenti strategici per una possibile trasformazione in futuri sistemi di energia sostenibile

In Italia la diffusione del teleriscaldamento risulta ancora molto ridotta rispetto al suo effettivo potenziale e si concentra principalmente nel Nord Italia, in particolare nelle seguenti regioni: Lombardia, Piemonte, Emilia-Romagna, Trentino-Alto Adige e Veneto. Attualmente, secondo quanto riportato sul sito dell'Associazione Italiana Riscaldamento Urbano (AIRU) [6], la rete è in grado di soddisfare il 2,3% del fabbisogno nazionale di domanda per il riscaldamento e permette di risparmiare 5,7 milioni di tonnellate di anidride carbonica emessa in ambiente, pari circa all'eliminazione permanente di quattro milioni di autovetture.

Secondo lo studio annuale svolto dall'AIRU [7] la tecnologia di produzione dell'energia immessa nelle reti di teleriscaldamento più impiegata per l'anno 2019 risulta la cogenerazione fossile, come evidenziato nella Figura 1.3.

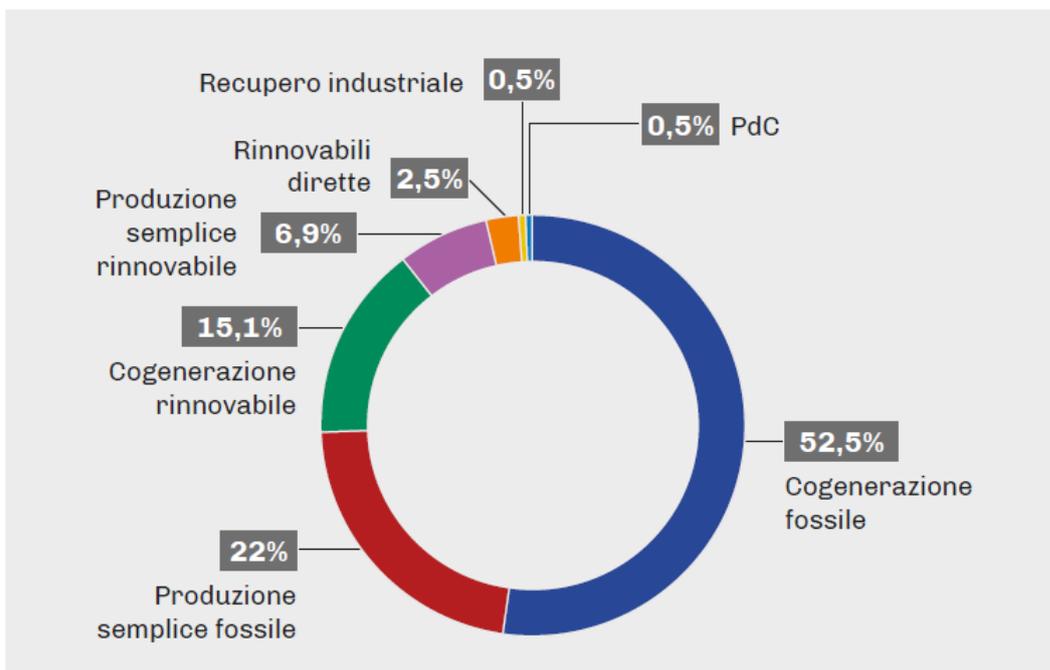


Figura 1.3: Tecnologia di produzione dell'energia immessa in rete – anno 2019 [7]

In particolare, come evidenziato nella Figura 1.4 e nella Figura 1.5, il motore a combustione interna (MCI), oggetto del presente studio, risulta essere la tecnologia più diffusa per numero di unità installate e la terza per potenza installata.

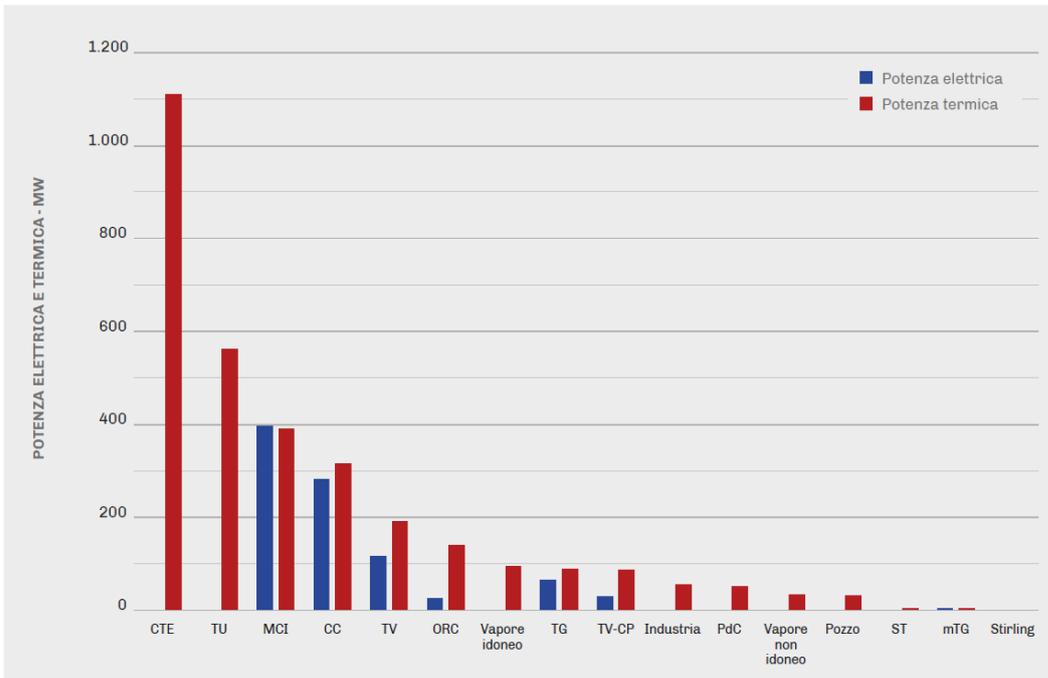


Figura 1.4: Tipologia e potenza installata delle tecnologie che alimentano le reti di teleriscaldamento [7]

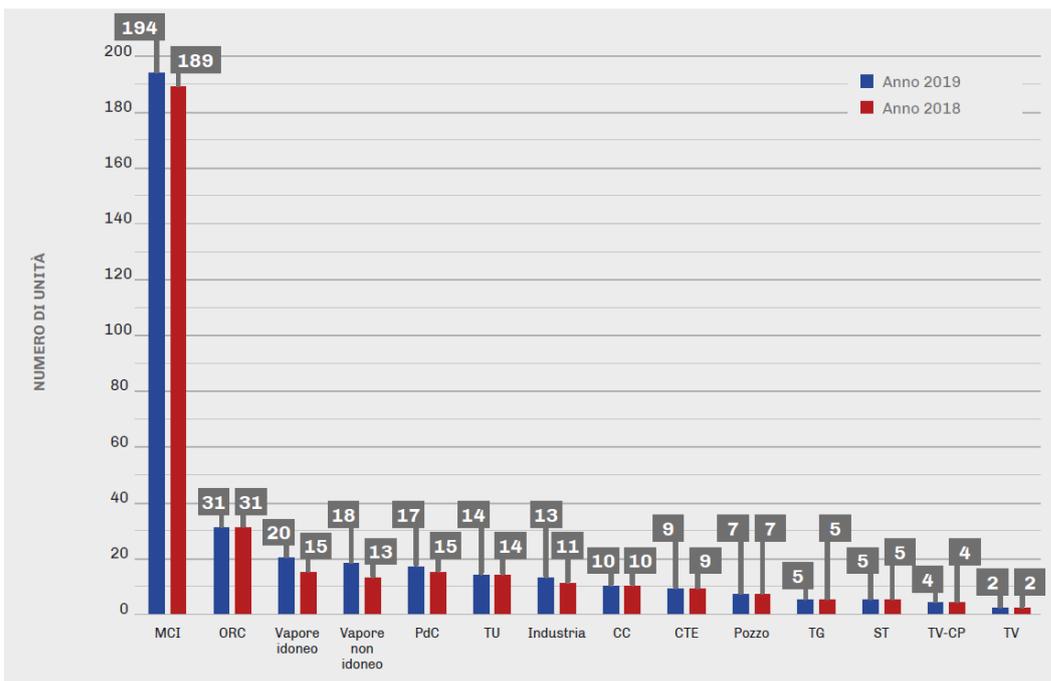


Figura 1.5: Numero delle unità di produzione installate [7]

Risulta quindi evidente che per poter rispettare gli obiettivi posti dall'Unione Europea è necessario intervenire sulla tecnologia del motore endotermico cercando di condurre un efficientamento energetico del sistema.

2 MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

2.1 Generalità

Come descritto nel capitolo precedente, la tecnologia maggiormente impiegata in Italia per la generazione di calore a servizio di reti di teleriscaldamento risulta essere il motore a combustione interna (MCI).

Si tratta di un sistema ampiamente noto e diffuso la cui origine è avvenuta intorno al 1850 ad opera di Barsanti e Matteucci. Il motore a combustione interna è una macchina volumetrica alternativa, ovvero un dispositivo costituito da camere a volume variabile in cui un fluido comprimibile interagisce staticamente con un elemento mobile (pistone o stantuffo) che mediante un moto alternato varia ciclicamente il volume delle camere.

Il principio di funzionamento di un motore a combustione interna si basa sulla combustione di una miscela di aria comburente e di combustibile con lo scopo di convertire l'energia termica contenuta in essa in lavoro meccanico reso disponibile all'albero motore.

Si riporta di seguito una descrizione sommaria di un motore endotermico, senza entrare in dettagli tecnici non essendo questo il focus del lavoro svolto.

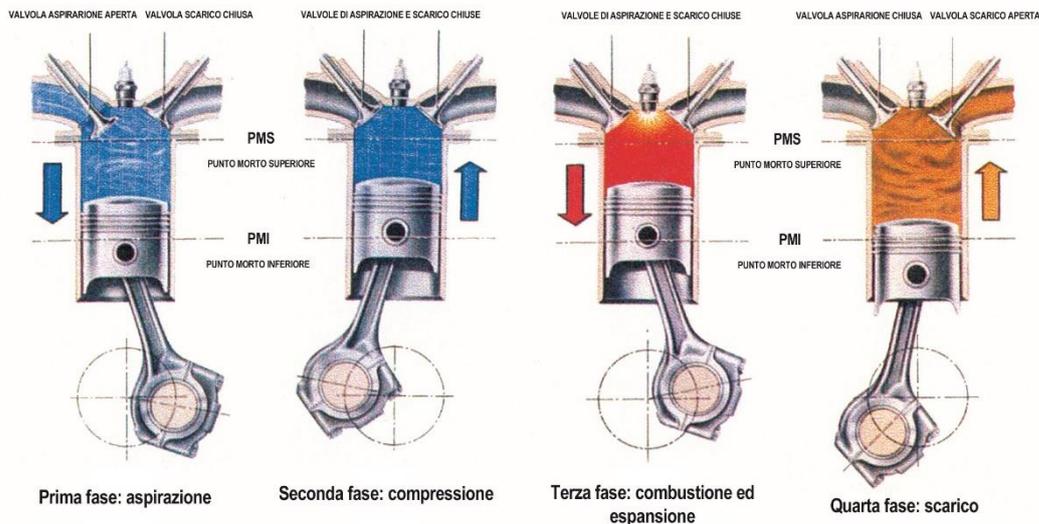


Figura 2.1: Schema funzionale del ciclo in un motore endotermico [fonte web]

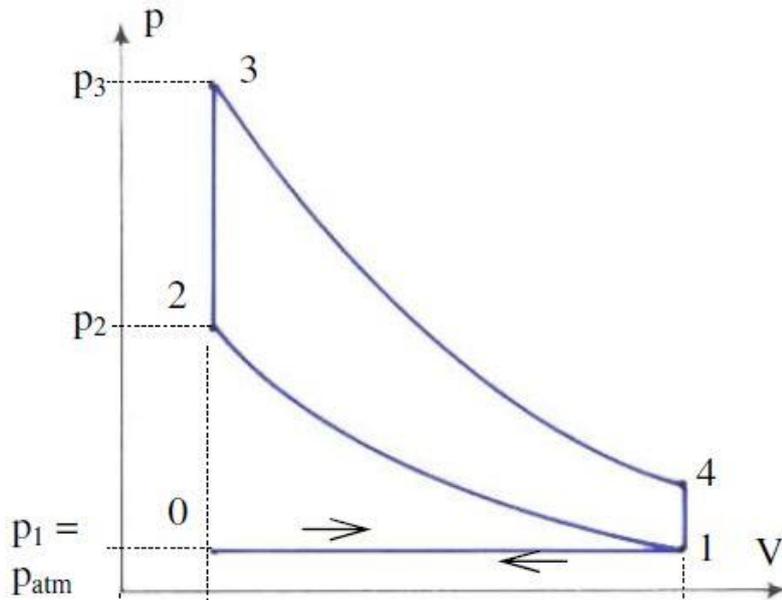


Figura 2.2: Rappresentazione grafica del ciclo ideale di un motore sul grafico p-V [fonte web]

Il ciclo termodinamico ideale di un motore a combustione interna, rappresentato nella Figura 2.1 e nella Figura 2.2, è costituito da una serie di fasi:

- **Aspirazione della miscela** ($0 \rightarrow 1$): viene aperta la valvola di aspirazione e chiusa quella di scarico, il pistone si sposta verso il basso fino a un punto chiamato punto morto inferiore aspirando nella camera la miscela di aria e combustibile.
- **Compressione adiabatica** ($1 \rightarrow 2$): il fluido viene compresso adiabaticamente durante la corsa ascendente del pistone fino al raggiungimento dello stato fisico detto punto morto superiore. Il volume viene quindi diminuito aumentando di conseguenza la pressione e la temperatura.
- **Combustione ed espansione adiabatica** ($2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$): viene fornito calore (Q_{ass}) al fluido tramite la reazione di combustione provocata dall'innesco della miscela con una scintilla. Questo causa un aumento repentino di temperatura e pressione che fa muovere il pistone di nuovo verso il punto morto inferiore compiendo del lavoro utile (L) che viene trasmesso all'albero motore.
- **Scarico** ($4 \rightarrow 1 \rightarrow 0$): viene aperta la valvola di scarico per far fuoriuscire i prodotti della combustione preparando quindi la camera per l'inizio di nuovo ciclo. In questa fase viene rilasciato calore verso l'esterno (Q_{ced}).

Il rendimento del ciclo termodinamico ideale per un motore a combustione interna è espresso come il rapporto tra il lavoro utile (L) prodotto e l'energia contenuta nel combustibile (F):

$$\eta = \frac{L}{F} = \frac{F - Q_{ced}}{F} = 1 - \frac{Q_{ced}}{F} < 1$$

Come si evince dalla definizione del rendimento, non tutta l'energia termica prodotta dalla reazione di combustione viene trasformata in energia meccanica. Questo implica che è necessario asportare la restante parte di calore prodotto al fine di garantire il corretto funzionamento della macchina. Normalmente il raffreddamento del motore è ad opera di aria o di acqua.

Esistono diversi criteri per classificare i motori endotermici in funzione delle possibili variazioni rispetto al ciclo termodinamico ideale appena descritto. È possibile fare una prima distinzione rispetto alla modalità di accensione della miscela, che influenza anche la tipologia di combustibile che può essere impiegata:

- Accensione comandata: è presente un sistema di accensione con il compito di accendere la miscela ed innescare la combustione. In questo caso è possibile utilizzare come combustibile benzina, gpl o metano e il ciclo viene denominato ciclo Otto.
- Accensione spontanea: il combustibile viene nebulizzato e iniettato in camera di combustione a determinate condizioni di temperatura e pressione, qui reagisce con l'aria già presente auto-innescando la reazione di combustione. Questa tipologia di motori viene alimentata a gasolio e il ciclo termodinamico prende il nome di ciclo Diesel.

Un'altra possibile classificazione riguarda la modalità di frazionamento del moto alternato del pistone, tipicamente si distinguono in motori a quattro tempi, in cui un ciclo completo corrisponde a due giri, e in motori a due tempi in cui è necessario un solo giro.

Infine, è possibile distinguere i motori in funzione della modalità di aspirazione della miscela. Si parla di motori aspirati quanto l'aspirazione avviene a pressione atmosferica prelevando l'aria direttamente dall'ambiente esterno. Si definisce, invece, motore sovralimentato quanto la fase di aspirazione avviene a una pressione superiore di quella atmosferica permettendo quindi di inserire in camera di combustione una massa di aria maggiore rispetto al caso precedente permettendo di ottenere potenza e prestazioni migliori.

2.2 Motore endotermico in configurazione cogenerativa

Generalmente nel caso di produzione di calore a servizio di reti di teleriscaldamento il motore a combustione interna opera in configurazione di cogenerazione.

Secondo quanto riportato dal Gestore dei Servizi Energetici (GSE) nella Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento [8] con il termine di cogenerazione si intende la produzione combinata di energia elettrica/meccanica e di energia termica ottenute in appositi impianti utilizzando la stessa energia primaria. Rispetto alla produzione separata delle stesse quantità di energia elettrica e calore, la produzione combinata comporta:

- un risparmio economico conseguente al minor consumo di combustibile;
- una riduzione dell'impatto ambientale, conseguente sia alla riduzione delle emissioni sia al minor rilascio di calore residuo nell'ambiente (minore inquinamento atmosferico e minore inquinamento termico);
- minori perdite di trasmissione e distribuzione per il sistema elettrico nazionale, conseguenti alla localizzazione degli impianti in prossimità dei bacini di utenza o all'autoconsumo dell'energia prodotta;
- la sostituzione di modalità di fornitura del calore meno efficienti e più inquinanti (caldaie, sia per usi civili sia industriali, caratterizzate da più bassi livelli di efficienza, elevato impatto ambientale e scarsa flessibilità relativamente all'utilizzo di combustibili).

Nel caso di cogenerazione, quindi, il motore a combustione interna ha lo scopo di produrre energia elettrica, tramite il collegamento di un generatore elettrico all'albero motore, ed energia termica, recuperando il calore in una serie di scambiatori in cui scorre un fluido termovettore. Si tratta generalmente di acqua che può essere impiegata per usi civili, industriali o immessa in reti di teleriscaldamento. Per il resto della trattazione questa particolare acqua verrà chiamata acqua calda a causa degli elevati livelli di temperatura che la contraddistinguono.

I motori così configurati sono generalmente motori ad accensione comandata (ciclo Otto) di grossa taglia ($100 \text{ kW}_{el} \div 10 \text{ MW}_{el}$) e con un rendimento elettrico del $30 \div 44\%$.

Nella Figura 2.3 si riporta lo schema funzionale tipico di un motore endotermico in assetto di cogenerazione in cui vengono rappresentati una serie di componenti.

Il primo componente che è possibile identificare, oltre al motore vero e proprio, è il gruppo di sovralimentazione composto da una turbina e un compressore. Come descritto precedentemente, questo ha il compito di incrementare la potenza meccanica e quindi la potenza elettrica erogata dal motore. Per ottenere questo risultato è necessario aumentare la portata della miscela di aria e combustibile incrementando la densità del fluido. È necessario quindi comprimere la miscela in un compressore azionato da una turbina che sfrutta l'espansione dei fumi prodotti dalla reazione di combustione

La miscela in uscita del compressore si trova tuttavia in una condizione di alta pressione e alta temperatura (circa 150°C). Pertanto, per non vanificare l'effetto della compressione, è necessario raffreddare la miscela in una serie di due scambiatori di calore.

Nel primo scambiatore, chiamato "Primo Stadio Intercooler", il fluido termovettore con cui la miscela scambia calore è l'acqua prelevata dalla rete di teleriscaldamento (Ritorno TLR nella figura), mentre nel secondo, chiamato "Secondo Stadio Intercooler", la miscela scambia calore con un circuito di acqua a bassa temperatura che poi a sua volta cede calore in un dissipatore. La miscela in uscita da questi due componenti si trova ad una temperatura generalmente di 50°C e viene introdotta nel motore.

Il fluido termovettore, vale a dire l'acqua calda in uscita dal Primo Stadio Intercooler, recupera una seconda quota di energia termica in uno scambiatore chiamato "Scambiatore Olio". In questo componente l'olio lubrificante del motore viene raffreddato sotto un certo livello di temperatura, tipicamente sotto i 90°C , per mantenere costanti le sue proprietà lubrificanti.

Successivamente l'acqua calda recupera una terza quota di calore dal circuito di raffreddamento del motore nel componente denominato "Scambiatore Acqua". L'acqua contenuta in questo circuito, trovandosi a pressione ambiente, deve essere mantenuta sotto i 90°C per evitare il rischio di ebollizione.

I fumi generati dalla reazione di combustione contengono una serie di inquinanti che devono necessariamente essere abbattuti prima del rilascio in ambiente. Questo processo avviene nel componente chiamato "Abbattitore di Inquinanti" che agisce principalmente sugli ossidi di azoto (NO_x) e sul monossido di carbonio (CO), inquinanti più comuni in questa tipologia di motori.

I fumi in uscita dall'abbattitore si trovano generalmente a temperature superiori ai 400°C e, pertanto, è possibile recuperare una quarta quota di energia termica. L'acqua calda, quindi, in uscita dallo "Scambiatore Acqua" viene riscaldata fino a raggiungere temperature di circa 80 – 90°C per poi essere immessa nella rete di teleriscaldamento (Mandata TLR nella figura) mentre i fumi vengono raffreddati fino a temperature di circa 100 – 120°C per poi essere emessi in ambiente.

Infine, sono presenti una serie di elementi necessari per il corretto funzionamento del motore ma che per semplicità nel prosieguo della trattazione verranno omessi per non appesantire le rappresentazioni. Questi elementi, rappresentati nello schema con un colore più chiaro, consistono in un dissipatore ausiliario nel caso la richiesta termica fosse inferiore e una serie di linee di by-pass per i fumi e l'acqua calda sullo scambiatore dei Fumi ad alta temperatura.

Dalla descrizione di una configurazione tipica risulta quindi evidente come i fumi in uscita dal camino, trovandosi ad una temperatura ancora sufficientemente elevata, possano essere sfruttati per recuperare un ulteriore quota di energia termica. Tuttavia, confrontando i livelli di temperatura che caratterizzano i circuiti appena descritti appare difficile individuare una posizione adatta e di semplice realizzazione in cui poter inserire una potenza recuperata di significativa importanza.

Il lavoro svolto, pertanto si concentrerà sull'analisi dei livelli di temperatura al fine di determinare una possibile soluzione impiantistica per sfruttare questa energia termica contenuta nei gas di scarico recuperando quanto più calore possibile, ponendo a confronto diverse opzioni.

2.3 Scheda tecnica di un motore a combustione interna

Si riporta di seguito nella Figura 2.4 la prima pagina della scheda tecnica del motore a combustione interna impiegato in questo studio per identificare i parametri principali che lo caratterizzano. La restante parte della scheda tecnica è consultabile in ALLEGATO.

1

0.01 Dati Tecnici (al modulo)

			100%	75%	50%	
2	Potenza introdotta	[2]	kW	2.606	2.007	1.409
	Quantità di gas	*)	Nm ³ /h	274	211	148
	Potenza meccanica	[1]	kW	1.095	821	548
	Potenza elettrica	[4]	kW el.	1.063	796	528
Potenze termiche recuperabili						
3	~ Primo stadio intercooler	[9]	kW	197	99	24
	~ Olio		kW	121	109	95
	~ Acqua di raffreddamento motore		kW	347	317	270
	~ Gas di scarico raffreddati a 120 °C		kW	566	445	330
	Potenza termica complessiva	[5]	kW	1.231	970	719
Potenza erogata complessiva		kW totale	2.294	1.766	1.247	
Potenza termica da dissipare (calcolato con di glicole 37%)						
4	~ Secondo stadio intercooler		kW	80	62	33
	~ Olio		kW	~	~	~
	~ Calore insuperficie	ca. [7]	kW	95	~	~
Consumo e Rendimenti						
	Consumo elettrico specifico del motore	[2]	kWh/kWel.h	2,45	2,52	2,67
	Consumo specifico del motore	[2]	kWh/kWh	2,38	2,45	2,57
	Consumo olio motore	ca. [3]	kg/h	0,33	~	~
	Rendimento elettrico			40,8%	39,7%	37,5%
	Rendimento termico			47,2%	48,3%	51,0%
	Rendimento complessivo	[6]		88,0%	88,0%	88,5%
Circuito acqua calda:						
5	Temperatura di mandata		°C	95,0	90,8	86,7
	Temperatura di ritorno		°C	75,0	75,0	75,0
	Portata nominale		m ³ /h	52,9	52,9	52,9
	Potere calorifico inferiore del gas (PCI)		kWh/Nm ³	9,5		

Figura 2.4: Estratto di scheda tecnica del motore impiegato in questo elaborato

È possibile quindi identificare i seguenti gruppi di parametri principali:

1. Per ogni parametro presente in questa porzione della scheda tecnica viene specificato il valore per ciascuna percentuale di carico riportata. Si tenga presente che il lavoro svolto considera il motore nel solo funzionamento al 100% del carico.
2. In questa sezione vengono indicati i dati principali di funzionamento del motore endotermico: la portata di gas introdotta e la potenza ad esso associata, la potenza meccanica prodotta e, infine, la potenza elettrica convertita nel generatore.
3. Il terzo gruppo di parametri comprende i valori delle potenze recuperate dall'acqua calda negli scambiatori di calore che, come descritto in precedenza sono rispettivamente: Primo Stadio Intercooler, Olio, Acqua di raffreddamento e infine i Fumi di scarico ad alta temperatura.
4. La quarta sezione racchiude i valori delle potenze che non è possibile recuperare secondo questo assetto del motore. Sono il calore disperso dalla superficie del motore (calore in superficie) e il calore disperso in ambiente dal Secondo stadio di Intercooler attraverso il dissipatore.
5. Vengono infine indicate le temperature di ingresso e uscita e la portata dell'acqua calda.

Come è possibile evincere dai dati riportati nella scheda tecnica, il funzionamento del motore prevede una temperatura di uscita dei fumi prodotti dal motore pari a 120°C . Risulta quindi evidente che è possibile recuperare una significativa quota di energia termica dal raffreddamento dei gas di scarico.

È possibile recuperare un'ulteriore quota significativa di calore dal II stadio intercooler che altrimenti verrebbe dispersa in ambiente sprecando di fatto circa 80 kW nel caso di funzionamento al 100% del carico.

Il presente studio si focalizza sull'impiego una pompa di calore a compressione di vapore per recuperare queste quote di energia termica. Infatti, questa macchina, a fronte di una spesa energetica, permette il recupero di una grande quantità di calore e di innalzare contemporaneamente il livello di temperatura a cui esso è disponibile aumentando quindi il numero delle possibili interazioni tra i vari fluidi.

3 POMPA DI CALORE

3.1 Generalità

Una pompa di calore o un impianto frigorifero è una macchina termica in grado di trasferire calore da una sorgente a temperatura più bassa ad un'altra a temperatura più alta compiendo un ciclo termodinamico inverso. Come afferma il secondo principio della termodinamica per compiere questo processo è necessario fornire energia dall'esterno del sistema.

Relativamente al diverso tipo di energia ceduta è possibile operare una prima suddivisione delle pompe di calore. Si parla, infatti, di pompe di calore a compressione di vapore qualora sia impiegata energia elettrica e di pompe di calore ad assorbimento nel caso in cui sia sfruttata energia termica.

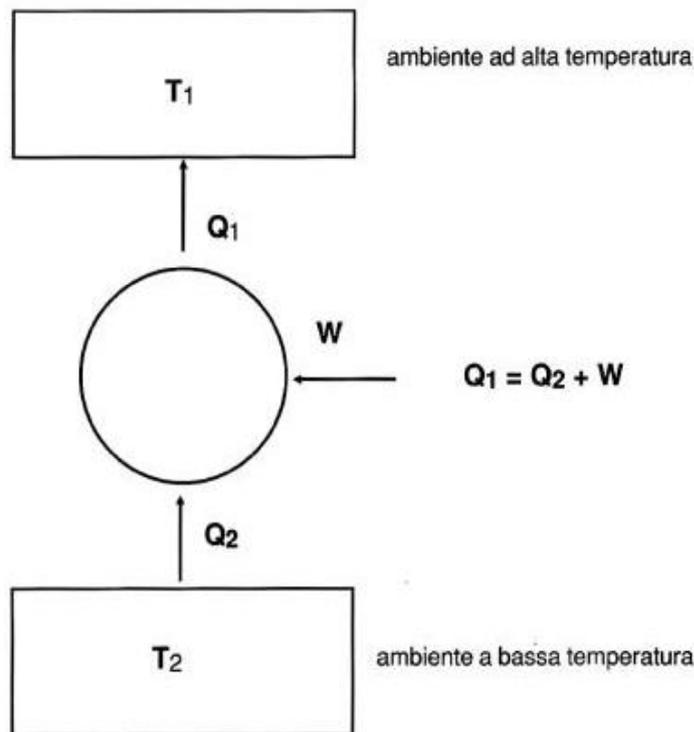


Figura 3.1: Schema termodinamico della macchina frigorifera [fonte web]

Non esiste una reale distinzione tra una “macchina frigorifera” e “una pompa di calore” in quanto entrambi i dispositivi attuano il medesimo processo. Questa differenza di nomenclatura serve unicamente ad evidenziare qual è l’effetto utile compiuto dall’impianto:

- una “macchina frigorifera” ha lo scopo di raffreddare la sorgente a bassa temperatura
- una “pompa di calore” ha l’obiettivo di riscaldare la sorgente ad alta temperatura

Di conseguenza ciò che risulta differente tra le due diverse modalità di funzionamento sono soltanto i campi di temperatura entro cui operano. Queste macchine, tuttavia, se opportunamente dimensionate, sono in grado sia di soddisfare la richiesta contemporanea di riscaldamento e raffrescamento, sia di operare, a seconda della domanda, in una delle due condizioni invertendo il ciclo termodinamico (reversibilità).

Le principali fonti di calore con cui le macchine frigorifere interagiscono sono aria, acqua e fluidi derivanti da processi industriali.

L’impiego di aria come sorgente permette da un lato la semplificazione dell’impianto ma dall’altro, a causa delle forti variazioni di temperatura in funzione della stagione, rende poco costanti e stabili le prestazioni della macchina. Inoltre, al di sotto di certe temperature della sorgente fredda si ha un brusco calo delle performance.

Questi fenomeni generalmente non si verificano nel caso di utilizzo dell’acqua, che al contrario garantisce ottime prestazioni anche grazie alle sue migliori proprietà termodinamiche che rendono più efficiente lo scambio termico. L’acqua in questione può presentarsi in diverse forme, come semplice acqua di impianto, come acqua che ha scambiato calore con il terreno o come acqua prelevata da una falda acquifera. In questi ultimi due casi si parla di pompe di calore geotermiche.

3.2 Ciclo inverso di Carnot

Per poter studiare le diverse tipologie di pompe di calore è necessario introdurre il concetto di ciclo frigorifero tramite il ciclo inverso di Carnot di una macchina ideale. La pompa di calore così definita è costituita da un circuito chiuso in cui scorre un particolare fluido, definito fluido operativo o refrigerante, che subisce una serie di trasformazioni termoioniche e che a seconda delle condizioni di temperatura e pressione assume lo stato di liquido, di vapore o di una miscela dei due.

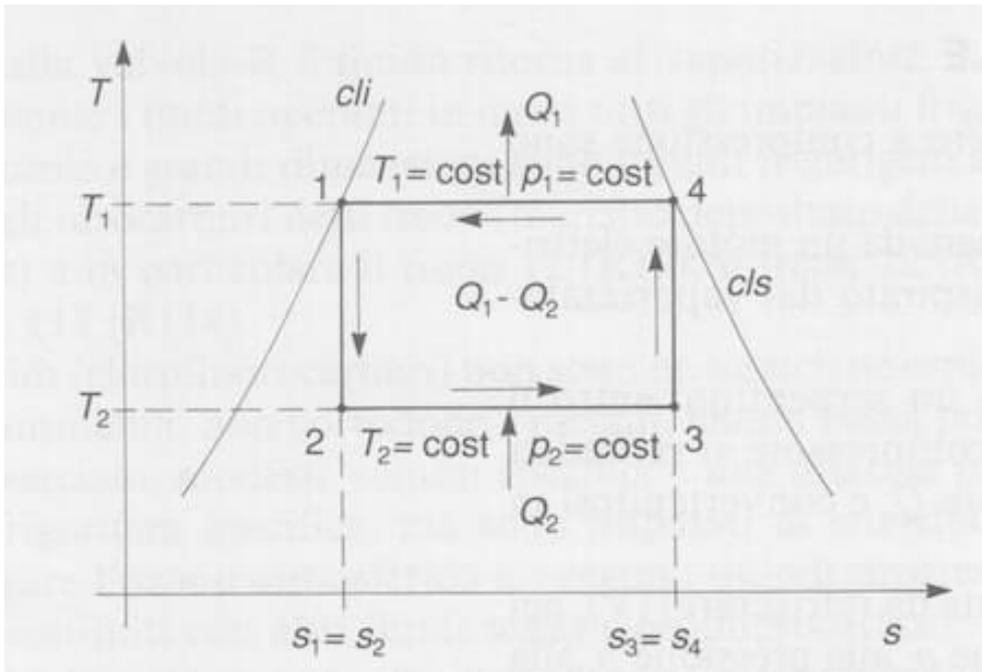


Figura 3.2: ciclo inverso di Carnot nel diagramma entropico [fonte web]

Il ciclo inverso di Carnot, rappresentato nella Figura 3.2 nel diagramma temperatura – entropia, è costituito da una serie di quattro trasformazioni:

- 1 → 2: **espansione adiabatica**, in questo processo isentropico il fluido si espande riducendo la propria temperatura raggiungendo una temperatura inferiore di quella della sorgente fredda e passando da una condizione di liquido saturo ad una miscela di liquido-vapore.
- 2 → 3: **evaporazione**, il fluido evapora a temperatura e pressione costante assorbendo calore Q_2 dalla sorgente a bassa temperatura fino ad una nuova condizione di miscela liquido-vapore
- 3 → 4: **compressione adiabatica**, in questo processo isentropico, tramite l'energia fornita dall'esterno del sistema W , il fluido viene compresso aumentando di temperatura fino al raggiungimento di una temperatura maggiore di quella della sorgente calda. In questa condizione il fluido si trova nello stato di vapore saturo.
- 4 → 1: **condensazione**: il fluido condensa a temperatura e pressione costante cedendo calore Q_1 alla sorgente ad alta temperatura fino alla condizione di liquido saturo

Facendo riferimento alla Figura 3.1 si può affermare che nel ciclo di Carnot inverso l'energia (Q_1) trasferita alla sorgente a più alta temperatura (T_1) è data dalla somma dell'energia (Q_2) prelevata alla temperatura più bassa (T_2) e dell'energia fornita al sistema dall'esterno (W).

$$Q_1 = Q_2 + W$$

Riferendosi, invece alla Figura 3.2, il lavoro speso per la compressione adiabatica del fluido risulta essere:

$$W = Q_1 - Q_2 = T_1 \cdot (S_4 - S_1) - T_2 \cdot (S_3 - S_2) = (T_1 - T_2) \cdot \Delta S$$

È possibile quindi definire l'efficienza del ciclo inverso di Carnot come il rapporto tra l'effetto energetico utile, che varia a seconda dello scopo per cui viene impiegata la macchina, e l'energia spesa.

$$\text{Effetto utile: raffreddamento} \rightarrow \eta_{frigo} = \frac{Q_2}{W} = \frac{T_2 \cdot \Delta S}{(T_1 - T_2) \cdot \Delta S} = \frac{T_2}{T_1 - T_2} > 1$$

$$\text{Effetto utile: riscaldamento} \rightarrow \eta_{pdc} = \frac{Q_1}{W} = \frac{T_1 \cdot \Delta S}{(T_1 - T_2) \cdot \Delta S} = \frac{T_1}{T_1 - T_2} > 1$$

È possibile quindi affermare che il rendimento del ciclo risulterà quindi tanto maggiore quanto minore sarà la differenza tra la temperatura di condensazione e la temperatura di evaporazione ($T_1 - T_2$).

3.3 Pompa di calore a compressione di vapore

3.3.1 Cenni storici e applicazioni moderne

Il primo prototipo di una pompa di calore a compressione di vapore realmente funzionante fu costruito da J. Perkins nel 1834. Tuttavia, il primo studioso a teorizzare la possibilità di sfruttare il ciclo di una macchina frigorifera per la produzione di calore fu W. Thomson, noto come Lord Kelvin, nel 1852.

Le prime macchine commerciali vennero prodotte a cavallo tra la Prima e la Seconda Guerra mondiale e in quel periodo furono installate a Zurigo le prime due pompe di calore ad alta potenza per il riscaldamento degli ambienti in grado di produrre potenza termica nella misura di 175 *kW* utilizzando acqua di fiume come sorgente e 58 *kW* impiegando aria esterna.

Gli anni successivi fino al 1973 furono caratterizzati da un'alternanza di periodi di forte sviluppo commerciale e di ampia applicazione anche nel settore industriale e militare e di periodi di blocco a causa degli elevati costi di produzione. La crisi energetica del 1973 ebbe un impatto positivo sulla maturazione delle pompe di calore in quanto rese più appetibile e conveniente questa tecnologia a discapito di altre che si basavano sull'utilizzo di combustibili fossili.

Tuttavia, questi ultimi anni sono contrassegnati da un rallentamento alla crescita commerciale a causa dell'utilizzo di particolari fluidi operativi, come i clorofluorocarburi (CFC), che provocano inquinamento all'ozonosfera. La sfida per il futuro di questa tecnologia richiede quindi la scoperta di fluidi alternativi e non inquinanti per l'ambiente e la riduzione dei costi di produzione.

Attualmente le pompe di calore a compressione di vapore sono molto diffuse e trovano applicazione sia nel settore residenziale che industriale. Nel primo caso sono impiegate per il riscaldamento e raffrescamento degli ambienti e per la produzione di acqua calda sanitaria. Si trattano principalmente di impianti aria – aria (ad espansione diretta), aria – acqua, e acqua – acqua (geotermici) di media – piccola potenza. Nel settore industriale, invece, le pompe di calore, generalmente di taglia maggiore rispetto al campo civile, vengono sfruttate nei processi in cui è richiesto un trattamento a bassa temperatura come per la conservazione e preparazione di cibo oppure vengono adoperate per il recupero di calore di scarto da reimpiegare in altri processi. Questo ultimo aspetto sarà oggetto di studio in questo elaborato.

3.3.2 Principio di funzionamento

Il principio di funzionamento di una pompa di calore a compressione di vapore è molto simile al ciclo inverso di Carnot con alcune differenze dovute alla difficoltà pratica di realizzare alcune delle trasformazioni termodinamiche per come sono state descritte precedentemente.

Nella Figura 3.3 e nella Figura 3.4 sono riportati rispettivamente lo schema funzionale di una pompa di calore a compressione di vapore e il ciclo termodinamico. In rosso è rappresentato il ciclo inverso di Carnot, mentre in blu è rappresentato il ciclo reale.

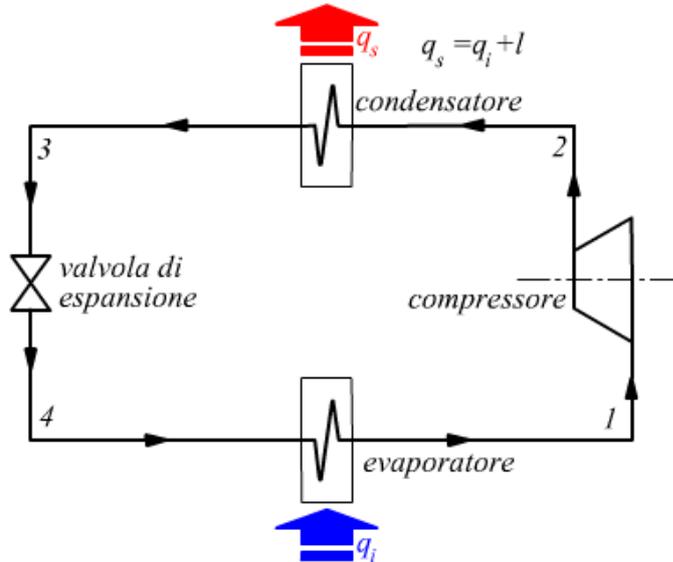


Figura 3.3: Schema funzionale di una pompa di calore a compressione di vapore [fonte web]

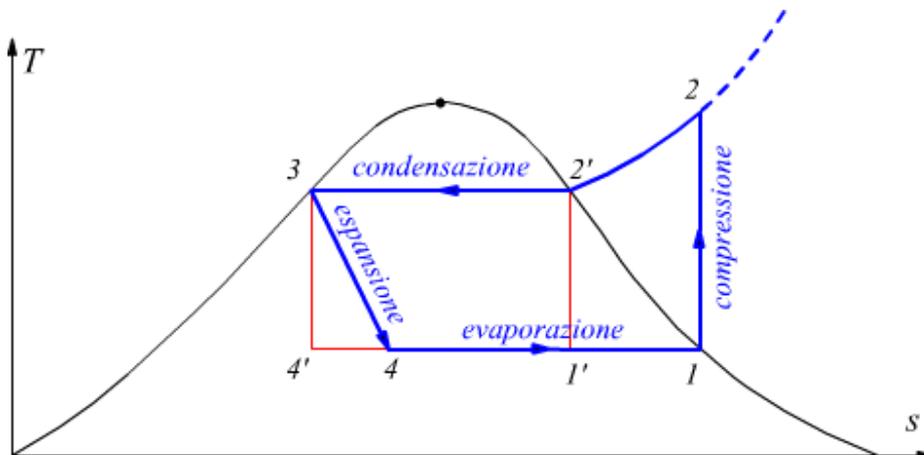


Figura 3.4: Ciclo termodinamico di una pompa di calore a compressione di vapore [fonte web]

La prima differenza dal ciclo ideale riguarda l'espansione adiabatica ($3 \rightarrow 4$). Per semplificare la macchina, infatti, questa fase viene eseguita in una valvola di laminazione che non permette di recuperare lavoro di espansione e causa un processo fortemente irreversibile aumentando quindi l'entropia del fluido.

Inoltre, la compressione adiabatica viene attuata dal compressore e la possibile presenza di liquido incomprimibile comporterebbe il danneggiamento del macchinario. Pertanto, è necessario che durante la fase di evaporazione tutto il liquido sia trasformato in vapore raggiungendo così la condizione di vapore saturo (*punto 1*). La compressione del vapore da questa condizione comporta il raggiungimento dello stato di vapore saturo surriscaldato (*punto 2* nel grafico), distante dalla curva limite superiore.

Di conseguenza la cessione di calore alla sorgente ad alta temperatura sarà divisa in due fasi:

- $2 \rightarrow 2'$: Il vapore cede calore a pressione costante riducendo la temperatura
- $2' \rightarrow 3$: condensazione del vapore a temperatura e pressione costante fino al raggiungimento dello stato di liquido saturo.

Per valutare le prestazioni di una pompa di calore a compressione di vapore che ha come obiettivo il riscaldamento della sorgente ad alta temperatura si utilizza il Coefficiente di Performance (COP) ricavato nel seguente modo:

$$COP = \frac{Q_1}{W}$$

Mentre il rendimento di una macchina frigorifera che ha come scopo il raffreddamento della sorgente a bassa temperatura si chiama Rapporto di Efficienza Energetica (EER) e si valuta come:

$$EER = \frac{Q_2}{W}$$

Le pompe di calore a compressione di vapore possono essere ulteriormente classificate in funzione del tipo di motore che alimenta il compressore. È possibile, quindi, distinguere due diverse categorie: pompe di calore a motore elettrico, in cui il compressore è alimentato elettricamente, e pompe di calore a combustione interna, in cui il compressore è alimentato da un motore a gas.

Le pompe di calore a motore elettrico sono le più diffuse nel mercato moderno e sono disponibili in un ampio ventaglio di taglie, dai pochi kW fino alle centinaia di kW, con COP compreso tra 3 e 5. Il punto a sfavore di questi dispositivi è che non sono in grado di produrre energia termica con temperature superiori a 80 – 90 °C rendendoli quindi limitati a certi tipi di applicazioni.

Le pompe di calore a combustione interna, invece, risultano meno diffuse delle pompe di calore elettriche e hanno potenze che variano dalle poche decine fino alle centinaia di kW. Il principale vantaggio di questi dispositivi è che sono in grado di produrre energia termica con temperature comprese tra i 90 – 120°C.

Un'altra possibile classificazione delle pompe di calore riguarda la tipologia di fluido refrigerante impiegato. Nel seguente capitolo si descriveranno brevemente le varie tipologie

3.3.3 Fluidi frigoriferi

Le prestazioni di una pompa di calore sono fortemente influenzate dal tipo di fluido refrigerante impiegato. Le principali caratteristiche che i fluidi frigoriferi possiedono sono la capacità di condensare in condizioni di alta pressione e temperatura e di evaporare in condizioni di bassa pressione e temperatura. Questo perché per poter acquisire calore (o cedere calore) è necessario che il fluido operativo si trovi a una temperatura inferiore (maggiore) rispetto a quella della sorgente fredda (calda).

Storicamente il fluido refrigerante maggiormente impiegato è stato l'ammoniaca (NH_3) grazie alle sue caratteristiche termodinamiche e al suo basso costo di produzione. Tuttavia, nonostante i notevoli pregi, l'ammoniaca presenta due significativi problemi che ne hanno ridotto l'uso nel tempo, ovvero l'infiammabilità e la tossicità per l'uomo. Tuttavia, in impianti di grande taglia, controllati ed isolati è una scelta ancora molto valida.

Questo ha portato ad ampliare la ricerca chimica verso nuovi fluidi sintetici inerti e non nocivi per l'uomo. Vennero così sviluppati i cloro-fluoro-carburi (CFC) composti completamente alogenati ottenuti dalla sintesi di idrocarburi in cui gli atomi di idrogeno sono stati sostituiti da atomi di cloro e fluoro. Tuttavia, l'uso smodato di questi gas ha prodotto effetti dannosi sull'ambiente in quanto essendo molto stabili non vengono degradati dagli agenti atmosferici e hanno, quindi, la possibilità di raggiungere gli strati più alti dell'atmosfera. Qui a contatto con i raggi ultravioletti vengono smembrati in ioni che reagiscono con le molecole di ozono presenti distruggendole. Questo effetto prende il nome di buco dell'ozono e consiste in un assottigliamento dello strato di ozono stratosferico.

Viene quindi definito l'Ozone Depletion Potential (ODP), un indicatore che misura la potenzialità distruttiva di un composto rispetto a uno di riferimento. Per arginare questo problema nel 1987 a Montreal più di 150 paesi hanno firmato un accordo per eliminare questi composti chimici. La stessa sorte è toccata anche agli idro-cloro-fluoro-carburi (HCFC), composti meno stabili grazie alla presenza dell'idrogeno ma comunque dannosi a causa del cloro presente.

L'ultima tipologia di fluidi sintetici impiegati nelle pompe di calore sono gli idro-fluoro-carburi, composti meno stabili in cui la molecola di cloro scompare definitivamente. Nonostante ciò, questi sono tra le principali cause dell'effetto serra. È stato necessario, pertanto, introdurre un nuovo parametro denominato Global Warming Potential (GWP) che indica il danno provocato da un refrigerante rispetto al danno provocato dall'anidride carbonica in un periodo di tempo stabilito, tipicamente 100 anni.

Oltre all'ammoniaca già citata esistono altre tipologie di refrigeranti naturali con effetti ambientali trascurabili che sono adoperati nei cicli frigoriferi e che ne condividono gli aspetti critici di infiammabilità e tossicità in alcuni casi. I principali sono idrocarburi (ad esempio propano, propilene, butano), l'anidride carbonica e infine l'acqua.

3.4 Scheda tecnica di una pompa di calore a compressione di vapore

Si riporta di seguito nella Figura 3.5 la scheda tecnica della pompa di calore impiegata in questo studio per identificare i parametri principali che la caratterizzano. La restante parte della scheda tecnica è consultabile in ALLEGATO.

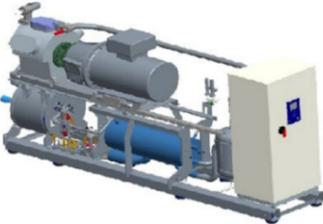
Informazioni generali	
ID gruppo pompa di calore	HeatPAC
Numero di compressori	1
ID compressore	HPX 706
Tipo di compressore	A pistoni
Azionamento	Inverter
Numero di giri [r.p.m]	1800
Controllo di capacità	100% - 27.5%
Refrigerante	R717 (GWP =1)
Carica refrigerante approx. [kg]	60

Dati elettrici	
Alimentazione [V/Ph/Hz]	400/3/50
Protezione motore	IP55
Classe di efficienza motore	IE3
Potenza elettrica motore [kW]	136

Performance	
Potenza termica [kW]	455.3
Potenza frigorifera [kW]	354.5
Potenza assorbita all'albero [kW]	109.6
C.O.P. riscaldamento [kW/kW]	4.154

Ingombri e pesi approx.	
Lunghezza [mm]	4700
Larghezza [mm]	1000
Altezza [mm]	2200
Peso in esercizio [kg]	5000

Performance scambiatori			
Evaporatore		Condensatore	
Tipo	Shell & Plate	Tipo	Shell & Plate
Fluido secondario	Acqua	Fluido secondario	Acqua
Concentrazione di fluido	Na	Concentrazione di fluido	Na
Temperatura di ingresso [°C]	35	Temperatura di ingresso [°C]	63
Temperatura di uscita [°C]	30	Temperatura di uscita [°C]	90
Portata [mc/h]	59.544	Portata [mc/h]	14.476
Perdita di carico totale [kPa]	30	Perdita di carico totale [kPa]	75



L'immagine è puramente idnicativa e potrebbe differire significativamente dallo scopo di fornitura

Figura 3.5: Scheda tecnica di una pompa di calore

I parametri fondamentali risultano essere:

1. Il tipo di refrigerante: il tipo di fluido frigorifero impiegato nella pompa di calore, in questo caso ammoniaca identificata dal codice R717.
2. Questa sezione della scheda tecnica riporta le potenze della pompa di calore. Con potenza termica si intende la potenza scambiata al condensatore mentre con potenza frigorifera la potenza acquisita nell'evaporatore. La potenza assorbita, invece, rappresenta la potenza elettrica fornita alla macchina. Infine, viene indicato il COP in modalità riscaldamento calcolato alle condizioni riportate.
3. In questa sezione sono riportati tutti i parametri relativi all'evaporatore a partire dal tipo di sorgente fredda (fluido secondario) con cui la pompa di calore scambia energia termica nell'evaporatore, acqua in questo caso. Vengono infine indicate le temperature di ingresso e uscita dallo scambiatore di calore e la portata di acqua necessaria.
4. In questa sezione sono riportati tutti i parametri relativi al condensatore a partire dal tipo di sorgente calda (fluido secondario) con cui la pompa di calore scambia energia termica nel condensatore, acqua in questo caso. Vengono infine indicate le temperature di ingresso e uscita dallo scambiatore di calore e la portata di acqua necessaria.

4 ABBINAMENTO DI UNA POMPA DI CALORE CON UN MOTORE ENDOTERMICO

L'utilizzo di pompe di calore in reti di teleriscaldamento risulta sempre più spesso di crescente interesse, al fine di consentire la produzione di energia termica da fonti rinnovabili. L'uso di questa tecnologia su reti di distribuzione del calore può avvenire secondo diverse modalità, in quanto il teleriscaldamento può essere visto dalla pompa di calore come sorgente da cui prelevare energia termica da elevare di temperatura, o come "utenza" a cui cedere il calore.

Nel primo caso la pompa di calore svolge il ruolo di booster di energia termica permettendo di innalzare il livello di temperatura e di aumentare la quantità del calore fornito dalla rete di teleriscaldamento. In pratica, il fluido termovettore, trasportato dalla rete, si comporta come "sorgente fredda" e cede energia termica alla pompa di calore nell'evaporatore, consentendo di produrre nel condensatore un fluido ad alta temperatura adatto per scopi industriali o residenziali. Alcune industrie, come quella della carta, del cibo o quella chimica, richiedono per i loro processi calore a temperature molto elevate, pertanto, in queste situazioni è necessario adottare delle particolari pompe di calore in grado di raggiungere i livelli di temperatura previsti. Queste particolari macchine prendono il nome di pompe di calore ad alta temperatura.

Differentemente, il teleriscaldamento può agire come se fosse un pozzo in cui poter immettere energia termica prodotta in una pompa di calore. È possibile distinguere due diversi casi a seconda della finalità di impiego del dispositivo.

Nel primo caso l'effetto utile della pompa di calore consiste nel raffreddamento di un fluido che può essere poi impiegato per processi industriali che prevedono trattamenti a bassa temperatura come la refrigerazione oppure il raffrescamento di particolari ambienti, come ad esempio i data center. In questa modalità è possibile, quindi, sfruttare il doppio effetto caratteristico di una pompa di calore: asportare calore da una sorgente a bassa temperatura e contemporaneamente produrre un fluido ad alta temperatura che in questo specifico caso, vincoli impiantistici permettendo, può essere immesso nella rete di teleriscaldamento.

Nel secondo caso, invece, la pompa di calore viene impiegata per recuperare il calore di scarto derivante da altri processi che altrimenti verrebbe disperso in ambiente. Il fluido termovettore che acquisisce calore nel condensatore, se compatibile con i livelli di temperatura previsti, può essere immesso nella rete di teleriscaldamento trasformando quindi uno scarto del sistema in un prodotto utile.

Il presente lavoro si concentra esclusivamente su questa ultima modalità di interazione tra una pompa di calore e il teleriscaldamento. Tuttavia, nel caso in esame il calore di scarto recuperato non deriva da processi industriali estranei al teleriscaldamento ma dalla vera e propria fase di generazione di calore in un impianto di cogenerazione composto da un motore a combustione interna alimentato a gas naturale a servizio di una rete di teleriscaldamento.

L'elemento chiave per comprendere come queste due tecnologie, la pompa di calore e il motore a combustione interna, possano essere combinate tra loro consiste nello studio dei livelli di temperatura che le caratterizzano, per trovare un punto di incontro che permetta il regolare funzionamento dell'intero sistema.

A partire dall'analisi dei dati a disposizione contenuti nelle schede tecniche di un motore e di una pompa di calore si sono quindi identificati due casi principali suddivisi a loro volta in altri due sotto-casi per un totale di quattro configurazioni.

Facendo riferimento alla descrizione di un motore in assetto cogenerativo riportata al capitolo 2.2 risulta evidente come il rilascio dei fumi in ambiente a temperature superiori ai 100°C e la dissipazione di calore ad opera del II stadio intercooler corrisponda ad un sostanziale spreco di energia termica.

Proprio questa energia è oggetto di studio del presente lavoro in quanto si prevede di effettuare un recupero termico nelle due sezioni individuate del sistema, evidenziate in verde nella seguente Figura 4.1.

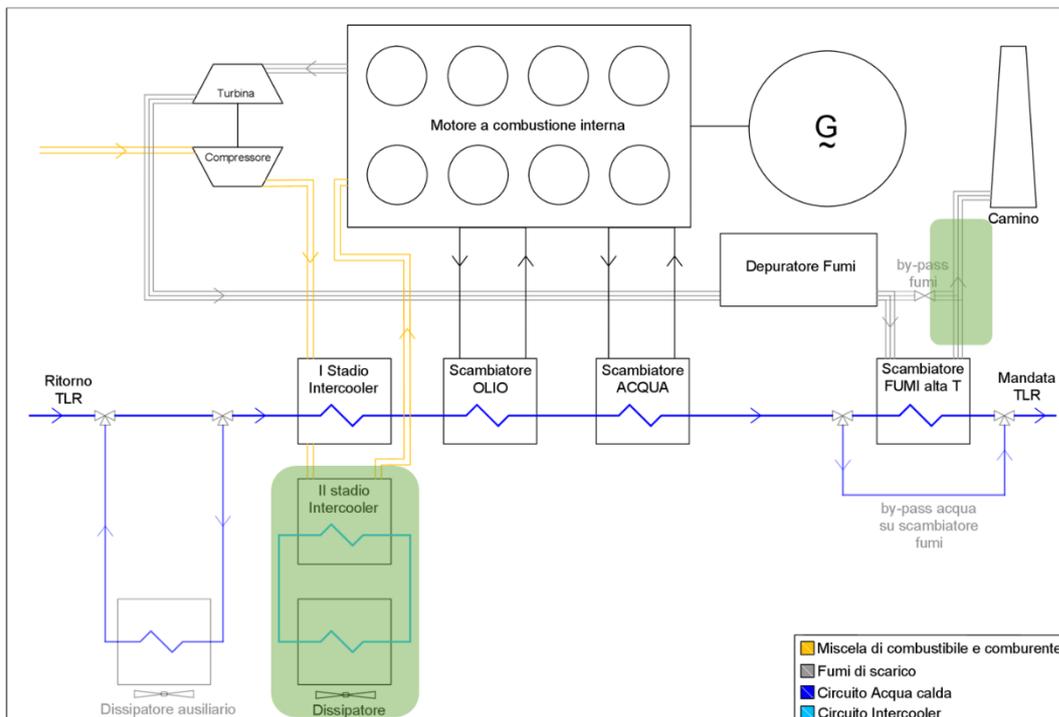


Figura 4.1: Ipotesi di recupero termico nello schema funzionale di un motore endotermico

In particolare, raffreddando ulteriormente i fumi fino a temperature significativamente inferiori ai 100°C diventa interessante recuperare anche il calore latente rilasciato dalla condensazione dell'acqua presente in essi.

Tuttavia, analizzando i livelli di temperatura coinvolti, risulta impensabile recuperare una significativa quota di energia termica attuando un recupero diretto di calore in uno scambiatore. Pertanto, è necessario impiegare una pompa di calore a compressione di vapore con il compito di incrementare la qualità e quantità dell'energia termica così recuperata.

Quindi in definitiva, per tutte e quattro le configurazioni identificate, si è ipotizzato di recuperare una prima quota di calore dal raffreddamento e condensazione dei fumi fino ad una certa temperatura, e successivamente una seconda quota di calore nel secondo stadio di intercooler che altrimenti verrebbe disperso. Questi effetti sono ottenuti ipotizzando la realizzazione di un circuito chiuso in cui fluisce acqua che per il resto della trattazione verrà chiamata acqua a bassa temperatura. Questa acqua a bassa temperatura si comporterà come sorgente fredda della pompa di calore cedendo l'energia termica così accumulata nell'evaporatore.

Scoperto da dove è possibile recuperare il calore, la questione principale adesso consiste nell'identificare in che sezione dell'impianto è possibile inserire l'acqua prodotta nel condensatore e che livello di temperatura debba possedere.

Si sono identificate così due macro-configurazioni denominate:

- Configurazione 1a: pompa di calore in serie
- Configurazione 2a: pompa di calore in parallelo

Nel primo caso la pompa di calore viene adoperata con lo scopo di preriscaldare l'acqua in ingresso al motore endotermico. La pompa di calore sfrutta quindi il calore recuperato per scaldare nel condensatore una portata di acqua prelevata dal collettore di ritorno della rete di teleriscaldamento per poi introdurla nel motore nel suo percorso prestabilito. Per questo motivo questa configurazione prende il nome di pompa di calore in serie.

La seconda modalità, invece, prevede l'impiego di una pompa di calore che operi in parallelo rispetto al motore. Viene quindi prelevata una certa portata di acqua dal collettore di ritorno del teleriscaldamento e scaldata nel condensatore della pompa di calore fino al raggiungimento di temperature elevate. Successivamente questa portata di acqua viene miscelata con quella che fluisce nel motore prima dell'ultimo scambiatore (Fumi alta temperatura) e immessa poi nella rete.

Entrambe le soluzioni previste sono realizzabili in quanto la pompa di calore selezionata permette di raggiungere le temperature richieste per il corretto funzionamento dell'intero sistema. In particolare, la temperatura massima raggiunta risulta essere pari a 82°C.

Infine, per semplificare l'intero impianto si è ipotizzato di unire i due stadi intercooler in un unico stadio a servizio del circuito di acqua a bassa temperatura collegato con l'evaporatore della pompa di calore e studiare come variano in parametri energetici. Si individuano quindi due ulteriori configurazioni denominate:

- Configurazione 1*b*: pompa di calore in serie, con unico intercooler
- Configurazione 2*b*: pompa di calore in parallelo, con unico intercooler

L'obiettivo del presente lavoro consiste nel confronto in termini energetici ed economico-ambientali delle diverse configurazioni individuate con un caso di riferimento, denominato configurazione 0, in cui non è presente una pompa di calore, ma l'impianto è costituito unicamente dal motore a combustione interna.

Per maggiore chiarezza si riportano di seguito i quattro schemi delle configurazioni con pompa di calore individuate apportando delle modifiche allo schema del motore endotermico inserito nel capitolo 2.2.

Configurazione 1a: Pompa di calore in serie al motore endotermico

L'acqua di ritorno dalla rete del teleriscaldamento è introdotta nel gruppo di scambio termico del condensatore della pompa di calore dove acquisisce energia termica. Successivamente viene inviata al motore endotermico dove recupera calore nei seguenti scambiatori: I stadio intercooler, Olio, Acqua e, infine, Fumi ad alta temperatura. A valle degli scambi termici l'acqua avrà raggiunto il livello di temperatura idoneo per la mandata del teleriscaldamento.

I fumi di scarico, dopo aver ceduto energia termica all'acqua calda nello scambiatore denominato Fumi ad alta temperatura sono caratterizzati ancora da una temperatura elevata. Quindi, anziché essere espulsi in ambiente, vengono introdotti in un nuovo scambiatore, denominato Fumi a bassa temperatura, dove cedono energia termica a un circuito di acqua a bassa temperatura. Questo calore, come descritto in precedenza, è costituito da una quota di calore sensibile relativa al raffreddamento dei fumi e da una quota di calore latente relativa alla condensazione dell'acqua contenuta nei fumi stessi. Infine, i fumi così raffreddati vengono espulsi dal camino.

Invece, l'acqua a bassa temperatura in uscita da questo scambiatore viene introdotta nel II stadio intercooler per acquisire energia termica dal raffreddamento della miscela di aria e combustibile. Infine, questa acqua viene inviata all'evaporatore della pompa di calore dove cede alla macchina l'energia termica recuperata.

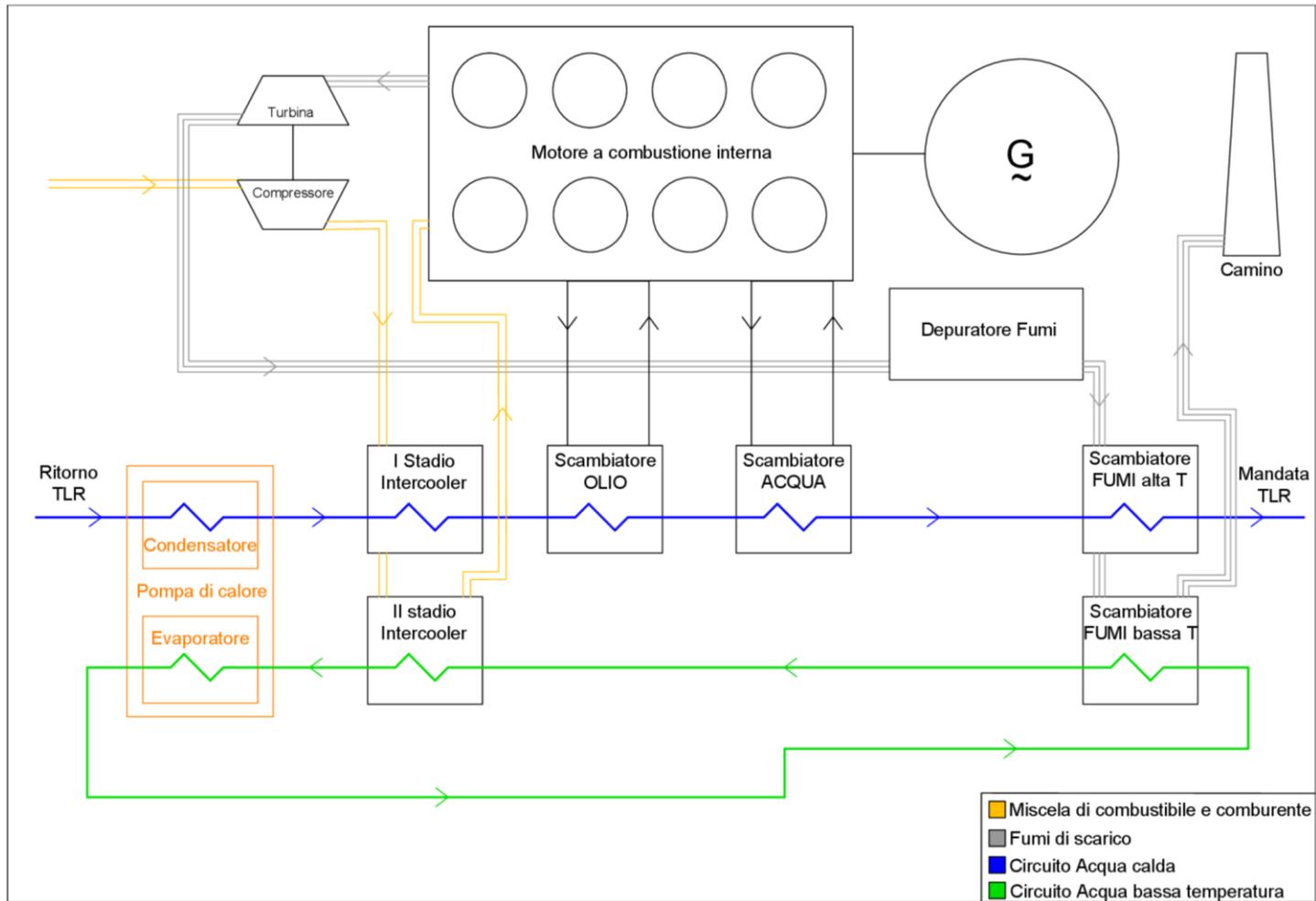


Figura 4.2: Schema funzionale del sistema con pompa di calore in serie al motore

Configurazione 1b: Pompa di calore in serie al motore endotermico e unico stadio di intercooler

Questa configurazione è del tutto simile alla configurazione 1a appena descritta, tranne per un componente. Infatti, si è ipotizzato di rimuovere il I stadio intercooler e di assegnare tutta la potenza termica che è necessario scambiare per il raffreddamento della miscela di acqua e combustibile ad un unico stadio intercooler. Questo componente cede quindi il calore al circuito di acqua a bassa temperatura collegato con l'evaporatore della pompa di calore. Ne consegue che la potenza così recuperata da parte della pompa di calore sarà molto maggiore rispetto al caso precedente in cui la quota di energia del I stadio era recuperata mediante uno scambiatore.

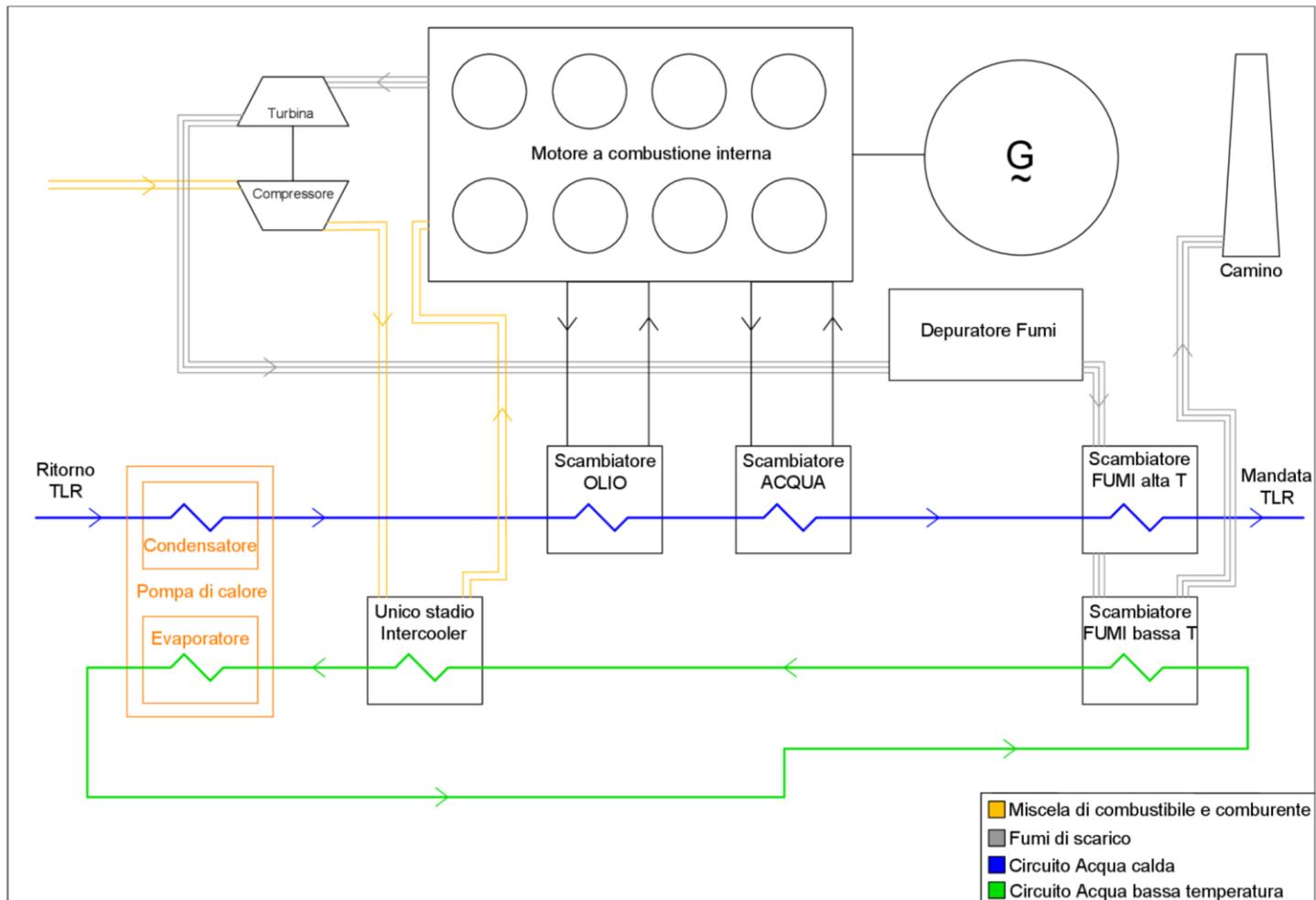


Figura 4.3: Schema funzionale del sistema con pompa di calore in serie al motore e unico stadio di intercooler

Configurazione 2a: Pompa di calore in parallelo al motore endotermico

In questa configurazione si prevede di prelevare due portate di acqua calda dal ritorno del teleriscaldamento e di inviarne una al motore endotermico e una alla pompa di calore che opera in parallelo rispetto al motore.

La portata introdotta nel motore segue il regolare percorso già descritto in precedenza, mentre la portata introdotta nella pompa di calore acquisisce calore nel condensatore raggiungendo una temperatura prefissata.

Successivamente si prevede di realizzare una miscelazione adiabatica di queste due portate di acqua calda prima di immetterle nell'ultimo scambiatore di calore, ovvero quello dei Fumi ad alta temperatura. Infine, l'acqua calda così ottenuta verrà inviata alla rete di distribuzione del teleriscaldamento.

Per quanto riguarda, invece, il circuito di acqua a bassa temperatura si comporta nel medesimo modo di quanto descritto per la configurazione 1a, recuperando calore dai fumi di scarico a bassa temperatura e dal II stadio intercooler e cedendo l'energia termica così accumulata nell'evaporatore della pompa di calore.

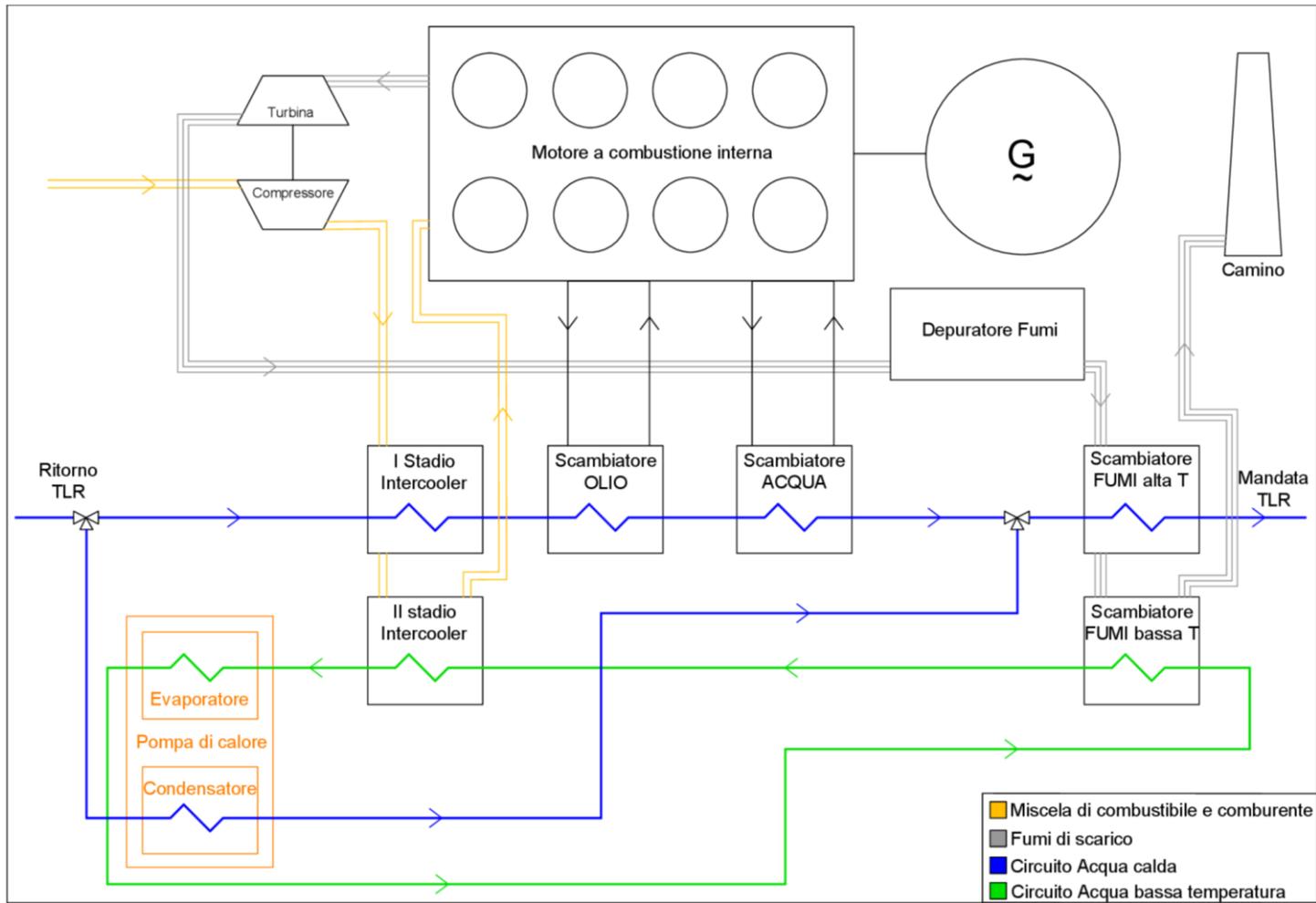


Figura 4.4: Schema funzionale del sistema con pompa di calore in parallelo al motore

Configurazione 2b: Pompa di calore in parallelo al motore endotermico e unico stadio di intercooler

Questa configurazione è del tutto simile alla configurazione 2a appena descritta, tranne per un componente. Infatti, come avviene per la configurazione 1b, si è ipotizzato di assegnare l'intera potenza da recuperare dal raffreddamento della miscela di aria e combustibile ad un unico scambiatore collegato con il circuito di acqua a bassa temperatura. Di conseguenza la potenza recuperata nella pompa di calore sarà maggiore della configurazione appena descritta.

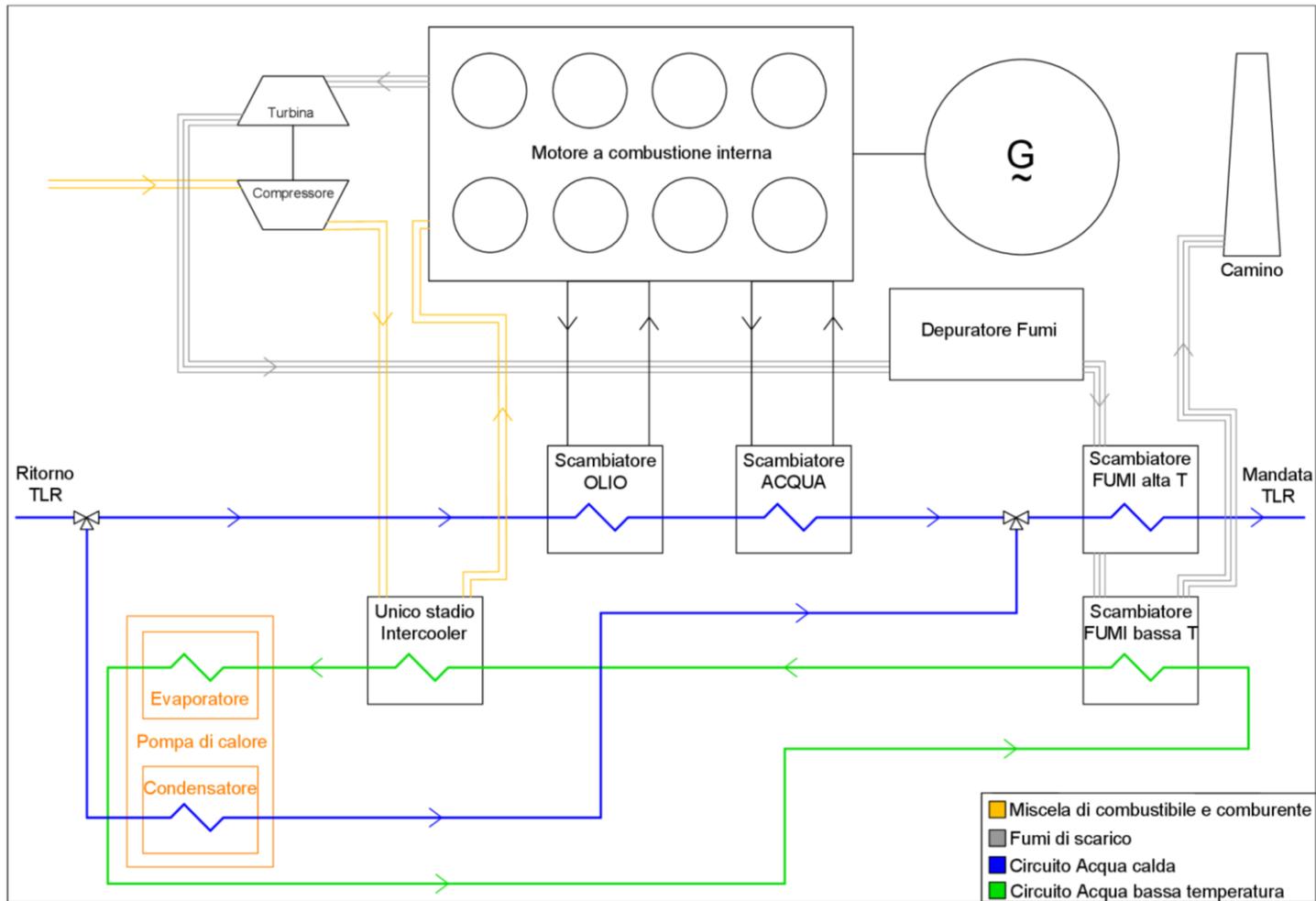


Figura 4.5: Schema funzionale del sistema con pompa di calore in parallelo al motore e unico stadio intercooler

5 MODELLO ENERGETICO

5.1 Ipotesi di progetto

Per poter confrontare le diverse configurazioni individuate nel capitolo precedente è necessario costruire un modello energetico che permetta di simulare l'intero sistema in diverse condizioni restituendo dei parametri utili per effettuare valutazioni energetiche ed economico-ambientali.

Per prima cosa sono state studiate le schede tecniche del motore a combustione interna alimentato a gas naturale e della pompa di calore prescelti per la modellazione, per individuare quali fossero i parametri principali che governavano il funzionamento dei due sistemi. Successivamente è stato possibile costruire il modello impiegando il software Excel e rappresentando il sistema come una serie interconnessa di scambiatori di calore la cui disposizione è riportata nella scheda tecnica del motore (Figura 5.1).

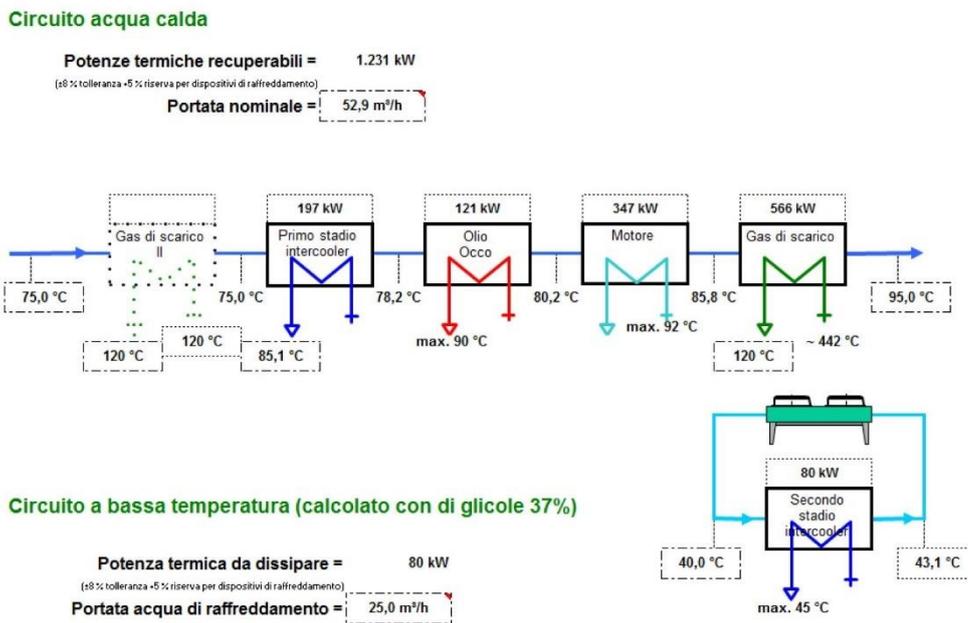


Figura 5.1: Disposizione degli scambiatori di calore riportata sulla scheda tecnica del motore

Come si evince dalla Figura 5.1 e come riportato nello stralcio di scheda tecnica del motore rappresentato nella Figura 5.2 seguente, il processo prevede una temperatura di acqua in ingresso al motore a 75°C e in uscita, con destinazione la rete di teleriscaldamento, a 95°C.

Circuito acqua calda:		
Temperatura di mandata	°C	95,0
Temperatura di ritorno	°C	75,0
Portata nominale	m ³ /h	52,9

Figura 5.2: Temperature di ingresso e uscita del motore riportate sulla scheda tecnica

Tuttavia, per adattare il funzionamento di questo sistema a un caso più realistico di produzione di calore a servizio di una rete di teleriscaldamento di terza generazione (che come è stato descritto in precedenza opera prevalentemente con una temperatura di uscita di 90°C), si è effettuata la seguente ipotesi di progetto: si è ipotizzato di mantenere costante il salto termico previsto dal sistema pari a 20°C , ma di abbassare i livelli termici di 5°C portando così la temperatura di ingresso a 70°C (ritorno) e quella di uscita a 90°C (mandata). Questa riduzione di 5°C dei due livelli termici non comporta alcuna modifica riguardo le potenze termiche in gioco rispetto ai dati di riferimento, essendo stato mantenuto costante il salto termico complessivo sulla rete ($\Delta T = 20^{\circ}\text{C}$).

La seconda ipotesi di progetto riguarda le potenze termiche relative agli scambiatori di calore del motore endotermico. Si è considerato che, per garantire un corretto funzionamento alle condizioni riportate nella scheda tecnica, sia necessario che le potenze coinvolte non vengano modificate, ad eccezione del recupero termico sui fumi ad alta temperatura su cui è possibile invece intervenire. Pertanto, queste potenze termiche sono considerate dati di input del modello, e dunque costanti.

La terza ipotesi di progetto riguarda i parametri relativi ai fumi di scarico e, in particolare, si sono adottate le seguenti ipotesi:

- La temperatura di ingresso dei fumi nello scambiatore dei Fumi ad alta temperatura è stata considerata pari a 442°C , secondo quanto riportato nella scheda tecnica del motore endotermico.
- La temperatura di uscita dei fumi dallo scambiatore dei Fumi ad alta temperatura è stata considerata pari a 100°C nel caso della configurazione 0 e pari a 110°C per le restanti configurazioni.
- La temperatura di uscita dallo scambiatore dei Fumi a bassa temperatura è stata considerata pari a 40°C al fine di avere la possibilità di recuperare una quota significativa di calore sensibile e di calore latente, come descritto in precedenza.
- La portata dei gas di scarico è stata considerata pari a 5665 kg/h , secondo quanto riportato nella scheda tecnica del motore endotermico.

La quarta ipotesi di progetto riguarda i livelli di temperatura relativi allo scambiatore dei Fumi a bassa temperatura. Avendo fissato la temperatura di uscita dei fumi è stato necessario ipotizzare anche le temperature di ingresso e uscita dell'acqua a bassa temperatura in questo scambiatore al fine di garantire un buon scambio termico tra i due fluidi. Pertanto, si è ipotizzato che la temperatura di ingresso sia pari a 25°C e quella di uscita sia pari a 30°C .

Infine, l'ultima ipotesi di progetto consiste nel determinare a priori la temperatura di uscita dell'acqua calda dal condensatore della pompa di calore per le configurazioni 2a e 2b. Si suppone che nel primo caso la temperatura sia pari a 80°C , mentre nel secondo caso sia pari a 82°C .

Nella seguente Tabella 5.1 vengono riepilogate tutte le ipotesi adottate per ciascuna configurazione.

Tabella 5.1: Tabella riassuntiva delle ipotesi di progetto adottate

Ipotesi adottate	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
$T_{ritorno\ telerisc}$	°C	70	70	70	70	70
$T_{mandata\ telerisc}$	°C	90	90	90	90	90
$\dot{Q}_{introdotta}$	kW	2606	2606	2606	2606	2606
$\dot{Q}_{I\ stadio\ intercooler}$	kW	205	197	0	205	0
$\dot{Q}_{II\ stadio\ intercooler}$	kW	72	80	277	72	277
\dot{Q}_{Olio}	kW	121	121	121	121	121
\dot{Q}_{Acqua}	kW	347	347	347	347	347
\dot{m}_{fumi}	kg	5665	5665	5665	5665	5665
$T_{in\ fumi\ alta\ T(fumi)}$	°C	442	442	442	442	442
$T_{out\ fumi\ alta\ T(fumi)}$	°C	100	110	110	110	110
$T_{out\ fumi\ bassa\ T(fumi)}$	°C	-	40	40	40	40
$T_{in\ fumi\ bassa\ T(acqua)}$	°C	-	25	25	25	25
$T_{out\ fumi\ bassa\ T(acqua)}$	°C	-	30	30	30	30
$T_{out\ condensatore}$	°C	-	-	-	80	82

5.2 Proprietà dei fluidi

Prima di entrare nel vivo della spiegazione di come è stato costruito il modello energetico sembra doveroso fare una breve spiegazione riguardo ai valori ipotizzati delle proprietà termodinamiche dei fluidi coinvolti in questo modello, ovvero densità e calore specifico per acqua e gas di scarico.

Dal momento che densità e calore specifico di un fluido dipendono da pressione e temperatura si è optato in questa simulazione di calcolare puntualmente per ciascuno scambiatore i valori di queste due grandezze. Ciò garantisce una maggiore correttezza dei calcoli e precisione dei risultati.

In particolare, le proprietà termodinamiche dell'acqua sono state valutate utilizzando delle funzioni implementate direttamente su Excel, che richiedevano come parametri di input la pressione e la temperatura. Come valore per la pressione si è considerato di adottare la media tra la pressione di esercizio massima e la pressione di esercizio minima riportate entrambe sulla scheda tecnica del motore.

Per la temperatura, invece, si è considerato di adottare come valore la media tra la temperatura di ingresso e quella di uscita dallo specifico scambiatore di calore considerato. Tuttavia, non tutte le temperature di uscita erano note a priori, e pertanto è stato necessario adottare in prima battuta la temperatura di uscita riportata sulla scheda tecnica del motore (vedere Figura 5.1) a cui sono stati sottratti 5°C per le ipotesi adottate e descritte precedentemente.

Successivamente, si è modificato questo parametro fino a far coincidere la temperatura di uscita ipotizzata con la temperatura calcolata dal modello. Va riportato che trattandosi di acqua liquida lontana dal punto di ebollizione, le proprietà termodinamiche variano leggermente da uno scambiatore all'altro e non influiscono significativamente sui risultati.

Passando ora all'analisi sui fumi di scarico, essi trovandosi in fase gassosa possiedono delle proprietà termodinamiche che, contrariamente all'acqua calda di processo, vengono fortemente influenzate dalla pressione e dalla temperatura a cui si trovano. I valori di tali proprietà sono stati determinati a partire dai dati forniti nella scheda tecnica di cui si riporta uno stralcio nella Figura 5.3 seguente.

Potenze termiche		
Potenza introdotta	kW	2.606
Intercooler	kW	277
Olio	kW	121
Acqua di raffreddamento motore	kW	347
Gas di scarico raffreddati a 180 °C	kW	464
Gas di scarico raffreddati a 100 °C	kW	600
Calore insuperficie	kW	54
Dati gas di scarico		
Temperatura gas di scarico a pieno carico	[8] °C	442
Temperatura gas di scarico a BMEP= 13,5 [bar]	°C	~ 452
Temperatura gas di scarico a BMEP= 9 [bar]	°C	~ 477
Portata gas di scarico umido	kg/h	5.665
Portata gas di scarico secco	kg/h	5.260
Volume gas di scarico umido	Nm³/h	4.497
Volume gas di scarico secco	Nm³/h	3.992
Contropressione massima ammissibile nei gas di scarico alla flangia di scarico del motore	mbar	60

Figura 5.3: Dati gas di scarico e delle potenze termiche da scheda tecnica del motore

In particolare, è stato necessario calcolare unicamente il calore specifico in quanto i dati relativi alla portata di gas di scarico erano già riportati nella scheda tecnica sia in funzione della massa sia del volume e quindi non è stato necessario calcolare la densità dei fumi.

Considerando che la pressione rimanga costante lungo tutto il circuito, è possibile ricavare il calore specifico del gas di scarico a diverse condizioni di temperatura, dall'equazione di potenza termica scambiata derivante dal primo principio della termodinamica:

$$\dot{Q}_{scambiata} = \dot{m}_{gas\ di\ scarico} \cdot c_p(T) \cdot (T_{uscita} - T_{ingresso})$$

I dati a disposizione consistevano in temperatura di ingresso che rimane sempre costante, portata dei fumi, opportunamente trasformata da kg/h in kg/s e tre potenze scambiata in funzione di tre diverse temperature di uscita. Pertanto, è stato possibile ottenere tre diversi valori iniziali di calore specifico. Si riporta nella seguente Tabella 5.2 il riassunto dei dati appena descritti. In nero sono riportati i valori di input mentre in arancione i valori calcolati.

Tabella 5.2: Tabella riassuntiva dei parametri impiegati per determinare il calore specifico dei gas di scarico

Dati da scheda Tecnica				
Portata gas di scarico umido		kg/h	5665	
Portata gas di scarico umido		kg/s	1,57	
T_{in}	T_{out}	ΔT	$P_{thtermica}$	Calore specifico
°C	°C	°C	kW	kJ/kg/°C
442	180	262	464	1,125
442	120	322	566	1,117
442	100	342	600	1,115

Successivamente è stato costruito un grafico riportante per ascissa le differenze di temperatura tra ingresso e uscita e per ordinata il calore specifico. I tre valori di calore specifico calcolati inizialmente sono stati riportati sul grafico e uniti da una linea di tendenza grazie alle funzionalità di Excel che permette di restituire anche l'equazione che determina tale relazione, di seguito riportata, per il caso oggetto di studio:

$$c_p(T) = 4,1 \cdot 10^{-7} \cdot (\Delta T)^2 - 3,79 \cdot 10^{-4} \cdot \Delta T + 1,20$$

Questa equazione permette dunque di calcolare il calore specifico a partire dalla differenza di temperatura.

Nella seguente Tabella 5.3 si riportano tutti i valori di calore specifico impiegati in questo studio. In nero sono riportati i valori di input mentre in arancione i valori calcolati.

Tabella 5.3: Tabella riassuntiva del calore specifico dei gas di scarico calcolato alle condizioni di esercizio previste dalla simulazione

Configurazione	T_{in}	T_{out}	ΔT	Calore specifico
	°C	°C	°C	kJ/kg/°C
0	442	100	342	1,115
	-	-	-	-
1a	442	110	332	1,116
	110	40	70	1,172
1b	442	110	332	1,116
	110	40	70	1,172
2a	442	110	332	1,116
	110	40	70	1,172
2b	442	110	332	1,116
	110	40	70	1,172

Nel Figura 5.4 si riporta il grafico contenente i dati di input e i valori del calore specifico calcolati per le diverse condizioni individuate.

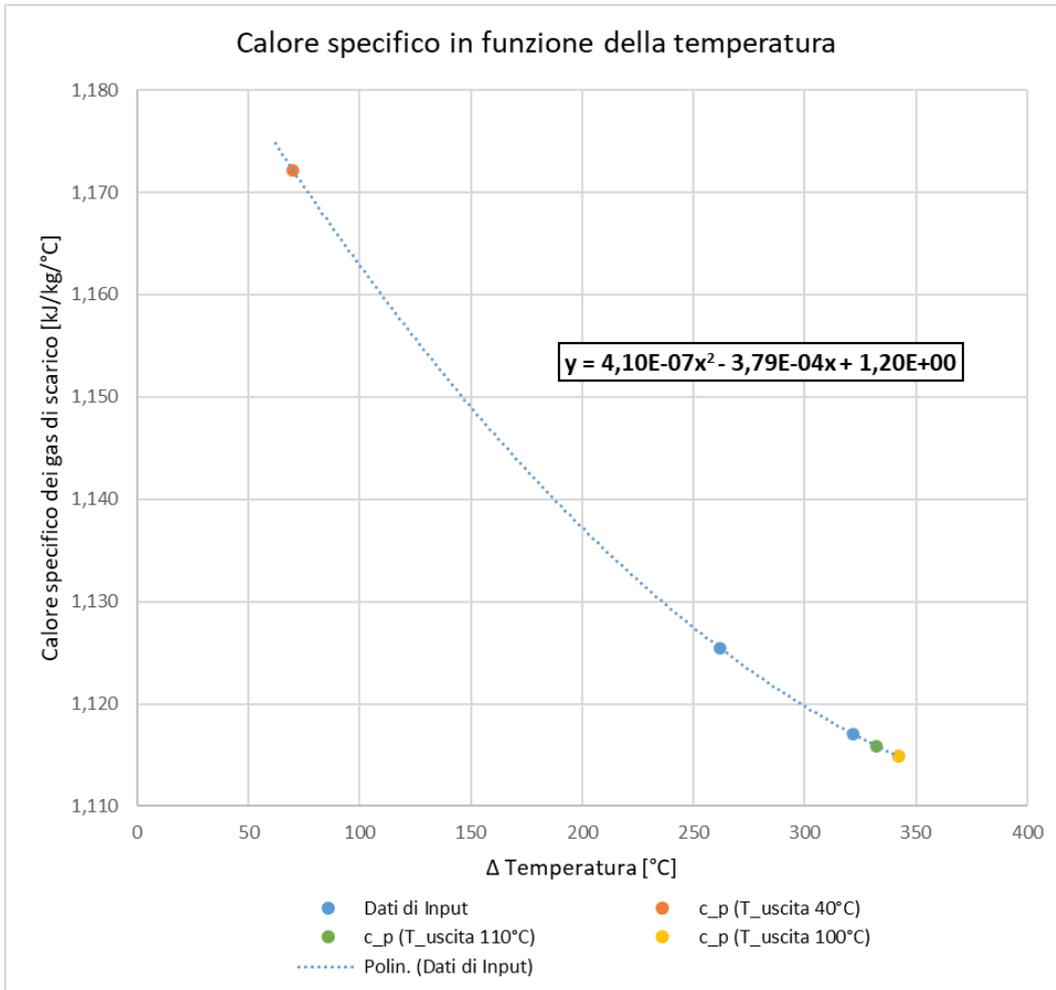


Figura 5.4: Grafico del calore specifico in funzione della temperatura

5.3 Principali sottosistemi del modello

L'elemento alla base dell'intero modello energetico risulta essere lo scambiatore di calore in cui un fluido che scorre al suo interno cede o acquisisce energia termica. Pertanto, l'equazione principale che governa l'intero sistema risulta essere essenzialmente l'equazione della potenza termica scambiata derivante dal primo principio della termodinamica:

$$\dot{Q}_{scambiata} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{uscita} - T_{ingresso}) = \rho \cdot \dot{V} \cdot c_p \cdot (T_{uscita} - T_{ingresso})$$

Per una maggiore chiarezza si riporta nella Figura 5.5 uno schema rappresentante un generico scambiatore e le grandezze coinvolte.

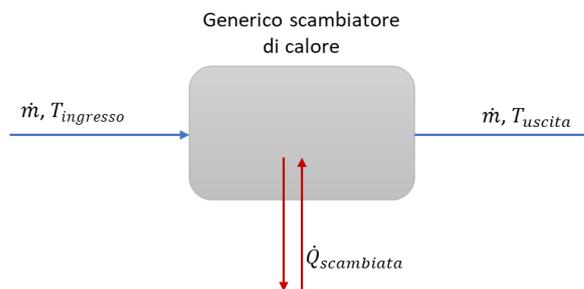


Figura 5.5: Schema funzionale di un generico scambiatore di calore

L'altro elemento chiave del modello energetico risulta essere il miscelatore di portate in cui avviene la miscelazione adiabatica: due portate a diversa temperatura si uniscono per formare una unica portata la cui temperatura risulta una media pesata delle prime due. Questo processo essendo adiabatico non rilascia calore. La relativa formula è:

$$\begin{cases} T_3 \cdot \dot{m}_3 = T_1 \cdot \dot{m}_1 + T_2 \cdot \dot{m}_2 \\ \dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \end{cases}$$

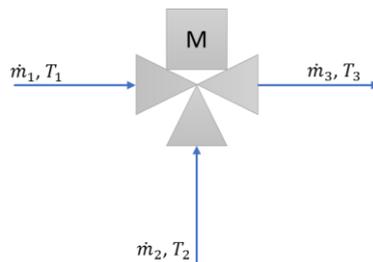


Figura 5.6: Schema funzionale di un generico miscelatore di portate

Per una maggiore chiarezza si riporta nella Figura 5.6 uno schema rappresentante un generico miscelatore di portate e le grandezze coinvolte.

Attraverso l'impiego delle due formule sopra descritte, in una qualunque situazione in cui manchi un valore di processo è possibile ricavarlo a condizione di conoscere gli altri termini della equazione.

5.4 Modellazione del funzionamento della pompa di calore

La pompa di calore, come descritto nel capitolo 3, è costituita principalmente da due scambiatori di calore: un evaporatore in cui assorbe calore dall'esterno e un condensatore in cui cede calore verso l'esterno.

Pertanto, sembrerebbe semplice modellare una pompa di calore visti i presupposti appena descritti. Tuttavia, le equazioni che regolano il funzionamento di una pompa di calore sono leggermente più complesse e di conseguenza necessitano di una accurata descrizione. Di seguito vengono riportate le principali equazioni, tenendo presente che le prime due sono relative alla potenza scambiata dal fluido termovettore con cui la pompa di calore interagisce, ovvero l'acqua a bassa temperatura nell'evaporatore e l'acqua calda nel condensatore.

$$\dot{Q}_{evaporatore} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out,eva} - T_{in,eva})$$

$$\dot{Q}_{condensatore} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out,cond} - T_{in,cond})$$

$$\dot{Q}_{elettrica\ assorbita} = \dot{Q}_{condensatore} - \dot{Q}_{evaporatore}$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{condensatore}}{\dot{Q}_{elettrica\ assorbita}}$$

Le prestazioni di una pompa di calore non risultano inoltre costanti ma, anzi vengono fortemente influenzate dalle condizioni a cui opera. Infatti, come descritto nel capitolo 3, il COP dipende principalmente dalle temperature a cui il fluido frigorifero della macchina condensa ed evapora.

Per modellare il corretto funzionamento di una pompa di calore è stato necessario studiare la scheda tecnica relativa alla pompa di calore selezionata per questa simulazione, per estrarne i dati di targa principali. Successivamente, a partire da questi dati, è stato possibile costruire un processo di calcolo che permette di valutare le prestazioni della pompa di calore a condizioni diverse da quelle nominali. Il concetto alla base di questo processo è quello di creare una macchina simile a quella originaria nelle prestazioni ma che effettivamente operi alle condizioni previste dal sistema in esame.

I dati di targa estrapolati dalla scheda tecnica necessari per la costruzione di questo processo di calcolo consistono in:

- Temperature di ingresso e uscita dell'acqua nel condensatore e nell'evaporatore, opportunamente trasformate da °C in K
- Coefficiente di Prestazione (COP)

A partire da questi si sono calcolate come prima cosa le temperature medie tra ingresso e uscita rispettivamente dell'evaporatore ($T_{med,eva}$) e del condensatore ($T_{med,cond}$). Ipotizzando che queste corrispondano alle temperature a cui il fluido frigorifero della pompa di calore condensi ed evapori è stato possibile ricavare il rendimento teorico relativo al ciclo di Carnot inverso in modalità riscaldamento che, come descritto in precedenza, risulta pari a

$$\eta_{carnot\ inverso} = \frac{T_{media,cond}}{T_{media,cond} - T_{media,eva}}$$

Successivamente si è calcolato il rapporto tra il COP riportato sulla scheda tecnica con il rendimento appena calcolato:

$$k = \frac{COP}{\eta_{carnot\ inverso}}$$

Questo parametro rappresenta le prestazioni della pompa di calore prescelta rispetto ad una macchina ideale, ed è stato considerato come costante nelle diverse situazioni e configurazioni che in seguito verranno descritte, al fine di consentire un rapido calcolo del valore di COP reale noti i livelli termici di temperatura all'evaporatore e condensatore. Nella seguente Tabella 5.4 si riportano in nero i dati di targa e in arancione i calcoli effettuati.

Tabella 5.4: Tabella riassuntiva dei dati impiegati e calcolati per ottenere il parametro caratteristico della pompa di calore selezionata

Pompa di calore		
Temperatura	°C	K
$T_{in,eva}$	35	308
$T_{out,eva}$	30	303
$T_{in,cond}$	63	336
$T_{out,cond}$	90	363
$T_{media,eva}$	32,50	305,50
$T_{media,cond}$	76,50	349,50
COP	-	4,2
$\eta_{carnot\ inverso}$	-	7,94
$k = \frac{COP}{\eta_{carnot\ inverso}}$	-	0,53

Avendo determinato il parametro k che permette di caratterizzare la pompa di calore in tutte le sue modalità di funzionamento è possibile trovare il COP alle nuove condizioni, semplicemente calcolando il rendimento del ciclo inverso di Carnot alle nuove condizioni e moltiplicandolo per il parametro k :

$$COP_{nuove\ condizioni} = k \cdot \eta_{carnot\ inverso,nuove\ condizioni}$$

Di seguito si riporta la Tabella 5.5 divisa in quattro riquadri, ciascuno corrispondente ad una configurazione specifica in cui in nero sono riportati i dati di input e in arancione i valori calcolati. Il dato più significativo è ovviamente il COP che differisce in ciascuna delle configurazioni.

Tabella 5.5: Tabella riepilogativa dei dati di input e dei valori calcolati di COP per le quattro diverse configurazioni

Configurazione 1a			Configurazione 1b		
Temperatura	°C	K	Temperatura	°C	K
$T_{in,eva}$	31,83	304,83	$T_{in,eva}$	36,34	309,34
$T_{out,eva}$	25,00	298,00	$T_{out,eva}$	25,00	298,00
$T_{in,cond}$	70,00	343,00	$T_{in,cond}$	70,00	343,00
$T_{out,cond}$	74,98	347,98	$T_{out,cond}$	77,81	350,81
$T_{media,eva}$	28,41	301,41	$T_{media,eva}$	30,67	303,67
$T_{media,cond}$	72,49	345,49	$T_{media,cond}$	73,91	346,91
$\eta_{carnot\ inverso}$	-	7,91	$\eta_{carnot\ inverso}$	-	8,07
COP	-	4,18	COP	-	4,27

Configurazione 2a			Configurazione 2b		
Temperatura	°C	K	Temperatura	°C	K
$T_{in,eva}$	31,65	304,65	$T_{in,eva}$	36,34	309,34
$T_{out,eva}$	25,00	298,00	$T_{out,eva}$	25,00	298,00
$T_{in,cond}$	70,00	343,00	$T_{in,cond}$	70,00	343,00
$T_{out,cond}$	80,00	353,00	$T_{out,cond}$	82,00	355,00
$T_{media,eva}$	28,32	301,32	$T_{media,eva}$	30,67	303,67
$T_{media,cond}$	75,00	348,00	$T_{media,cond}$	76,00	349,00
$\eta_{carnot\ inverso}$	-	7,46	$\eta_{carnot\ inverso}$	-	7,70
COP	-	3,94	COP	-	4,07

È possibile ora definire come sia possibile valutare le potenze scambiate nella pompa di calore.

La potenza che governa il sistema è quella scambiata nell'evaporatore che corrisponde alla potenza recuperata dal circuito di acqua a bassa temperatura nello scambiatore dei fumi a bassa temperatura e nel secondo stadio intercooler. Pertanto, questa potenza risulta un valore di input fisso nel sistema pompa di calore.

Di conseguenza mentre si può affermare che i dati di potenza e temperatura lato evaporatore sono frutto delle elaborazioni sopra descritte, per poter valutare invece la potenza ceduta all'acqua calda nel condensatore è necessario ricorrere ad un ulteriore sistema di due equazioni.

In particolare, la prima equazione è la definizione di COP e la seconda lega le tre potenze della pompa di calore, ovvero la potenza al condensatore, quella all'evaporatore e la potenza elettrica assorbita dal compressore. Risolvendo questo semplice sistema è possibile ricavare la potenza scambiata al condensatore in funzione della potenza scambiata all'evaporatore, così come viene riportato nella seguente formula:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{el\ ass} = \dot{Q}_{cond} - \dot{Q}_{evap} \\ COP = \frac{\dot{Q}_{cond}}{\dot{Q}_{el\ ass}} \end{cases} \rightarrow \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} \cdot \frac{COP}{COP - 1}$$

Infine, è possibile ricavare la potenza elettrica assorbita utilizzando una delle due equazioni appena descritte, in questo studio la si è ricavata dalla definizione di COP.

5.5 Calcolo delle portate

I vincoli che sono stati imposti all'intero sistema, come già descritto, sono essenzialmente due:

- il salto termico tra il ritorno e la mandata del teleriscaldamento deve essere di 20°C
- le potenze scambiate negli scambiatori di calore del motore sono considerate dati di input costanti.

Pertanto, introducendo la pompa di calore nel sistema si viene a creare uno scompenso in quanto si costringe il motore endotermico a lavorare con un salto termico minore rispetto a quello di targa. Per risolvere questo problema è necessario modificare la portata di ingresso rispetto al valore riportato sulla scheda tecnica del motore affinché il sistema pompa di calore più motore continui a rispettare i vincoli imposti.

Per la configurazione 0 il calcolo della portata risulta molto semplice in quanto è ricavabile dall'equazione di scambio termico considerando come volume di controllo l'intero motore. Pertanto, la potenza scambiata risulta essere quella totale del motore e le temperature di ingresso e uscita coincidono rispettivamente con le temperature di ritorno e mandata del teleriscaldamento.

Nel caso di pompa di calore in serie al motore, configurazione 1a e 1b, il calcolo della portata si rivela, invece, complesso in quanto alcuni dati risultano incogniti e dipendenti da altre variabili.

Per la precisione, oltre alla portata stessa, non è possibile conoscere a priori il valore della temperatura di uscita dal condensatore della pompa di calore e di ingresso al motore ($T_{in,motore} = T_{out,cond}$). Tuttavia, da questa ultima grandezza dipende anche, come descritto precedentemente, il COP che, a sua volta, influenza la potenza termica scambiata al condensatore. Pertanto, per poter calcolare la portata è necessario risolvere un sistema costituito dalle equazioni di bilancio termico e dalle equazioni del COP secondo il seguente schema:

$$\begin{cases} \dot{Q}_{motore} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out,motore} - T_{in,motore}) \\ \dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{out,cond} - T_{in,cond}) \\ \dot{Q}_{cond} = \dot{Q}_{evap} \cdot \frac{COP}{COP - 1} \\ COP = k \cdot \frac{T_{media,cond}}{T_{media,cond} - T_{media,eva}} \end{cases}$$

Risolviendo il sistema è possibile ottenere il valore della portata che è necessario introdurre nel sistema per far funzionare l'impianto secondo i vincoli imposti. Successivamente è stato possibile ottenere tutte le altre grandezze mancanti utilizzando le equazioni sopra riportate.

Invece, nel caso di pompa di calore in parallelo al motore, configurazione 2a e 2b il calcolo risulta più semplice ma richiede comunque la risoluzione di un sistema di equazioni. Infatti, a differenza del caso precedente, la temperatura di uscita dal condensatore della pompa di calore è considerato un dato di progetto e pertanto noto a priori. Ne consegue che è possibile ricavare la portata di acqua calda prodotta dalla pompa di calore dal bilancio termico al condensatore:

$$\dot{m}_{pdc} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{c_p \cdot (T_{out,cond} - T_{in,cond})}$$

Come riportato nella descrizione delle configurazioni, si prevede di miscelare questa portata con la portata proveniente dal motore prima dell'ultimo recupero termico nello scambiatore di calore dei fumi ad alta temperatura. In questo caso le incognite del sistema risultano essere la portata che fluisce nel motore, la temperatura alla fine della miscelazione adiabatica e la temperatura di uscita dallo scambiatore dell'acqua di raffreddamento. Pertanto, è necessario ricorrere alle equazioni di bilancio termico e di miscelazione secondo il seguente schema:

$$\begin{cases} \dot{m}_{tot} = \dot{m}_{pdc} + \dot{m}_{motore} \\ T_{in\ fumi} = \frac{T_{out,acqua\ raffr} - T_{out,cond}}{\dot{m}_{tot}} \\ \dot{Q}_{fumi\ alta\ T} = \dot{m}_{tot} \cdot c_p \cdot (T_{out,fumi} - T_{in,fumi}) \\ \dot{Q}_{3\ scambiatori} = \dot{m}_{tot} \cdot c_p \cdot (T_{out,acqua\ raffr} - T_{in,motore}) \end{cases}$$

Con il termine $\dot{Q}_{3\ scambiatori}$ si intende la somma delle potenze termiche scambiate rispettivamente nei seguenti scambiatori: I stadio intercooler, Olio e Acqua, mentre la terza equazione, relativa alla potenza scambiata nello scambiatore dei fumi ad alta temperatura, è riferita ovviamente lato acqua calda e non lato fumi.

Risolviendo, quindi, il sistema è possibile ottenere il valore della portata che è necessario introdurre nel sistema per far funzionare l'impianto secondo i vincoli imposti. Successivamente è stato possibile ottenere tutte le altre grandezze mancanti utilizzando le equazioni sopra riportate.

Nella seguente Tabella 5.6 si riportano le portate di acqua calda calcolate come descritto in questo capitolo.

Tabella 5.6: Tabella riepilogativa portate di acqua calda calcolate

Portate	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
\dot{V}_{motore}	m3/h	56,20	69,48	73,03	38,30	27,12
$\dot{V}_{pompa\ di\ calore}$	m3/h	-	69,48	73,03	34,35	48,30
\dot{V}_{totale}	m3/h	56,20	69,48	73,03	72,66	75,42

5.6 Combustione e fumi di scarico

Come è stato descritto nel capitolo 4, per poter estrarre una quantità significativa di calore dai fumi di scarico è necessario raffreddarli fino a basse temperature recuperando anche il calore rilasciato dalla condensazione dell'acqua presente in essi.

Ne consegue che risulta fondamentale analizzare il processo di combustione che avviene nel motore per determinare con precisione la composizione dei fumi e in particolare la quantità di acqua presente.

I parametri di input fondamentali per questa analisi risultano essere innanzitutto le portate (in massa e in volume) del combustibile e dell'aria introdotti e dei fumi di scarico prodotti. Questi dati sono riportati sulla scheda tecnica del motore e vengono riassunti nella seguente Tabella 5.7.

Tabella 5.7: Tabella riepilogativa dei valori delle portate riportati sulla scheda tecnica del motore

Dati Motore		
	Nm ³ /h	kg/h
Portata combustibile	274	180
Portata aria	4244	5485
Portata fumi umidi	4497	5665
Portata fumi secchi	3992	5260

L'unico dato mancante nella scheda tecnica risulta essere la portata in massa del combustibile. Questo valore è stato ricavato considerando che, in assenza di perdite, la quantità in massa dei fumi umidi prodotti nella reazione di combustione è data dalla somma delle portate in massa di aria e di combustibile. Ne consegue che la portata di combustibile, riportata con il colore arancione nella tabella, può essere calcolata come segue:

$$\dot{m}_{fuel} = \dot{m}_{fumi\ umidi} - \dot{m}_{aria}$$

La quantità totale di acqua presente nei fumi è data dalla somma di due componenti:

- Una quota prodotta dalla reazione di combustione del motore
- Una quota contenuta nell'aria umida prelevata dall'ambiente esterno e introdotta nella camera di combustione come comburente.

Per questo ultimo caso è necessario quindi studiare il contenuto di acqua presente nell'aria alle medesime condizioni a cui si studierà poi la combustione, ovvero alle condizioni normali ($T = 273\ K = 0\ ^\circ C, p_{atm} = 101325\ Pa$). Inoltre, si è ipotizzato che, realisticamente, l'aria introdotta nella camera di combustione possieda un valore di umidità relativa pari a $\varphi = 60\%$.

Impiegando una tabella in cui vengono riportate le proprietà termodinamiche dell'acqua risulta che alla temperatura di $273\ K$ corrisponde una pressione del vapore saturo pari a $p_{vs} = 611\ Pa$.

Il valore di pressione del vapore saturo consente di ricavare il titolo dell'aria umida (x) che esprime il rapporto tra la quantità di vapore rispetto alla quantità di aria secca, ovvero dell'aria senza vapore:

$$x = 0.622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_{vs}}{p_{atm} - \varphi \cdot p_{vs}}$$

Ipotizzando che la portata di aria riportata sulla scheda tecnica del motore corrisponda alla portata totale di aria introdotta nel sistema, ovvero all'aria umida, è possibile ricavare dalla seguente formula la portata di aria secca:

$$\dot{m}_{aria\ umida} = (1 + x) \cdot \dot{m}_{aria\ secca} \rightarrow \dot{m}_{aria\ secca} = \frac{\dot{m}_{aria\ umida}}{1 + x}$$

Di conseguenza è possibile calcolare la portata di vapore introdotto con l'aria umida nella camera di combustione dalla seguente formula:

$$\dot{m}_{vapore} = x \cdot \dot{m}_{aria\ secca}$$

Infine, l'effettiva quota di acqua presente nei fumi derivante dall'introduzione di aria umida in camera di combustione è calcolata come il rapporto tra la portata di vapore appena ricavata e la portata di combustibile.

$$(H_2O)_{aria\ umida} = \frac{\dot{m}_{vapore}}{\dot{m}_{fuel}}$$

Nella seguente Tabella 5.8 si riportano in nero i valori impiegati come dati di input per il processo di calcolo appena descritto e in arancione i risultati ottenuti.

Tabella 5.8: Tabella riepilogativa dei parametri di input e dei risultati ottenuti per il calcolo della quantità di acqua contenuta nell'aria umida

Parametri di input		
$T_{cond\ normali}$	K	273
P_{atm}	Pa	101325
Umidità relativa φ	-	60%
$p_{vapore\ saturo}$	Pa	611
Calcolo della quantità di acqua		
Titolo aria umida x	kg/kg	0,002
Portata di aria secca	kg/h	5472,6
Portata di vapore	kg/h	12,361
Quantità di vapore	kg/kg fuel	0,069

Una volta determinata la quantità di acqua introdotta con l'aria umida, è necessario calcolare la quantità di acqua prodotta dalla reazione di combustione.

Il primo passo da compiere consiste nella caratterizzazione della composizione chimica del combustibile, ovvero del gas naturale, in ingresso al motore. Per attuare questa operazione si è consultato il sito della Società Nazionale Metanodotti (SNAM) [9], l'ente che si occupa di realizzare e gestire le infrastrutture energetiche necessarie al trasporto di gas naturale in Italia.

Da questo sito è stato possibile recuperare un file, aggiornato al 17 novembre 2021 contenente i parametri caratteristici, tra cui la composizione chimica, di tutte le tipologie di gas naturali che vengono importati in Italia.

Per determinare quale tipologia di gas naturale impiegare nello studio si è preso a titolo di esempio il dato di una stazione REMI, ovvero un impianto di controllo della pressione e misura del gas naturale che corrisponde a un punto di consegna della rete di distribuzione, situata a Torino, su cui in passato erano state fatte delle analisi relativamente a un impianto di cogenerazione.

Sempre dal sito SNAM è stato possibile recuperare un file contenente l'elenco delle stazioni REMI e il potere calorifico superiore medio mensile misurato dalla stazione stessa. Nella seguente Tabella 5.9 si riporta il codice identificativo della stazione REMI selezionata e il potere calorifico superiore medio mensile per l'anno 2021. In arancione viene riportato il valore della media annuale calcolata.

Tabella 5.9: Potere calorifico superiore misurato dalla stazione REMI selezionata e valore medio annuale calcolato

Stazione Remi: 34217909	
Mese	Potere calorifico superiore
	kWh/m ³
dic-21	10,838
nov-21	10,935
ott-21	10,955
set-21	10,792
ago-21	10,801
lug-21	10,828
giu-21	10,882
mag-21	10,861
apr-21	10,864
mar-21	10,88
feb-21	10,882
gen-21	10,834
Media	10,863

Infine, per poter determinare quale tipologia di gas naturale impiegare per l'analisi della reazione di combustione si è confrontato il valore della media annuale del potere calorifico superiore calcolata per la stazione REMI considerata con i poteri calorifici superiori dei gas naturali importati in Italia.

Nella seguente Figura 5.7 si riporta il grafico in cui vengono evidenziati in blu i poteri calorifici superiori delle diverse tipologie di gas naturale e in arancione la media annuale calcolata per la stazione REMI. Risulta evidente che la tipologia di gas naturale caratterizzata dal valore più simile al valore selezionato è il gas naturale Nord Europa di importazione Passo Gries.

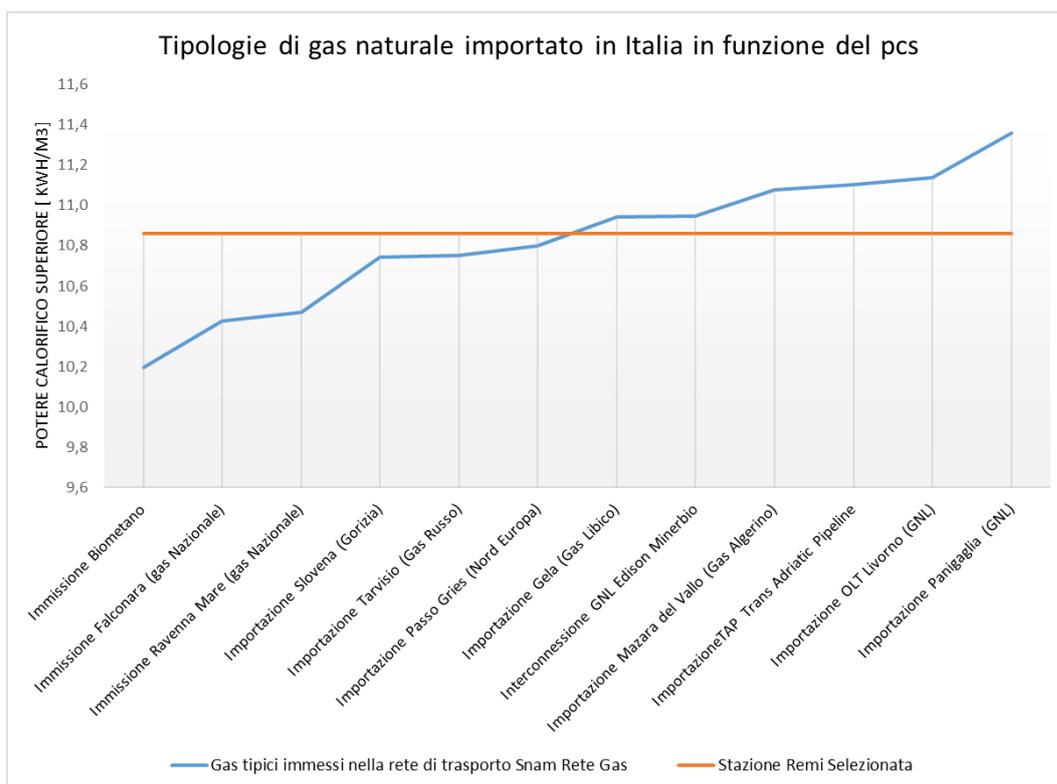


Figura 5.7: Grafico rappresentate le tipologie di gas naturale importato in Italia in funzione del pcs

Nella seguente Tabella 5.10 vengono riportati i parametri principali che caratterizzano il gas naturale prescelto, tra cui la sua composizione chimica espressa come percentuale in mole. Come è possibile notare la miscela selezionata è composta principalmente da metano.

Tabella 5.10: Parametri caratteristici del gas naturale selezionato

Composizione	Unità di misura	Importazione Passo Gries (Nord Europa)
Metano	%MOLE	93,268
Etano	%MOLE	4,114
Propano	%MOLE	0,593
Iso Butano	%MOLE	0,125
Normal Butano	%MOLE	0,087
Iso Pentano	%MOLE	0,030
Normal Pentano	%MOLE	0,016
Esani +	%MOLE	0,034
Azoto	%MOLE	0,787
Anidride carbonica	%MOLE	0,922
Elio	%MOLE	0,024
Ossigeno	%MOLE	0,000
Potere calorifico superiore	kWh/m ³	10,799
Potere calorifico inferiore	kWh/m ³	9,748
Indice di Wobbe	kWh/m ³	13,971
Massa volumica	kg/m ³	0,732
Densità Relativa		0,598
Fattore di comprimibilità (Z)		0,998
Peso Molecolare	kg/kmol	17,270

Come è noto ed evidente dalla tabella precedente il gas naturale è una miscela costituita da una serie di composti chimici alcuni dei quali partecipano alla reazione di combustione mentre altri sono inerti. Nella seguente Tabella 5.11 si riportano le reazioni di combustione per ciascuna specie chimica presente nel combustibile selezionato.

Tabella 5.11: Tabella riassuntiva dei combustibili presenti nel gas naturale e le relative reazioni di combustione

COMBUSTIBILE	REAZIONE DI COMBUSTIONE
Metano	$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O$
Etano	$2C_2H_6 + 7O_2 \rightarrow 4CO_2 + 6H_2O$
Propano	$C_3H_8 + 5O_2 \rightarrow 3CO_2 + 4H_2O$
Isobutano e Normal butano	$2C_4H_{10} + 13O_2 \rightarrow 8CO_2 + 10H_2O$
Isopentano e Normal pentano	$C_5H_{12} + 8O_2 \rightarrow 5CO_2 + 6H_2O$
Esano	$2C_6H_{14} + 19O_2 \rightarrow 12CO_2 + 14H_2O$

Dopo aver identificato le reazioni di combustione che avvengono nel motore si sono svolti i calcoli stechiometrici alle condizioni normali ($T = 273 K = 0^\circ C, p_{atm} = 101325 Pa$) per ciascuna reazione, al fine di ricavare le quantità di reagenti e prodotti. Nella seguente Tabella 5.12 si riportano le quantità totali, in massa e in volume, dell'ossigeno richiesto dalla reazione e dell'anidride carbonica e dell'acqua prodotti considerando l'intera miscela di combustibile.

Tabella 5.12: Tabella riassuntiva dei calcoli stechiometrici della reazione di combustione del gas naturale

COMBUSTIONE STECHIOMETRICA MISCELA		
Specie	m3 x/m3 fuel	kg x/kg fuel
O2_tot stechiometrico	2,06	3,82
CO2_tot stechiometrico	1,05	2,67
H2O_tot stechiometrico	2,03	2,12
Aria Teorica	9,81	16,63

L'aria teorica di combustione, detta anche dosatura stechiometrica (α_{st}), è quel parametro che rappresenta la quantità di aria comburente necessaria per far avvenire la reazione di combustione. Si ricava nel seguente modo, considerando che la percentuale di ossigeno in volume e in massa nell'aria siano rispettivamente $\%V_{O_2,aria} = 21\%$ e $\%M_{O_2,aria} = 23\%$:

$$Atv = \frac{\left[\frac{m^3}{m^3_{fuel}} \right]_{O_2}}{\%V_{O_2,aria}} \quad | \quad Atm = \alpha_{st} = \frac{\left[\frac{kg}{kg_{fuel}} \right]_{O_2}}{\%M_{O_2,aria}}$$

Tuttavia, realisticamente nel corso della combustione di una sostanza non tutta l'aria riesce ad entrare in contatto con il combustibile, e pertanto è necessario introdurre una quantità maggiore di aria rispetto a quella stechiometrica. In questi casi si dice che la combustione avviene in eccesso di aria.

Per calcolare l'indice di eccesso d'aria è necessario prima di tutto calcolare la quantità di aria effettivamente introdotta nella camera di combustione (A_{eff}), questo parametro viene anche chiamato dosatura reale (α_{reale}):

$$A_{eff}(M) = \alpha_{reale} = \frac{\dot{m}_{aria\ reale}}{\dot{m}_{comb\ reale}}$$

L'indice di eccesso d'aria è ricavato a partire dai dati in funzione della massa nel seguente modo:

$$n = \frac{\alpha_{reale}}{\alpha_{st}} = \frac{A_{eff}}{Atm}$$

Nella seguente Tabella 5.13 si riportano i valori ottenuti dell'indice di eccesso d'aria e dell'aria effettiva in massa e in volume. Per calcolare questo ultimo parametro è stato necessario ricorrere la seguente relazione:

$$A_{eff}(V) = A_{eff}(M) \cdot \frac{\rho_{fuel}}{\rho_{aria}}$$

Tabella 5.13: Valori dell'aria effettiva e dell'indice di eccesso d'aria calcolati

Aria effettiva e indice di eccesso d'aria		
	m3 x/m3 fuel	kg x/kg fuel
Aria effettiva	18,18	30,47
Eccesso aria n	1,83	

Infine, è possibile quindi definire la composizione reale dei fumi prodotti dalla reazione di combustione appena descritta, i quali saranno costituiti da:

- Anidride carbonica costituita a sua volta da una quota prodotta dalla reazione di combustione e una quota già presente nella miscela di combustibile di partenza.

$$(CO_2)_{tot} = (CO_2)_{st} + (CO_2)_{nel\ fuel}$$

- Acqua costituita a sua volta da una quota prodotta dalla reazione di combustione e una quota contenuta dall'aria umida come descritto precedentemente

$$(H_2O)_{tot} = (H_2O)_{st} + (H_2O)_{aria\ umida}$$

- Azoto costituito a sua volta da una quota introdotta con l'aria comburente effettiva e una quota già presente nella miscela di combustibile di partenza.

$$(N_2)_{tot} = (N_2)_{eff} + (N_2)_{nel\ fuel}$$

- Ossigeno in eccesso dovuto alla reazione di combustione avvenuto con un determinato eccesso di aria

$$(O_2)_{tot} = (O_2)_{ecc} = A_{eff}(M) \cdot \%M_{O_2, in\ aria}$$

- Elio già presente nella miscela di combustibile e che essendo un composto inerte sopravvive fino ai fumi.

$$(He)_{tot} = (He)_{nel\ fuel}$$

La quantità dei fumi umidi è quindi data dalla somma delle quantità in massa dei composti chimici appena descritti:

$$Fumi_{umidi} = (CO_2)_{tot} + (H_2O)_{tot} + (N_2)_{tot} + (O_2)_{tot} + (He)_{tot}$$

Per ottenere le quantità del generico composto x in volume si è operata la seguente relazione:

$$\left[\frac{m^3}{m_{fuel}} \right]_x = \left[\frac{kg}{kg_{fuel}} \right]_x \cdot \frac{\rho_{fuel}}{\rho_x}$$

Per determinare la percentuale in massa e volume relativa ad un generico composto x rispetto il totale dei fumi si adotta il seguente calcolo:

$$\%M_x = \frac{m_x}{m_{fumi}} \quad | \quad \%V_x = \frac{V_x}{V_{fumi}}$$

Considerando di trattare tutte le specie chimiche presenti nei fumi come gas ideali, si può affermare che la percentuale in volume nei fumi è legata dalla seguente relazione alla pressione parziale della specie x :

$$p_{parz,x} = \%V_x * p_{fumi}$$

Infine, nella seguente Tabella 5.14 si riportano le quantità in volume e in massa delle specie chimiche presenti nei fumi, le loro percentuali rispetto il totale dei fumi e le loro pressioni parziali ipotizzando che i fumi si trovino ad una pressione di poco superiore di quella atmosferica per facilitarne l'espulsione del camino ($p_{fumi} = 1,02 \text{ bar}$).

Tabella 5.14: Tabella relativa ai fumi prodotti dalla reazione di combustione effettiva

FUMI PRODOTTI DALLA REAZIONE DI COMBUSTIONE EFFETTIVA					
Fumi Umidi	Quantità in volume	Quantità in massa	% in volume nei fumi	% in massa nei fumi	Pressione parziale
	$\frac{m_x^3}{m_{fuel}^3}$	$\frac{kg_x}{kg_{fuel}}$	%	%	bar
CO2 nei fumi	1,05	2,69	5,46%	8,54%	0,0557
H2O nei fumi	2,09	2,19	10,84%	6,93%	0,1106
O2_ecc nei fumi	1,71	3,18	8,88%	10,10%	0,0906
N2 nei fumi	14,45	23,48	74,82%	74,43%	0,7631
He nei fumi	2,40E-04	5,57E-05	0,00%	0,00%	0,0000
TOTALE	19,314	31,541	100%	100%	1,0200

5.7 Calore di condensazione

La pressione parziale dell'acqua presente nei fumi sotto forma di vapore corrisponde ad una temperatura di rugiada. Raffreddando i fumi al di sotto di questa temperatura avviene il fenomeno della condensazione. Per la precisione questo valore di temperatura è stato ottenuto impiegando una funzione implementata direttamente su Excel che richiedeva come input unicamente la pressione parziale dell'acqua.

$$p_{parz H_2O} = 0,1106 \text{ bar} \rightarrow T_{rugiada} = 47,79^\circ C$$

Per calcolare la potenza rilasciata dalla condensazione dell'acqua bisogna conoscere la quantità di acqua che effettivamente condensa. Pertanto, si è ipotizzato di interrompere il raffreddamento dei fumi e quindi la condensazione dell'acqua alla temperatura di $40^\circ C$.

È possibile quindi identificare uno stato iniziale, definito stato 1, in cui i fumi sono saturi di vapore e hanno le seguenti caratteristiche:

$$stato\ 1: \begin{cases} T_1 = T_{rugiada} = 47,79^\circ C \\ titolo\ vapore\ x = 1 \end{cases}$$

E uno stato finale, definito stato 2, in cui si interrompe il raffreddamento dei fumi. A questa nuova temperatura i fumi saranno sempre saturi di vapore ma in minore quantità. La quota di acqua condensata sarà data quindi dalla differenza del contenuto di vapore tra i due stati.

$$stato\ 2: \begin{cases} ipotesi\ T_2 = 40^\circ C \\ titolo\ vapore\ x = 1 \end{cases}$$

Questa nuova temperatura T_2 corrisponde ad una nuova temperatura di rugiada a cui coincide, a sua volta, nuova pressione parziale dell'acqua. Come già detto la pressione parziale coincide con la nuova concentrazione in volume dell'acqua nei fumi.

$$\text{ipotesi } T_2 = 40^\circ\text{C} \rightarrow (p_{\text{parz } H_2O})_2 = 0,0738 \text{ bar} \rightarrow (\%V_{H_2O})_2 = 7,38\%$$

I restanti componenti dei fumi, ovvero anidride carbonica, ossigeno, azoto ed elio, sono considerati come parte secca e di conseguenza non variano in massa rimanendo perciò costanti.

Pertanto, è possibile ricavare dalla percentuale in volume dell'acqua la quantità in massa e in volume di acqua riferita alla quantità di combustibile a queste nuove condizioni:

$$m_{H_2O}(T_2) \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{fuel}} \right] = (\%V_{H_2O})_2 \cdot \frac{\left(\frac{m}{PM}\right)_{CO_2} + \left(\frac{m}{PM}\right)_{O_2, ecc} + \left(\frac{m}{PM}\right)_{N_2} + \left(\frac{m}{PM}\right)_{He}}{\frac{1}{PM_{H_2O}} - \frac{\%V_{H_2O}(T_2)}{PM_{H_2O}}}$$

Nella seguente Tabella 5.15 si riportano pertanto le quantità in volume e in massa delle specie chimiche presenti nei fumi, le loro percentuali rispetto il totale dei fumi e le loro pressioni parziali alle nuove condizioni di temperatura individuate (*stato 2*).

Tabella 5.15: Tabella relativa ai fumi alle nuove condizioni identificate

FUMI ALLE NUOVE CONDIZIONE DI TEMPERATURA (STATO 2)					
Fumi Umidi	Quantità in volume	Quantità in massa	% in volume nei fumi	% in massa nei fumi	Pressione parziale
	$\frac{m_x^3}{m_{fuel}^3}$	$\frac{kg_x}{kg_{fuel}}$	%	%	bar
CO2 nei fumi	1,05	2,69	5,67%	8,75%	0,0579
H2O nei fumi	1,37	1,43	7,38%	4,66%	0,0753
O2_ecc nei fumi	1,71	3,18	9,22%	10,34%	0,0941
N2 nei fumi	14,45	23,48	77,72%	76,25%	0,7927
He nei fumi	2,40E-04	5,57E-05	0,00%	0,00%	0,0000
TOTALE	18,59	30,79	100%	100%	1,0200

La quantità di acqua condensata tra la temperatura dello *stato 1* e quella dello *stato 2* è calcolata come la differenza della massa di acqua nelle due condizioni

$$m_{\text{condensata}} \left[\frac{kg_{H_2O}}{kg_{fuel}} \right] = m_{H_2O}(T_1) - m_{H_2O}(T_2)$$

Moltiplicando questo valore per la portata di combustibile si ottiene la portata dell'acqua condensata:

$$\dot{m}_{\text{condensata}} = m_{\text{condensata}} \cdot \dot{m}_{\text{fuel}}$$

Infine, è necessario calcolare la potenza rilasciata dalla condensazione dell'acqua presente nei fumi, elemento comune tra tutte le configurazioni. Questo valore è ottenuto moltiplicando la portata di acqua condensata per la differenza tra l'entalpia del vapore saturo e l'entalpia del liquido saturo alla condizione di temperatura a cui avviene il fenomeno della condensazione:

$$\dot{Q}_{\text{condensazione acqua}} = \dot{m}_{\text{condensata}} \cdot (h_{\text{vap saturo}} - h_{\text{liq saturo}})$$

Generalmente, la trasformazione da vapore a liquido avviene a temperatura e pressione costante nel caso sia presente un unico composto chimico. Tuttavia, questa condizione non si verifica nel caso presentato in quanto il fenomeno della condensazione avviene in contemporanea al continuo raffreddamento della parte secca dei fumi. Di conseguenza, per un calcolo più accurato, si è considerato di adottare la media delle differenze di entalpie valutate, grazie all'impiego di funzioni direttamente implementate su Excel, alle condizioni dello stato 1 e dello stato 2. Nella seguente Tabella 5.16 vengono riportate le entalpie del liquido saturo e del vapore saturo per i due diversi stati considerati, la media della differenza di entalpia, la portata di acqua condensata e infine la potenza rilasciata dalla condensazione dell'acqua.

Tabella 5.16: Tabella riassuntiva dei parametri per il calcolo della potenza termica rilasciata dalla condensazione

Potenza termica recuperata dalla condensazione		
Entalpia vapore saturo (stato 1)	kJ/kg	2587,40
Entalpia liquido saturo (stato 1)	kJ/kg	200,10
Delta Entalpia (stato 1)	kJ/kg	2387,30
Entalpia vapore saturo (stato 2)	kJ/kg	2573,54
Entalpia liquido saturo (stato 2)	kJ/kg	167,54
Delta Entalpia (stato 2)	kJ/kg	2406,00
Delta Entalpia medio	kJ/kg	2396,65
Portata acqua condensata	kg/h	135,54
Potenza per condensazione	kW	90,24

5.8 Risultati di modello

Avendo descritto le principali equazioni che governano l'intero sistema è possibile passare all'analisi dei valori ottenuti dalle simulazioni eseguite. In questo paragrafo vengono riportati per ciascun scambiatore di calore i parametri caratteristici, ovvero:

- Temperatura di ingresso
- Temperatura di uscita
- Portata
- Potenza scambiata

Per ogni scambiatore tre di queste grandezze sono considerate dati di input e una, invece, risulta essere l'incognita. Grazie all'impiego delle equazioni di scambio termico già citate è possibile quindi ottenere il valore mancante. Nelle singole tabelle, i valori di input sono riportati con il colore nero, mentre i valori riportati in arancione risultano essere le incognite.

Inoltre, per ciascun valore di temperatura ottenuto è stato verificato che rispettasse i vincoli imposti dal sistema e che la differenza di temperature tra i due fluidi che scambiano calore non fosse mai inferiore a 10°C al fine di garantire un efficace scambio termico.

In particolare, si evidenzia che, secondo quanto riportato nella scheda tecnica del motore a combustione interna, la temperatura di uscita dell'olio dallo scambiatore non deve eccedere i 90°C , e la temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento del motore non deve superare i 92°C .

5.8.1 Circuito Acqua calda

Scambiatore di calore: Condensatore della pompa di calore

Tabella 5.17: Condensatore della pompa di calore, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Condensatore della pompa di calore	$T_{ingresso}$	°C	-	70,0	70,0	70,0	70,0
	T_{uscita}	°C	-	75,0	77,8	80,0	82,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	-	393,0	647,9	389,9	657,6
	\dot{V}	m ³ /h	-	69,5	73,0	34,4	48,3

Come già descritto in precedenza, la configurazione 0 non prevede l'impiego di una pompa di calore trattandosi della simulazione in cui è presente unicamente il motore a combustione interna. Di conseguenza non esistono valori per questo scambiatore.

Per tutte le altre configurazioni, invece, l'acqua calda entrante nello scambiatore di calore in esame proviene direttamente dal ritorno della rete di teleriscaldamento.

Per le configurazioni 1a e 1b l'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido.

Invece, per le configurazioni 2a e 2b la temperatura di uscita dell'acqua calda dal condensatore della pompa di calore è considerata come un dato noto di progetto. Pertanto, l'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la portata di acqua calda.

Scambiatore di calore: I stadio intercooler

Tabella 5.18: I stadio intercooler, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
I stadio intercooler	$T_{ingresso}$	°C	70,0	75,0	77,8	70,0	70,0
	T_{uscita}	°C	73,2	77,5	77,8	74,7	70,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	205,0	197,0	0,0	205,0	0,0
	\dot{V}	m ³ /h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1

Per le configurazioni 0 e 2a l'acqua calda entrante nello scambiatore di calore in esame proviene direttamente dal ritorno della rete di teleriscaldamento, mentre per la configurazione 1a proviene dal condensatore della pompa di calore. L'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido.

Come è possibile notare la potenza recuperata dall'acqua calda per le configurazioni 0 e 2a risulta maggiore di quella scambiata nel caso 1a. Questo effetto è dovuto alle temperature di ingresso che, essendo inferiori, permettono di raffreddare la miscela di aria e combustibile a una temperatura più bassa recuperando così più potenza.

Infine, come descritto già in precedenza, la potenza scambiata per le configurazioni 1b e 2b risulta pari a zero in quanto per questi due casi il I stadio intercooler è stato accorpato al II stadio intercooler in un unico scambiatore a servizio del circuito di acqua a bassa temperatura.

Scambiatore di calore: Olio

Tabella 5.19: Scambiatore Olio, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Olio	$T_{ingresso}$	°C	73,2	77,5	77,8	74,7	70,0
	T_{uscita}	°C	75,1	79,0	79,3	77,5	73,9
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	121,0	121,0	121,0	121,0	121,0
	\dot{V}	m ³ /h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1

Per tutte le configurazioni l'acqua calda entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dal I stadio intercooler. L'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido.

Scambiatore di calore: Acqua

Tabella 5.20: Scambiatore Acqua, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Acqua	$T_{ingresso}$	°C	75,1	79,0	79,3	77,5	73,9
	T_{uscita}	°C	80,6	83,4	83,5	85,5	85,2
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	347,0	347,0	347,0	347,0	347,0
	\dot{V}	m ³ /h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1

Per tutte le configurazioni l'acqua calda entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dallo scambiatore Olio. L'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido.

Scambiatore di calore: Fumi alta temperatura

Tabella 5.21: Scambiatore Fumi alta temperatura, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Fumi alta temperatura (lato fumi)	$T_{ingresso}$	°C	442,0	442,0	442,0	442,0	442,0
	T_{uscita}	°C	100,0	110,0	110,0	110,0	110,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	600,0	583,0	583,0	583,0	583,0
	\dot{m}	kg/h	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0
<hr/>							
Fumi alta temperatura (lato acqua)	$T_{ingresso}$	°C	80,6	83,4	83,5	82,9	83,2
	T_{uscita}	°C	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	600,0	583,0	583,0	583,0	583,0
	\dot{V}	m ³ /h	56,2	69,5	73,0	72,7	75,4

Per tutte le configurazioni i fumi di ingresso provengono dal depuratore di inquinanti. L'equazione di scambio termico lato fumi è stata impiegata per valutare la potenza ceduta all'acqua calda.

Per le configurazioni *1a* e *1b*, l'acqua calda entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dallo scambiatore Acqua, mentre per le configurazioni *2a* e *2b* proviene dalla miscelazione adiabatica della portata del motore e della portata del condensatore della pompa di calore.

L'equazione di scambio termico lato acqua calda è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido. Questa corrisponde anche alla temperatura di mandata della rete di teleriscaldamento.

5.8.2 Circuito Acqua a bassa temperatura

Scambiatore di calore: Fumi bassa temperatura

Tabella 5.22: Scambiatore Fumi bassa temperatura, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Fumi bassa temperatura (lato fumi)	$T_{ingresso}$	°C	110,0	110,0	110,0	110,0	110,0
	T_{uscita}	°C	40,0	40,0	40,0	40,0	40,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	219,0	219,0	219,0	219,0	219,0
	\dot{m}	kg/h	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0
Fumi bassa temperatura (lato acqua)	$T_{ingresso}$	°C	25,0	25,0	25,0	25,0	25,0
	T_{uscita}	°C	30,0	30,0	30,0	30,0	30,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	219,0	219,0	219,0	219,0	219,0
	\dot{V}	m ³ /h	37,9	37,9	37,9	37,9	37,9

Per tutte le configurazioni i fumi di ingresso provengono dallo scambiatore dei fumi ad alta temperatura. L'equazione di scambio termico lato fumi è stata impiegata per valutare la potenza ceduta all'acqua a bassa temperatura. Questa potenza è composta da tre diverse quote:

- Una quota relativa al calore sensibile rilasciato dal raffreddamento dei fumi fino alla temperatura di rugiada individuata nel capitolo precedente (*stato 1*).
- Una quota relativa al calore latente rilasciato dalla condensazione del vapore contenuto nei fumi
- Una quota relativa al calore sensibile rilasciato dal raffreddamento dei fumi, privi della quantità di acqua condensata, dalla temperatura di rugiada (*stato 1*) alla temperatura di uscita dei fumi ipotizzata di progetto (*stato 2*).

Per tutte le configurazioni, l'acqua a bassa temperatura entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dall'evaporatore della pompa di calore. L'equazione di scambio termico lato acqua a bassa temperatura è stata impiegata per valutare la portata del fluido considerando le temperature di ingresso e uscita del fluido come dati di progetto.

Scambiatore di calore: Il stadio intercooler

Tabella 5.23: Il stadio intercooler, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Il stadio intercooler	$T_{ingresso}$	°C	40,0	30,0	30,0	30,0	30,0
	T_{uscita}	°C	42,8	31,8	36,3	31,6	36,3
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	72,0	80,0	277,0	72,0	277,0
	\dot{V}	m ³ /h	25,0	37,9	37,9	37,9	37,9

Per la configurazione 0 il II stadio intercooler ha il compito di raffreddare la miscela di aria e combustibile e di dissipare questa energia termica in ambiente. Pertanto, i valori riportati nella tabella corrispondono ai valori della scheda tecnica del motore endotermico.

Viceversa, per tutte le altre configurazioni il II stadio intercooler è collegato con il circuito di acqua a bassa temperatura. L'acqua entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dallo scambiatore dei fumi a bassa temperatura. L'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la temperatura di uscita del fluido.

È possibile notare come per le configurazioni 1b e 2b la potenza corrisponda alla somma dei due stadi separati in quanto in questi casi si considera un unico stadio di intercooler.

Scambiatore di calore: Evaporatore della pompa di calore

Tabella 5.24: Evaporatore della pompa di calore, tabella riassuntiva dei parametri di input e dei valori calcolati

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
Evaporatore della pompa di calore	$T_{ingresso}$	°C	-	31,8	36,3	31,6	36,3
	T_{uscita}	°C	-	25,0	25,0	25,0	25,0
	$\dot{Q}_{scambiata}$	kW	-	299,0	496,0	291,0	496,0
	\dot{V}	m ³ /h	-	37,9	37,9	37,9	37,9

Come già descritto in precedenza, la configurazione 0 non prevede l'impiego di una pompa di calore trattandosi della simulazione in cui è presente unicamente il motore a combustione interna. Di conseguenza non esistono valori per questo scambiatore.

Viceversa, per tutte le altre configurazioni l'acqua a bassa temperatura entrante nello scambiatore di calore in esame proviene dal II stadio intercooler. L'equazione di scambio termico è stata impiegata per valutare la potenza termica scambiata.

La Tabella 5.1 riassume l'insieme di tutti i valori utilizzati o elaborati dal modello costruito

Tabella 5.25: Tabella sinottica dei valori utilizzati o elaborati dal modello

Scambiatore	Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
T_ritorno_teleriscald		°C	70	70	70	70	70
Condensatore pdc	T_ingresso	°C	-	70,0	70,0	70,0	70,0
	T_uscita	°C	-	75,0	77,8	80,0	82,0
	Potenza	kW	-	393,0	647,9	389,9	657,6
	portata	m3/h	-	69,5	73,0	34,4	48,3
I stadio Intercooler	T_ingresso	°C	70,0	75,0	77,8	70,0	70,0
	T_uscita	°C	73,2	77,5	77,8	74,7	70,0
	Potenza	kW	205,0	197,0	0,0	205,0	0,0
	portata	m3/h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1
Olio	T_ingresso	°C	73,2	77,5	77,8	74,7	70,0
	T_uscita	°C	75,1	79,0	79,3	77,5	73,9
	Potenza	kW	121,0	121,0	121,0	121,0	121,0
	portata	m3/h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1
Acqua Motore	T_ingresso	°C	75,1	79,0	79,3	77,5	73,9
	T_uscita	°C	80,6	83,4	83,5	85,5	85,2
	Potenza	kW	347,0	347,0	347,0	347,0	347,0
	portata	m3/h	56,2	69,5	73,0	38,3	27,1
Fumi alta T (lato fumi)	T_ingresso	°C	442,0	442,0	442,0	442,0	442,0
	T_uscita	°C	100,0	110,0	110,0	110,0	110,0
	Potenza	kW	600,0	583,0	583,0	583,0	583,0
	portata	kg/h	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0
Fumi alta T (lato acqua)	T_ingresso	°C	80,6	83,4	83,5	82,9	83,2
	T_uscita	°C	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
	Potenza	kW	600,0	583,0	583,0	583,0	583,0
	portata	m3/h	56,2	69,5	73,0	72,7	75,4
Fumi bassa T (lato fumi)	T_ingresso	°C	-	110,0	110,0	110,0	110,0
	T_uscita	°C	-	40,0	40,0	40,0	40,0
	Potenza	kW	-	219,0	219,0	219,0	219,0
	portata	kg/h	-	5665,0	5665,0	5665,0	5665,0
Fumi bassa T (lato acqua)	T_ingresso	°C	-	25,0	25,0	25,0	25,0
	T_uscita	°C	-	30,0	30,0	30,0	30,0
	Potenza	kW	-	219,0	219,0	219,0	219,0
	portata	m3/h	-	37,9	37,9	37,9	37,9
II stadio Intercooler	T_ingresso	°C	40,0	30,0	30,0	30,0	30,0
	T_uscita	°C	42,8	31,8	36,3	31,6	36,3
	Potenza	kW	72,0	80,0	277,0	72,0	277,0
	portata	m3/h	25,0	37,9	37,9	37,9	37,9
Evaporatore pdc	T_ingresso	°C	-	31,8	36,3	31,6	36,3
	T_uscita	°C	-	25,0	25,0	25,0	25,0
	Potenza	kW	-	299,0	496,0	291,0	496,0
	portata	m3/h	-	37,9	37,9	37,9	37,9
T_mandata_tele		°C	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
portata immessa in rete		m3/h	56,2	69,5	73,0	72,7	75,4

6 CONFRONTO ENERGETICO

Grazie alle simulazioni svolte nel modello energetico è stato possibile determinare tutti i parametri caratteristici e i capisaldi delle diverse configurazioni.

Questo capitolo si propone di studiare dal punto di vista energetico le diverse configurazioni per identificare i punti di forza e le criticità di ognuna.

Prima di riportare in sintesi i parametri energetici delle varie configurazioni è necessario fare alcune premesse. Innanzitutto, per le valutazioni economiche che verranno trattate in seguito è necessario riportare il valore della potenza termica introdotta tramite il gas naturale, sia relativamente al potere calorifico inferiore (*pci*) sia relativamente al potere calorifico superiore (*pcs*). Quest'ultimo parametro tiene conto anche del calore latente di vaporizzazione dell'acqua generata durante la combustione. Elemento significativo, in quanto per le configurazioni con la pompa di calore si prevede di condensare i fumi.

Questo parametro è stato ottenuto moltiplicando la potenza termica introdotta riferita al potere calorifico inferiore per un fattore ricavato dal rapporto tra il potere calorifico superiore e quello inferiore, propri del gas naturale identificato per studiare la combustione.

$$\dot{Q}_{th} \text{ introdotta}(pcs) = \dot{Q}_{th} \text{ introdotta}(pci) \cdot \frac{pcs(\text{gas nat.})}{pci(\text{gas nat.})}$$

È necessario infine determinare le quantità di potenza termica ed elettrica in uscita dal sistema considerato, dalle quali con successivi calcoli verranno detratte le perdite di trasporto e gli autoconsumi del sistema. Nel primo caso la potenza totale è data dalla somma della potenza termica prodotta dal motore e della potenza termica scambiata al condensatore della pompa di calore dal momento che è la potenza che viene ceduta al fluido termovettore immesso poi nella rete di teleriscaldamento.

$$\dot{Q}_{th} \text{ uscita sistema} = \dot{Q}_{th} \text{ prodotta} + \dot{Q}_{th} \text{ condensatore}$$

Viceversa, per determinare la potenza elettrica in uscita dal sistema è necessario sottrarre dalla potenza elettrica generata dal motore la potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore:

$$\dot{Q}_{el} \text{ uscita sistema} = \dot{Q}_{el} \text{ prodotta} - \dot{Q}_{el} \text{ assorbita}$$

In questo modo è possibile ottenere tutti i parametri necessari per confrontare dal punto di vista energetico le diverse configurazioni individuate. Nelle seguenti tabelle si riassumono questi valori per ciascuna configurazione.

Tabella 6.1: Configurazione 0, tabella riassuntiva dei parametri energetici caratteristici

Parametri Energetici per Configurazione 0			
Sistema	Parametro	u.m.	Valore
Motore a combustione interna	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} prodotta	kW	1273
	\dot{Q}_{el} prodotta	kW	1063

Tabella 6.2: Configurazione 1a, tabella riassuntiva dei parametri energetici caratteristici

Parametri Energetici per Configurazione 1a			
Sistema	Parametro	u.m.	Valore
Motore a combustione interna	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} prodotta	kW	1248
	\dot{Q}_{el} prodotta	kW	1063
Pompa di calore	\dot{Q}_{th} condensatore	kW	393
	\dot{Q}_{th} evaporatore	kW	299
	\dot{Q}_{el} assorbita	kW	94
	COP	-	4,18
TOTALE SISTEMA	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} uscita sistema	kW	1641
	\dot{Q}_{el} uscita sistema	kW	969

Tabella 6.3: Configurazione 1b, tabella riassuntiva dei parametri energetici caratteristici

Parametri Energetici per Configurazione 1b			
Sistema	Parametro	u.m.	Valore
Motore a combustione interna	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} prodotta	kW	1051
	\dot{Q}_{el} prodotta	kW	1063
Pompa di calore	\dot{Q}_{th} condensatore	kW	648
	\dot{Q}_{th} evaporatore	kW	496
	\dot{Q}_{el} assorbita	kW	152
	COP	-	4,27
TOTALE SISTEMA	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} uscita sistema	kW	1699
	\dot{Q}_{el} uscita sistema	kW	911

Tabella 6.4: Configurazione 2a, tabella riassuntiva dei parametri energetici caratteristici

Parametri Energetici per Configurazione 2a			
Sistema	Parametro	u.m.	Valore
Motore a combustione interna	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} prodotta	kW	1256
	\dot{Q}_{el} prodotta	kW	1063
Pompa di calore	\dot{Q}_{th} condensatore	kW	390
	\dot{Q}_{th} evaporatore	kW	291
	\dot{Q}_{el} assorbita	kW	99
	COP	-	3,94
TOTALE SISTEMA	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} uscita sistema	kW	1646
	\dot{Q}_{el} uscita sistema	kW	964

Tabella 6.5: Configurazione 2b, tabella riassuntiva dei parametri energetici caratteristici

Parametri Energetici per Configurazione 2b			
Sistema	Parametro	u.m.	Valore
Motore a combustione interna	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} prodotta	kW	1051
	\dot{Q}_{el} prodotta	kW	1063
Pompa di calore	\dot{Q}_{th} condensatore	kW	658
	\dot{Q}_{th} evaporatore	kW	496
	\dot{Q}_{el} assorbita	kW	162
	COP	-	4,07
TOTALE SISTEMA	\dot{Q}_{th} introdotta (pci)	kW	2606
	\dot{Q}_{th} introdotta (pcs)	kW	2887
	\dot{Q}_{th} uscita sistema	kW	1709
	\dot{Q}_{el} uscita sistema	kW	901

È possibile notare come, in funzione delle ipotesi di progetto adottate, i seguenti parametri risultino costanti tra le diverse configurazioni: potenza termica introdotta in funzione del potere calorifico inferiore e superiore e potenza elettrica generata.

Di seguito, invece si confrontano i singoli parametri in variazione tra le diverse configurazioni:

- **Potenza termica prodotta dal motore**

Questo parametro rimane all'incirca costante per le configurazioni 0, 1a e 2a. Le leggere differenze sono dovute alla diversa temperatura di uscita dei gas di scarico dallo scambiatore dei Fumi ad alta temperatura e dalla diversa potenza recuperata nel I stadio intercooler.

Invece, per le configurazioni 1b e 2b questo parametro risulta di molto inferiore rispetto agli altri casi in quanto queste due particolari configurazioni prevedono di recuperare in un unico stadio intercooler, a servizio del circuito di acqua a bassa temperatura, tutta la potenza di raffreddamento della miscela di aria e combustibile.

- **Potenza termica dell'evaporatore della pompa di calore**

Per le configurazioni *1a e 2a* questa potenza risulta molto simile in quanto il valore è dato dalla somma della potenza recuperata dai fumi di scarico a bassa temperatura, costante tra tutte le configurazioni, e della potenza recuperata dal II stadio intercooler che differisce solo leggermente tra i due casi.

Invece, per le configurazioni *1b e 2b*, questa potenza risulta circa quasi il doppio rispetto quella degli altri due casi in quanto viene aggiunta la potenza del I stadio intercooler a seguito dell'ipotesi di unire i due stadi in uno unico.

- **Coefficiente di prestazione della pompa di calore (COP)**

Questo parametro risulta molto simile tra tutte le diverse configurazioni che prevedono l'impiego della pompa di calore. Questo effetto è causato dalla similarità dei livelli di temperatura caratteristici della pompa di calore per le diverse configurazioni che influenzano, come descritto, il processo di calcolo per determinare il COP.

- **Potenza termica del condensatore della pompa di calore**

Questo parametro dipende dal COP e dalla potenza scambiata all'evaporatore della pompa di calore. Pertanto, è possibile affermare che le considerazioni effettuate riguardo la potenza termica recuperata all'evaporatore valgono anche per questo parametro. Infatti, per le configurazioni *1a e 2b* i valori di potenza termica al condensatore sono molto simili, e risultano per quasi la metà inferiori rispetto ai valori delle configurazioni *1b e 2b*, per le motivazioni descritte prima.

- **Potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore:**

Il parametro della potenza elettrica assorbita dalla pompa di calore dipende dal COP e dalla potenza termica scambiata al condensatore. Come è possibile notare, questo parametro risulta di poco inferiore per le configurazioni *1a e 2a* rispetto quelle che prevedono un unico stadio di intercooler.

Dopo aver inquadrato i singoli parametri è possibile giungere alle seguenti conclusioni riguardo il sistema in generale.

Le configurazioni *1a e 2a* risultano essere del tutto simili in termini energetici nonostante differiscano per la modalità di impiego della pompa di calore.

Inoltre, l'applicazione di una pompa di calore in serie al motore con lo scopo di preriscaldare l'acqua calda in ingresso risulta essere una soluzione più semplice da realizzare rispetto al caso in cui la pompa di calore operi in parallelo. In questo ultimo caso, infatti, sarebbe necessario realizzare un sistema più complesso in cui si miscelano le portate prima dell'ultimo scambiatore di calore dei Fumi ad alta temperatura.

È possibile fare le medesime considerazioni confrontando anche le configurazioni *1b e 2b*.

Ponendo a confronto invece tutte le configurazioni insieme è possibile affermare che l'introduzione di una pompa di calore permette di recuperare una significativa quantità di energia termica a spese di un consumo limitato di energia elettrica.

Inoltre, è possibile notare come le potenze termiche ed elettriche uscenti dal sistema delle configurazioni che prevedono l'impiego della pompa di calore siano piuttosto simili.

Questo accade perché per le configurazioni *1b e 2b* il motore scambia meno energia termica con l'acqua del teleriscaldamento a causa dell'assenza del I stadio intercooler ma contemporaneamente questa stessa potenza viene recuperata dalla pompa di calore con una spesa di energia elettrica, senza però portare ad un significativo incremento della quantità di energia termica prodotta.

Di conseguenza le configurazioni che prevedono l'impiego di un unico stadio intercooler presentano due principali svantaggi. Il primo consiste nel richiedere una pompa di calore di potenza quasi doppia rispetto alle configurazioni *1a e 2a*, il che si traduce in un investimento per l'acquisto della macchina quasi doppio rispetto agli altri due casi. Inoltre, come appena affermato, l'effetto prodotto non è soddisfacente in termini energetici in quanto corrisponde a semplicemente impiegare energia elettrica per scaldare una portata d'acqua. Questo particolare effetto è possibile notarlo nel grafico riportato nella seguente Figura 6.1.

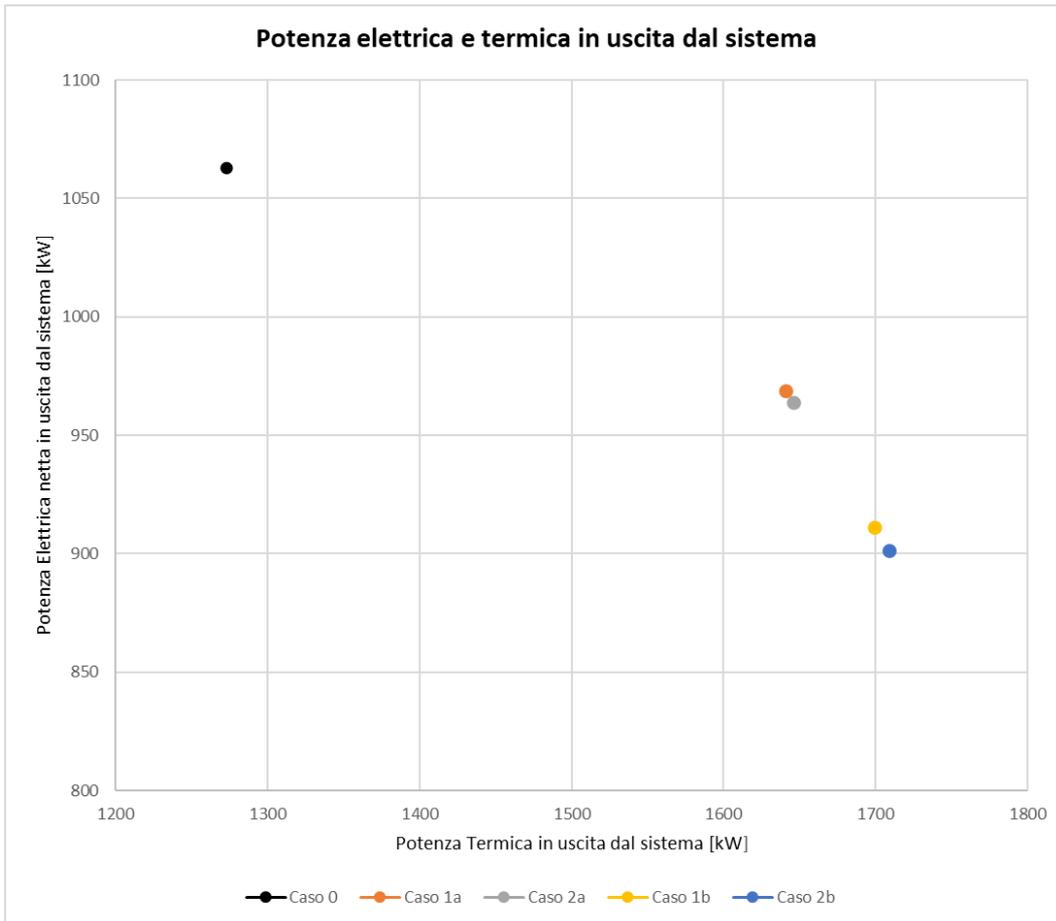


Figura 6.1: Punti di lavoro delle diverse configurazioni in termini di potenza elettrica e termica

Si nota come rispetto al caso 0, il punto di lavoro due casi 1a e 2a si sposti di molto lungo le ascisse e di poco lungo le ordinate. Questo significa che si è prodotta più energia termica di quanta energia elettrica sia stata spesa.

Viceversa, il punto di lavoro per le due configurazioni 1b e 2b, si sposta in modo proporzionale, e quindi lungo un'ipotetica diagonale, rispetto ai casi 1a e 2a. Pertanto, come già detto questo effetto corrisponde a impiegare una quota di energia elettrica per ottenere una stessa quota di energia termica senza un vero e proprio beneficio in termini energetici.

7 CONFRONTO ECONOMICO

7.1 Introduzione

Un confronto operato su un piano puramente energetico non è ovviamente sufficiente per comprendere se l'introduzione di una pompa di calore porti un miglioramento all'intero sistema, e in caso di risposta positiva quale delle diverse configurazioni individuate presenti i migliori vantaggi.

L'elemento decisivo nella scelta della configurazione ideale richiede un bilancio economico di sistema, il cui confronto nelle diverse configurazioni guiderà le scelte operative consentendo di distinguere le opzioni migliori.

Per arrivare a questo obiettivo è necessario definire delle ipotesi di partenza e degli assunti teorici, che nel presente lavoro sono stati adottati cercando di mantenerli ad un livello di verosimiglianza per quanto possibile.

Per prima cosa si è naturalmente ipotizzato l'investimento necessario all'acquisto della pompa di calore. In questo caso si è deciso di considerare compreso nel valore di acquisto anche il costo di installazione con le relative opere, di fatto equiparando questi oneri accessori nello sconto di vendita sul prezzo di listino che abitualmente il venditore concede.

La seconda ipotesi di lavoro ha riguardato l'unità di misura del tempo di funzionamento che è stata individuata in un ciclo di un'ora. Successivamente i risultati ottenuti con questa ipotesi sono stati estrapolati su base annua ipotizzando un numero standard di ore di funzionamento annuo.

Infine, si è tenuto conto per valutare la convenienza economica dell'introduzione o meno della pompa di calore e delle differenze relative tra le diverse configurazioni dell'ottenimento dei cosiddetti Certificati Bianchi (o Titoli di Efficienza Energetica), i quali sono considerabili a tutti gli effetti come dei ricavi aggiuntivi alla vendita dell'energia. Verrà illustrato il loro ruolo significativo nel paragrafo seguente.

7.2 Valutazioni CAR e Calcolo Certificati Bianchi

Come riportato nella Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento, ai fini del riconoscimento di funzionamento in CAR, una data unità di cogenerazione deve necessariamente conseguire un risparmio di energia primaria (PES) superiore ai valori minimi prestabiliti:

- $PES \geq 0,1$ (10%) per le unità di cogenerazione con capacità di generazione elettrica pari o superiore a $1 MW_{el}$
- $PES > 0$ per le unità di cogenerazione con capacità di generazione elettrica inferiore a $1 MW_{el}$ (piccola e microcogenerazione)

La procedura di calcolo del PES può essere suddivisa in una serie di passaggi: definizione dei confini dell'unità di cogenerazione, calcolo del rendimento globale dell'unità di cogenerazione e infine, calcolo del risparmio di energia primaria (PES).

Ai sensi dell'art. 2, comma 1, lettera a) del DM 5 settembre 2011, l'unità di cogenerazione è definita come: *“parte di un impianto di cogenerazione che, in condizioni ordinarie di esercizio, funziona indipendentemente da ogni altra parte dell'impianto di cogenerazione stesso”*.

Bisogna considerare che la normativa di riferimento non prende in considerazione la casistica in cui una pompa di calore viene impiegata per recuperare calore da un motore endotermico. Tuttavia, in un'ottica di previsione futura questa potrebbe diventare una soluzione impiantistica diffusa e pertanto si è deciso di ipotizzare che l'unità cogenerativa consista nel motore endotermico abbinato ad una pompa di calore. Inoltre, bisogna tenere presente che il calcolo qui presentato è meramente indicativo del comportamento del sistema in esame in quanto nelle situazioni reali sono presenti dei fattori imprevedibili che qui non vengono considerati.

Risulta fondamentale individuare i limiti dell'unità di cogenerazione per determinare le grandezze energetiche caratteristiche:

- $F_{unità}$: **energia di alimentazione consumata dall'unità di cogenerazione.**

Secondo quanto riportato nelle *“Linee guida per l'applicazione del Decreto del Ministero dello Sviluppo Economico 5 settembre 2011 – Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR)”* l'energia termica di alimentazione va riferita al potere calorifico inferiore del gas naturale. Ne risulta che anche sotto questo aspetto la normativa non prende in considerazione l'ipotesi di recuperare calore dalla condensazione dei fumi, cosa che invece si prevede di realizzare nelle configurazioni individuate in questa sede.

Pertanto, per le valutazioni che seguiranno si è deciso di riferire l'energia di alimentazione al potere calorifico superiore per le configurazioni che adottano una pompa di calore (approccio considerabile conservativo come verrà chiarito più avanti).

- $E_{unit\grave{a}}$: energia elettrica prodotta dall'unità di cogenerazione

L'energia elettrica prodotta dall'unità di cogenerazione corrisponde alla differenza tra l'energia elettrica prodotta dal motore e l'energia consumata dalla pompa di calore.

- H_{chp} : energia termica utile prodotta dall'unità di cogenerazione

L'energia termica utile prodotta dall'unità di cogenerazione corrisponde alla somma dell'energia termica prodotta dal motore e dell'energia termica recuperata nel condensatore della pompa di calore.

Dopo aver identificato i parametri relativi all'unità di cogenerazione è necessario calcolare il rendimento globale e verificare se il valore ottenuto è superiore o inferiore rispetto a un valore soglia che per i motori a combustione interna risulta essere pari al 75%:

$$\eta_{globale,unit\grave{a}} = \frac{E_{unit\grave{a}} + H_{chp}}{F_{unit\grave{a}}} \geq 75\%$$

Nella seguente Tabella 7.1 si riportano i seguenti parametri: $F_{unit\grave{a}}$, $E_{unit\grave{a}}$, H_{chp} e il $\eta_{globale,unit\grave{a}}$ per le diverse configurazioni.

Tabella 7.1: Parametri energetici e rendimento globale dell'unità di cogenerazione individuata

Configurazione	$F_{unit\grave{a}}$	$E_{unit\grave{a}}$	H_{chp}	$\eta_{globale,unit\grave{a}}$
	kWh	kWh	kWh	-
Configurazione 0	2606	1063	1273	89,64%
Configurazione 1a	2887	969	1641	90,41%
Configurazione 1b	2887	911	1699	90,41%
Configurazione 2a	2887	964	1646	90,41%
Configurazione 2b	2887	901	1709	90,41%

È evidente che qualora si fosse impiegato per il calcolo del rendimento globale l'energia di alimentazione riferita al potere calorifico inferiore, così come la normativa attuale prevede, si sarebbe ottenuto un risultato superiore al 100% e dunque controsenso. Ciò giustifica quindi la scelta di utilizzare il parametro del potere calorifico superiore (l'approccio conservativo di cui sopra) in un sistema combinato motore-pompa di calore.

È possibile notare come il rendimento globale per tutte le configurazioni presentate sia superiore al valore di soglia del 75%. Questo risultato implica che l'energia termica di alimentazione e l'energia elettrica prodotta dall'unità di cogenerazione siano rispettivamente consumata e prodotta in regime di cogenerazione. Pertanto, non risulta necessario ricorrere al dimensionamento dell'unità virtuale ed è possibile fare le seguenti affermazioni:

$$F_{unit\grave{a}} = F_{chp} \quad e \quad E_{unit\grave{a}} = E_{chp}$$

Prima di procedere al calcolo del risparmio di energia primaria (PES) è necessario determinare ulteriormente una serie di parametri:

- $CHP H_{\eta}$: rappresenta il rendimento termico dell'unità di cogenerazione calcolato come il rapporto tra l'energia termica utile prodotta H_{chp} e l'energia di alimentazione F_{chp} .
- $CHP E_{\eta}$: rappresenta il rendimento elettrico dell'unità di cogenerazione calcolato come il rapporto tra l'energia elettrica prodotta E_{chp} e l'energia di alimentazione F_{chp} .
- $Ref H_{\eta}$: valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia termica.
- $Ref E_{\eta}$: valore di rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica.

Il Regolamento Delegato (UE) 2015/2402 della Commissione del 12 ottobre 2015 riporta i valori dei rendimenti di riferimento in funzione dell'anno di entrata in esercizio, della tipologia di combustibile impiegato e del tipo di fluido prodotto (acqua calda, vapore o utilizzo diretto dei gas di scarico).

Per il caso in esame si ipotizza che il sistema sia realizzato dopo il 2016, alimentato a gas naturale e con produzione di acqua calda. Pertanto, i due rendimenti di riferimento risultano rispettivamente:

$$Ref H_{\eta} = 92\% \quad e \quad Ref E_{\eta} = 53\%$$

Il rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica $Ref E_{\eta}$ deve essere corretto in funzione per tenere conto delle perdite evitate sulla rete e, nel caso di combustibili gassosi, in funzione della zona climatica.

Secondo quanto riportato nell'Allegato IV del DM 4 agosto 2011, il Piemonte appartiene alla zona climatica A e pertanto è necessario incrementare il rendimento $Ref E_{\eta}$ di un fattore pari a 0,369.

Per la correzione in funzione dell'allacciamento alla rete, invece, è necessario determinare la quantità di energia elettrica auto-consumata dai sistemi presenti in un'ipotetica centrale di produzione del calore e la quantità di energia elettrica immessa invece nella rete. È possibile suddividere l'energia elettrica auto-consumata in due diverse quote i cui nomi fanno riferimento ad aspetti economico-normativi:

- **"Autoconsumo esente"**: relativo agli assorbimenti elettrici legati agli ausiliari del motore e pertanto viene valutato come il 5% della potenza elettrica prodotta dal motore senza decurtare i consumi della pompa di calore.
- **"Autoconsumo tassato"**: relativo ai consumi elettrici che dipendono dalla potenza termica totale prodotta della centrale.

Per determinare questo ultimo parametro è stato necessario ipotizzare che il sistema in esame, motore a combustione interna abbinato a una pompa di calore, sia parte di una più ampia centrale a servizio di una rete di teleriscaldamento. Si è considerato inoltre di essere in una condizione di teleriscaldamento efficiente in cui, come afferma uno dei requisiti per accedere a questa classificazione, la metà del calore totale generato dall'ipotetica centrale derivi da una combinazione di energia proveniente da fonti rinnovabili e da cogenerazione.

In particolare, si è ipotizzato che di questa quota appena individuata metà sia a carico dell'abbinamento motore a combustione interna e pompa di calore e metà all'energia derivante da fonti rinnovabili. Pertanto, l'ipotesi di base che l'energia uscente dal sistema "pompa di calore - motore endotermico" corrisponda al 25% dell'energia termica totale prodotta dall'ipotetica centrale. Si è assunto che la quota di energia elettrica legata agli autoconsumi tassati corrisponda al 2% del calore totale generato dall'ipotetica centrale.

Di conseguenza è possibile ottenere la percentuale di energia elettrica auto-consumata come il rapporto tra la somma delle due quote di energia auto-consumata e l'energia elettrica totale in uscita dal sistema in esame, ovvero quella prodotta dal motore endotermico meno quella consumata dalla pompa di calore e, di conseguenza, anche la percentuale di energia elettrica immessa nella rete:

$$\% E_{el} \text{ autoconsumata} = \frac{\text{autoconsumo tassato} + \text{autoconsumo esente}}{E_{el} \text{ uscita sistema}}$$

$$\% E_{el} \text{ immessa} = 100\% - \% E_{el} \text{ autoconsumata}$$

Nella seguente Tabella 7.2 si riportano i valori delle grandezze impiegate per calcolare la $\% E_{el} \text{ autoconsumata}$

Tabella 7.2: Percentuale di energia elettrica auto-consumata e di energia elettrica immessa nella rete

Parametro	u.m.	Caso 0	Caso 1a	Caso 1b	Caso 2a	Caso 2b
$E_{th} \text{ uscita sistema}$	kWh	1273	1641	1699	1646	1709
$E_{el} \text{ MCI}$	kWh	1063	1063	1063	1063	1063
$E_{th} \text{ totale centrale}$	kWh	5092	6564	6796	6584	6834
<i>autocons. tassato</i>	kWh	102	131	136	132	137
<i>autocons. esente</i>	kWh	53	53	53	53	53
$\% E_{el} \text{ autoconsumata}$	-	15%	19%	21%	19%	21%
$\% E_{el} \text{ immessa}$	-	85%	81%	79%	81%	79%

Va sottolineato che i valori percentuali di autoconsumo elettrico risultano piuttosto elevati rispetto al normale, che generalmente si attesta intorno al 10%. Pertanto, è possibile affermare che le considerazioni che seguiranno sono da considerare come conservative rispetto ad un possibile caso reale.

Per determinare la correzione da applicare al rendimento di riferimento per la produzione separata di energia elettrica bisogna applicare la seguente formula:

$$Ref E_{\eta} = (Ref E_{\eta} + 0,369) \cdot (\% E_{el\ autocons} \cdot 0,851 + \% E_{el\ immessa} \cdot 0,888)$$

I fattori correttivi che moltiplicano le percentuali di autoconsumo e di energia elettrica immessa nella rete sono riportati nel Regolamento Delegato (UE) 2015/2402 della Commissione del 12 ottobre 2015, considerando che l'unità di cogenerazione produca una corrente elettrica a bassa tensione (380 V).

Finalmente è possibile calcolare il risparmio di energia primaria (PES) con la seguente formula:

$$PES = \left(1 - \frac{1}{\frac{CHP H_{\eta}}{Ref H_{\eta}} + \frac{CHP E_{\eta}}{Ref E_{\eta}}} \right) \cdot 100\%$$

Questo parametro esprime il risparmio ottenuto dalla produzione combinata di energia termica ed elettrica rispetto la loro potenziale produzione separata, realizzata mediante impianti convenzionali. Nella seguente Tabella 7.3 sono riportati i rendimenti calcolati, i rendimenti di riferimento corretti e infine il valore del PES ottenuto per le diverse configurazioni.

Tabella 7.3: Calcolo del PES per le diverse configurazioni

Configurazione	CHP H_{η}	CHP E_{η}	Ref E_{η} corretto	PES
Configurazione 0	48,8%	40,8%	47,1%	28,4%
Configurazione 1a	56,8%	33,6%	47,0%	24,9%
Configurazione 1b	58,8%	31,6%	47,0%	23,7%
Configurazione 2a	57,0%	33,4%	47,0%	24,8%
Configurazione 2b	59,2%	31,2%	47,0%	23,5%

Come è possibile notare dall'ultima colonna della tabella sopra riportata, il riconoscimento di funzionamento in Cogenerazione ad Alto Rendimento spetta a tutte le configurazioni individuate in quanto il PES risulta essere superiore al valore soglia previsto dalla normativa.

Di conseguenza tutte le configurazioni hanno diritto di accedere al meccanismo degli incentivi fiscali denominati Certificati Bianchi.

Per determinare la quantità di Certificati Bianchi è necessario calcolare il risparmio di energia primaria (RISP) realizzato dall'unità di cogenerazione nel seguente modo:

$$RISP = \frac{E_{chp}}{\eta_E RIF} + \frac{H_{chp}}{\eta_T RIF} - F_{chp}$$

Dove il termine $\eta_T RIF$ risulta essere il rendimento medio convenzionale del parco di produzione termico italiano, assunto pari a 0,90 nel caso di produzione di acqua calda, mentre il termine $\eta_E RIF$ risulta essere il rendimento medio convenzionale del parco di produzione elettrica italiano, assunto pari a 0,46 e corretto in funzione della tensione di allacciamento e della zona climatica come descritto in precedenza.

Il calcolo da normativa considera l'energia di alimentazione riferita al potere calorifico inferiore del gas naturale, ma per mantenere lo stesso filo logico adottato ed illustrato in precedenza si riportano anche i valori ottenuti considerando il potere calorifico superiore per evidenziare le differenze tra i risultati. Tuttavia, bisogna tenere presente che in questo caso trattandosi di un calcolo di incentivi si è deciso di attenersi a quanto riportato nella norma, ovvero usando il potere calorifico inferiore.

Infine, è possibile calcolare i Certificati Bianchi (CB) come:

$$CB = RISP \cdot 0,086 \cdot K$$

Il termine K è un coefficiente di armonizzazione che varia in funzione della potenza dell'unità di cogenerazione e che nel caso in esame risulta essere pari a 1,4.

Nella seguente Tabella 7.4, infine si riportano i parametri impiegati per il calcolo dei Certificati Bianchi sia riferiti al potere calorifico inferiore che a quello superiore.

Tabella 7.4: Calcolo dei Certificati Bianchi per le diverse configurazioni

Configurazione	$\eta_E RIF$ corretto	RISP (pci)	RISP (pcs)	CB (pci)	CB (pcs)
	-	MWh	MWh	tep	tep
Configurazione 0	40,9%	1,41	-	0,169	-
Configurazione 1a	40,8%	1,59	1,31	0,191	0,158
Configurazione 1b	40,8%	1,51	1,23	0,182	0,148
Configurazione 2a	40,8%	1,58	1,30	0,191	0,157
Configurazione 2b	40,8%	1,50	1,22	0,181	0,147

7.3 Valutazioni economiche

7.3.1 Inquadramento generale

In questo paragrafo viene presentata l'analisi economica che è stata condotta associando un valore economico a ciascun flusso entrante e uscente dal sistema in esame al fine di poter confrontare le diverse configurazioni. È possibile identificare i seguenti flussi:

- **Energia termica di alimentazione:** energia termica, riferita al potere calorifico inferiore, associata al gas naturale impiegato dal motore a combustione interna.
- **Anidride carbonica emessa:** quantità di anidride carbonica emessa dal sistema. Il valore è stato ottenuto facendo riferimento alla "Tabella parametri standard nazionali" che riporta il fattore di emissione di CO_2 in funzione del tipo di combustibile impiegato. Nel caso di gas naturale questo valore risulta essere riferito all'energia termica associata al gas naturale e pari a $56,231 \text{ ton } CO_2/TJ = 0,202 \text{ ton/MWh}$.
- **Energia termica venduta alle utenze:** energia termica fornita direttamente alle utenze. Per ottenere questo valore si è ipotizzato che le perdite termiche dovute alla distribuzione del calore siano il 15% dell'energia prodotta dal sistema, ovvero quella prodotta dal motore endotermico più quella prodotta dalla pompa di calore, quando presente.
- **Energia elettrica immessa nella rete:** energia elettrica immessa nella rete che corrisponde all'energia elettrica in uscita dal sistema a cui è stata sottratta la quota legata agli auto-consumi relativi all'ipotetica centrale calcolati nel paragrafo precedente.

Nella seguente

Tabella 7.5 vengono riassunti i valori quantitativi dei flussi appena descritti per le diverse configurazioni individuate.

Tabella 7.5: Flussi entranti e uscenti dal sistema in esame

Configurazione	$E_{th.}$ alimentaz.	CO_2 emessa	E_{th} utenze	E_{el} rete
	MWh	ton	MWh	MWh
Configurazione 0	2,61	0,528	1,08	0,91
Configurazione 1a	2,61	0,528	1,39	0,78
Configurazione 1b	2,61	0,528	1,44	0,72
Configurazione 2a	2,61	0,528	1,40	0,78
Configurazione 2b	2,61	0,528	1,45	0,71

L'anidride carbonica emessa dal sistema risulta uguale in tutte le configurazioni, in quanto dipende dall'energia termica di alimentazione legata alla combustione di gas naturale che è sempre costante.

Dopo aver quantificato i flussi che caratterizzano il sistema è necessario andare a identificare i costi e i ricavi del sistema in esame. È possibile suddividere i primi in:

- Costo associato all'energia termica di alimentazione (costo combustibile gas naturale)
- Costo associato ai permessi per l'emissione di anidride carbonica
- Costo associato alla manutenzione dell'impianto riferito alla potenza elettrica prodotta dal motore

Mentre i ricavi possono essere suddivisi in:

- Vendita dell'energia termica
- Vendita dell'energia elettrica
- Incentivi fiscali, ovvero i Certificati Bianchi

Per una maggiore precisione dell'analisi si è considerato di confrontare le diverse configurazioni utilizzando i prezzi riferiti ad uno scenario ante crisi globale dovuta alla pandemia da Covid 19, quindi con valori medi fino al 31 dicembre 2019, e i prezzi riferiti ad uno scenario futuro impiegando le previsioni per il 2024. Per entrambi gli scenari si è fatto riferimento al portale "European Energy Exchange" [10].

In particolare, il prezzo a cui l'energia termica è venduta alle utenze è definito dalla somma del costo del gas naturale, chiamato anche Punto di Scambio virtuale (PSV) e dal prezzo "usi e servizi" ipotizzato costante tra i due scenari.

Per quantificare il prezzo per la vendita di energia elettrica, chiamato anche Prezzo Unico Nazionale (PUN), invece, per lo scenario pre-pandemico è stato utilizzato il valore medio, mentre per lo scenario futuro il prezzo è stato determinato con l'impiego della seguente correlazione e poi verificato con le previsioni:

$$PUN = 8 \text{ €} + 2 \cdot (PSV + \text{Costo } CO_2)$$

Nella seguente Tabella 7.6 si riportano i valori dei valori economici unitari individuati per entrambi gli scenari.

Tabella 7.6: Valori economici per lo scenario pre-pandemico e per lo scenario futuro

Valore economico	u.m.	Valore PRE	Valore Futuro
Gas Naturale	€/MWh	22	50
"Usi e Servizi"	€/MWh	45	45
Energia Termica prodotta	€/MWh	67	95
Energia Elettrica prodotta	€/MWh	62	132
CO ₂ emessa	€/ton CO ₂	12	60
Certificati Bianchi	€/tep	260	260
Manutenzione	€/MWh _{el}	20	20

L'analisi economica è stata condotta determinando gli importi riferiti ad 1 ora di funzionamento, per poi estrapolare su un utilizzo annuo di 4200 ore per 15 anni di vita tecnica dell'impianto. Quest'ultimo valore fa riferimento, tra l'altro, al periodo in cui un'unità di cogenerazione abbinata ad una rete di teleriscaldamento può accedere al meccanismo dei Certificati Bianchi. Va precisato peraltro che l'ipotesi adottata prevede un funzionamento del motore al 100% del carico per tutte le ore considerate, comportamento che difficilmente si riscontra nella realtà.

Tutte le valutazioni eseguite sono a prezzi costanti. Il margine risultante dalla differenza tra le varie tipologie di ricavi e i diversi costi è da considerarsi al lordo degli ammortamenti, dei costi legati al personale, degli oneri finanziari, delle assicurazioni e infine, delle imposte. Proprio l'approssimazione del margine ottenuto, che nella realtà dipende da una molteplicità di fattori estremamente variabili porta a concludere che le valutazioni economiche presentate in questo lavoro hanno un valore meramente indicativo, e servono ad operare un primo discrimine di massima tra opzioni possibili, rimandando ad eventuali elaborazioni più puntuali la definitiva comparazione delle diverse soluzioni impiantistiche. Tuttavia, pur sotto queste condizioni di variabilità, resta indiscutibile il vantaggio economico dell'utilizzo di un sistema combinato motore endotermico e pompa di calore rispetto ad un impianto tradizionale privo di questo assetto.

Resta da affrontare un'ultima questione, prima di presentare i risultati economici, quella della individuazione e relativa quantificazione delle implicazioni ambientali dei sistemi tecnologici presi in considerazione in questo studio. Tuttavia, una precisa quantificazione risulta in questo senso complessa e fuorviante rispetto all'obiettivo primario della tesi. Si può comunque affermare, su un piano logico e qualitativo, che l'impiego di una pompa di calore abbinata ad un motore endotermico porta con sé due vantaggi sul piano ambientale: una produzione maggiore di calore a parità di consumo di combustibile fossile e una mitigazione dell'inquinamento termico che deriverebbe dal rilascio in atmosfera di fumi ancora ad elevata temperatura.

7.3.2 Confronto scenari

In questo paragrafo verranno determinati i risultati economici riferiti alle cinque configurazioni previste, approfondendo gli elementi di confronto tra le situazioni con presenza o meno della pompa di calore all'intero dei due scenari globali utilizzati per ipotizzare il sistema prezzi dell'energia.

Partendo dallo scenario pre-pandemico, si sono inseriti nella Tabella 7.7 i seguenti parametri:

- Costo Totale: ricavato dalla somma delle singole voci di spesa (energia termica di alimentazione, costo CO_2 emessa e manutenzione)
- Ricavo vendita energia termica
- Ricavo vendita energia elettrica
- Ricavo Certificati Bianchi (CB)
- Ricavo totale: somma dei tre ricavi
- Margine lordo: differenza tra ricavo totale e costo totale

Tabella 7.7: Costi, ricavi e margini per le diverse configurazioni – base oraria, scenario pre-pandemico

Configurazione	Costo totale	Ricavo vendita E_{th}	Ricavo vendita E_{el}	Ricavo CB	Ricavo totale	Margine lordo
	€/h	€/h	€/h	€/h	€/h	€/h
Configurazione 0	84,9 €	72,5 €	56,3 €	44,0 €	172,8 €	87,9 €
Configurazione 1a	84,9 €	93,5 €	48,6 €	49,8 €	191,9 €	106,9 €
Configurazione 1b	84,9 €	96,8 €	44,8 €	47,4 €	188,9 €	104,0 €
Configurazione 2a	84,9 €	93,7 €	48,3 €	49,6 €	191,6 €	106,7 €
Configurazione 2b	84,9 €	97,3 €	44,1 €	47,0 €	188,4 €	103,5 €

Come si può evincere dalla colonna dei margini risulta del tutto evidente il vantaggio economico derivante dall'inserimento nel processo di produzione di energia termica di una pompa di calore. Le differenze di performance economica tra le diverse configurazioni con la pompa di calore presente sono, invece, piuttosto limitate.

Altrettanto interessante però è l'analisi disaggregata dei margini derivanti dalle tre categorie di ricavo in riferimento alla configurazione 0 (ricordando che i costi risultano costanti in tutte le configurazioni).

È interessante notare come la differenza di margine dei Certificati Bianchi nello scenario pre-pandemico per le configurazioni con pompa di calore di taglia minore sia equiparabile alla differenza di margine dell'energia elettrica. Pertanto, è possibile affermare che per questi casi non vi è una sostanziale perdita dovuta alla mancata vendita di energia elettrica a causa dell'inserimento di una pompa di calore.

Tabella 7.8: Confronto tra i margini ottenuti nelle diverse configurazioni rispetto a configurazione 0 – base oraria, scenario pre-pandemico

Configurazione	Δ Margine E_{th} rispetto Caso 0	Δ Margine E_{el} rispetto Caso 0	Δ Margine CB rispetto Caso 0	Δ Margine Totale rispetto Caso 0
	€/h	€/h	€/h	€/h
Configurazione 1a	21,0 €	-7,7 €	5,7 €	19,1 €
Configurazione 1b	24,3 €	-11,5 €	3,4 €	16,1 €
Configurazione 2a	21,2 €	-8,0 €	5,5 €	18,8 €
Configurazione 2b	24,8 €	-12,2 €	3,0 €	15,6 €

Tabella 7.9: Confronto tra i margini ottenuti nelle diverse configurazioni rispetto a configurazione 0 – base annua, scenario pre-pandemico

Configurazione	Δ Margine E_{th} rispetto Caso 0	Δ Margine E_{el} rispetto Caso 0	Δ Margine CB rispetto Caso 0	Δ Margine Totale rispetto Caso 0
	€/anno	€/anno	€/anno	€/anno
Configurazione 1a	88.029 €	-32.150 €	24.140 €	80.019,0 €
Configurazione 1b	101.878 €	-48.425 €	14.185 €	67.638,5 €
Configurazione 2a	89.199 €	-33.526 €	23.299 €	78.972,5 €
Configurazione 2b	104.185 €	-51.137 €	12.525 €	65.573,1 €

Passando allo scenario futuro e utilizzando la stessa metodologia di valutazione è possibile esprimere sostanzialmente le stesse considerazioni riportate poco sopra, rispetto al vantaggio indiscutibile sul piano economico dell'introduzione di una pompa di calore nel processo. I risultati tabellari sono i seguenti.

Tabella 7.10: Costi, ricavi e margini per le diverse configurazioni – base oraria, scenario futuro

Configurazione	Costo totale	Ricavo vendita E_{th}	Ricavo vendita E_{el}	Ricavo CB	Ricavo totale	Margine lordo
	€/h	€/h	€/h	€/h	€/h	€/h
Configurazione 0	183,2 €	102,8 €	120,1 €	44,0 €	266,9 €	83,7 €
Configurazione 1a	183,2 €	132,5 €	103,7 €	49,8 €	286,0 €	102,8 €
Configurazione 1b	183,2 €	137,2 €	95,5 €	47,4 €	280,1 €	96,8 €
Configurazione 2a	183,2 €	132,9 €	103,0 €	49,6 €	285,5 €	102,3 €
Configurazione 2b	183,2 €	138,0 €	94,1 €	47,0 €	279,1 €	95,9 €

Tabella 7.11: Confronto tra i margini ottenuti nelle diverse configurazioni rispetto a configurazione 0 – base oraria, scenario futuro

Configurazione	Δ Margine E_{th} rispetto Caso 0	Δ Margine E_{el} rispetto Caso 0	Δ Margine CB rispetto Caso 0	Δ Margine Totale rispetto Caso 0
	€/h	€/h	€/h	€/h
Configurazione 1a	29,7 €	-16,3 €	5,7 €	19,1 €
Configurazione 1b	34,4 €	-24,6 €	3,4 €	13,2 €
Configurazione 2a	30,1 €	-17,0 €	5,5 €	18,6 €
Configurazione 2b	35,2 €	-26,0 €	3,0 €	12,2 €

Tabella 7.12: Confronto tra i margini ottenuti nelle diverse configurazioni rispetto a configurazione 0 – base annua, scenario futuro

Configurazione	Δ Margine E_{th} rispetto Caso 0	Δ Margine E_{el} rispetto Caso 0	Δ Margine CB rispetto Caso 0	Δ Margine Totale rispetto Caso 0
	€/anno	€/anno	€/anno	€/anno
Configurazione 1a	124.818 €	-68.574 €	24.140 €	80.384,0 €
Configurazione 1b	144.455 €	-103.286 €	14.185 €	55.353,8 €
Configurazione 2a	126.477 €	-71.507 €	23.299 €	78.268,5 €
Configurazione 2b	147.725 €	-109.071 €	12.525 €	51.179,6 €

Per questo scenario, tuttavia, la differenza di margine legata ai Certificati Bianchi non è più equiparabile alla differenza di margine relativa all'energia elettrica, in quanto il prezzo di quest'ultima è aumentata considerevolmente.

7.3.3 Comparazione tra i due scenari temporali

Dalla Tabella 7.13 riportata qui di seguito è possibile trarre alcune conclusioni. La differenza di margine rispetto alla configurazione 0 per i casi 1a e 2a, in cui è presente una pompa di calore di taglia minore, si mantiene costante tra lo scenario pre-pandemico e lo scenario futuro.

Questo effetto non si verifica, invece, per le configurazioni 1b e 2b in cui la pompa di calore ha una taglia maggiore in quanto, seppure l'aumento del valore economico della vendita di energia elettrica e termica risulti circa proporzionale, in questi casi la pompa di calore avendo una potenza superiore (circa doppia) consuma una quota maggiore di energia elettrica mantenendo costante invece l'energia termica totale prodotta dal sistema, essendo infatti il primo intercooler già oggetto di recupero, seppur in modalità di semplice scambio termico.

Inoltre, è sorprendente il risultato considerando i 15 anni di vita tecnica dall'impianto, perché in tutte le configurazioni, e in particolare la 1a, il volume di margine accumulato è tale da contribuire al necessario rifacimento dell'impianto in termini di effettiva decarbonizzazione, attraverso l'installazione di sistemi sfruttanti energie rinnovabili.

Tabella 7.13: Confronto pre-pandemico e futuro delle differenze di margine – base oraria, annua e 15 anni

Configurazione	Δ Margine rispetto al Caso 0					
	Orario [€/h]		Annuale [€/anno]		In 15 anni [€]	
	PRE	Futuro	PRE	Futuro	PRE	Futuro
Configurazione 1a	19,1	19,1	80.019	80.384	1.200.284	1.205.760
Configurazione 1b	16,1	13,2	67.639	55.354	1.014.578	830.306
Configurazione 2a	18,8	18,6	78.972	78.269	1.184.587	1.174.028
Configurazione 2b	15,6	12,2	65.573	51.180	983.597	767.694

Occorre adesso approfondire un aspetto dalle implicazioni assai interessanti, vale a dire il rapporto tra la maggior quantità di termica vendibile attraverso l'introduzione della pompa di calore e la minor quantità di energia elettrica vendibile per effetto dei consumi di funzionamento della medesima pompa di calore.

Per definire e conseguentemente valutare questo rapporto si è deciso in questo lavoro di mutuare la definizione di COP, applicandola in modo originale a grandezze di tipo economico. Tale "COP economico" è definibile come il rapporto tra il ricavo della vendita dell'energia termica associata alla pompa di calore ($\text{€ } E_{th,condensatore}$) e il mancato ricavo della vendita di energia elettrica che invece è stata consumata dalla pompa di calore ($\text{€ } E_{el,condensatore}$):

$$COP_{economico} = \frac{\text{€ } E_{th,condensatore}}{\text{€ } E_{el,condensatore}}$$

Risulta evidente dalla Tabella 7.14 riportata di seguito che nello scenario futuro il “COP economico” diminuisce, perché il prezzo dell’energia elettrica è previsto con un aumento più che proporzionale al prezzo dell’energia termica. Tuttavia, la convenienza economica anche nel medio periodo risulta confermata.

Tabella 7.14: COP e “COP economico” della pompa di calore per le diverse configurazioni

Configurazione	COP	COP “economico”	
		PRE	Futuro
Configurazione 1a	4,18	4,52	3,00
Configurazione 1b	4,27	4,61	3,06
Configurazione 2a	3,94	4,26	2,83
Configurazione 2b	4,07	4,40	2,92

È possibile notare che per le configurazioni 1b e 2b il “COP economico” risulta superiore in quanto l’energia termica prodotta dalla pompa di calore è quasi il doppio rispetto alle configurazioni 1a e 2a, mentre l’energia elettrica non differisce particolarmente.

L’ultima considerazione riguarda il numero di anni necessari al rientro dell’investimento relativo all’acquisto della pompa di calore. Per determinare questo parametro ovviamente bisogna individuare uno standard ragionevole di investimento per kilowatt di potenza termica al condensatore installata. In questa sede si è adottato un percorso che ha previsto alcune semplificazioni di partenza:

- Scelta di un modello con la relativa scheda tecnica a cui si è associato un prezzo di listino pari a 196.000 € con arrotondamento a 200.000 € IVA esclusa.
- Assunzione di una sostanziale equivalenza tra lo sconto di vendita abitualmente applicato dai rivenditori con gli ulteriori oneri di installazione (materiali e spese tecniche).
- Sul valore finale di 200.000 € di impianto installato e collegato si è calcolato l’investimento unitario per kW rispetto alla potenza di targa del modello prescelto, ovvero 439 €/kW arrotondati a 450 €/kW.
- Determinazione dell’investimento della pompa di calore nelle varie configurazioni ipotizzate secondo le diverse potenze al condensatore.

Nella seguente Tabella 7.15: vengono riassunti i valori così ottenuti.

Tabella 7.15: Costo investimento della pompa di calore in funzione della potenza

Configurazione	Potenza termica condensatore	Costo della pompa di calore
	kW	€
Configurazione 1a	393	172.649 €
Configurazione 1b	648	284.619 €
Configurazione 2a	390	171.284 €
Configurazione 2b	658	288.856 €

Come è ovvio nelle configurazioni che prevedono l'impiego di una pompa di calore di taglia maggiore (caso 1b e 2b) l'investimento che è necessario sostenere risulta quasi il doppio rispetto agli altri due casi.

Gli investimenti previsti per le varie configurazioni si devono rapportare ai margini ottenuti dalle medesime configurazioni in rapporto al caso in assenza della pompa di calore. Come si può notare nella Tabella 7.16., nel caso di installazione di una pompa di calore di minore potenza il rientro economico avviene in circa due anni per entrambi gli scenari ipotizzati. Viceversa, per le pompa di calore di taglia maggiore il tempo di rientro risulta ovviamente quasi il doppio, ovvero tra i 4 e i 5 anni.

Volendo attestarsi sul tempo di rientro economico più lungo, ovvero 5 anni, e calcolando di conseguenza il numero di ore di funzionamento a pieno carico dei quattro sistemi per raggiungere tale obiettivo, i risultati confermano tutte le valutazioni espresse in precedenza. In particolare, le macchine di taglia minore possono operare con un tasso di utilizzo di gran lunga inferiore alle 4200 ore teorica massime ipotizzate in partenza e dunque possiedono un elevato range di "sicurezza" operativa

Tabella 7.16: Anni per rientro economico e ore equivalenti di funzionamento all'anno per scenario pre-pandemico e futuro

Configurazione	Anni rientro economico		h_{eq}/anno per rientro economico in 5 anni	
	PRE	Futuro	PRE	Futuro
Configurazione 1a	2,2	2,1	1812	1804
Configurazione 1b	4,2	5,1	3535	4319
Configurazione 2a	2,2	2,2	1822	1838
Configurazione 2b	4,4	5,6	3700	4741

Per dovere di completezza si deve comunque ricordare che in tutte le elaborazioni e conseguenti valutazioni economiche sopra riportate e riferite agli investimenti necessari e ai tempi di rientro non sono stati conteggiati i valori riferibili alla remunerazione del capitale investito. Remunerazione che naturalmente discende dai tassi applicati in diversi scenari possibili (capitale di rischio apportato dall'imprenditore, capitali forniti da soggetti terzi finanziatori) tutte considerazioni che esulano dall'ambito del presente lavoro.

8 CONCLUSIONI

Il presente lavoro ha evidenziato come l'abbinamento tra una pompa di calore e un motore a combustione interna, nell'ambito della generazione di calore a servizio di una rete di teleriscaldamento, consenta di realizzare un incremento di efficienza energetica del sistema attraverso il recupero di energia termica, e di ottenere maggiori prestazioni ambientali e interessanti risultati economici.

L'idea alla base del presente lavoro è consistita nell'impiego di una pompa di calore a compressione di vapore, per il recupero di energia termica dai fumi di scarico in uscita dal motore e dalla condensazione dell'acqua in essi contenuta, nonché dalla miscela di aria e combustibile nel II stadio intercooler.

Lo studio condotto ha consentito di evidenziare l'importanza di costruire un modello di simulazione, basato su presupposti precisi e dotato di coerenza interna, in grado di comparare differenti aspetti, energetici, ambientali, ed economici, per consentire una corretta valutazione dei risultati.

In particolare, questo modello ha permesso di confrontare quattro diverse configurazioni in cui la pompa di calore è abbinata in serie o in parallelo al motore e in cui sono presenti due stadi di intercooler separati o uno unico, individuando che la soluzione dal punto di vista tecnico impiantistico più ragionevole e di più semplice realizzazione risulta essere quella che prevede la pompa di calore in serie al motore ed intercooler separati. Inoltre, ha fatto emergere che nei casi di un unico intercooler è necessario l'installazione di una pompa di calore con potenza quasi doppia.

Dal confronto energetico è stato dimostrato come l'abbinamento di una pompa di calore a un motore endotermico risulti sempre vantaggioso. Infatti, è possibile incrementare significativamente l'energia termica totale prodotta, a spese di una piccola quantità di energia elettrica consumata dalla pompa di calore. Rispetto al processo cogenerativo, tra le quattro configurazioni non si rilevano differenze marcate in termini di produzione di calore, mentre qualche differenza maggiore la si riscontra sulla produzione di elettricità, a causa delle diverse potenze installate.

Inoltre, il modello ha evidenziato come un'analisi economica in grado di analizzare i flussi in entrata e in uscita e di prevedere l'andamento dei valori economici nel medio periodo, risulti assolutamente necessaria per determinare quale soluzione impiantistica sia davvero la più efficace, e permetta di accumulare una marginalità significativa. Marginalità che consente peraltro di poter prefigurare nel lungo periodo una sostituzione impiantistica con una possibile transizione energetica verso fonti rinnovabili, in ottica di una sempre crescente decarbonizzazione dei sistemi di produzione.

Fondamentale nel raggiungimento di un ottimo risultato economico è comunque l'incidenza sui ricavi dei Certificati Bianchi, senza i quali la sostenibilità economica di questo genere di interventi risulterebbe più incerta.

Le analisi energetiche, integrate da ragionamenti di tipo economico e ambientale, hanno dimostrato come il sistema più performante sia quello che prevede la pompa di calore in serie e intercooler separati.

Infine, a livello qualitativo, si può tranquillamente affermare che anche in termini ambientali si rimarca il vantaggio dell'utilizzo delle soluzioni prospettate, dal momento che a parità di combustibili fossili impiegati la produzione di calore aumenta, e nel contempo si mitiga l'inquinamento termico grazie al rilascio in atmosfera di fumi a bassa temperatura.

Per rigore metodologico, va però sottolineato che si rimanda a futuri approfondimenti il complessivo bilancio energetico e ambientale del processo indagato, dovendosi prevedere per completezza anche il calcolo della energia impiegata e degli impatti generati nella costruzione della pompa di calore.

Sempre in prospettiva di sviluppo futuro del campo di indagine, si auspica una verifica su dati di funzionamento derivanti da impianti reali, per la conferma dei risultati, molto incoraggianti, emersi nella elaborazione di questa tesi.

Bibliografia

- [1] Commissione Europea, [Online]. Available: https://ec.europa.eu/clima/eu-action/climate-strategies-targets/2030-climate-energy-framework_it#ecl-inpage-913.
- [2] Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale, «Indicatori di efficienza e decarbonizzazione del sistema energetico nazionale e del settore elettrico,» 2021.
- [3] I. f. C. (I4C), «La Roadmap per la neutralità climatica dell'Italia,» 2021.
- [4] C. d. Ministri, *Decreto legislativo 4 luglio 2014, n. 102*, 2014.
- [5] H. Lund, «4th Generation District Heating (4GDH) Integrating smart thermal grids into future sustainable energy systems,» 2014.
- [6] Associazione Italiana Riscaldamento Urbano (AIRU), [Online]. Available: <https://www.airu.it/>.
- [7] Associazione Italiana Riscaldamento Urbano (AIRU), «Annuario 2020,» 2020.
- [8] Gestore dei Servizi Energetici (GSE), «Guida alla Cogenerazione ad Alto Rendimento (CAR),» 2019.
- [9] Società Nazionale Metanodotti (SNAM), [Online]. Available: <https://misura.snam.it/portmis/viewDispatcher.do?nomeVista=coortecInfoGeneraliView&menuSelected=4100>.
- [10] «European Energy Exchange,» [Online]. Available: <https://www.powernext.com/>.
- [1] S. S. A. M.-B. J. N.-E. Carlos Mateu-Royo, «High temperature heat pump integration into district heating network,» 2020.

ALLEGATO

02/2020

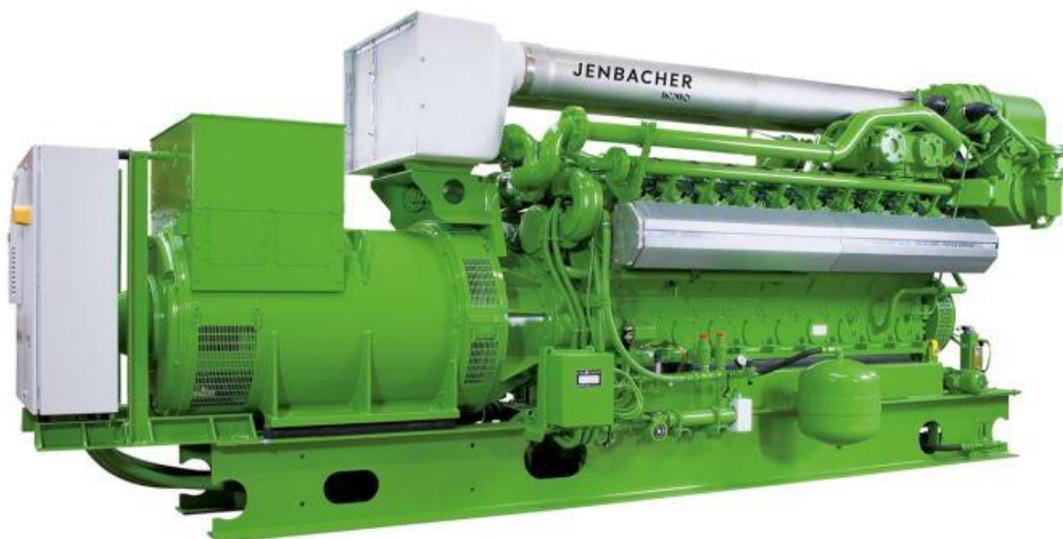
Descrizione Tecnica

impianto di cogenerazione JMS 320 GS-N.L

Codice di rete dinamico
Profilo 2 (150ms/5%)

INFORMATIVO

SPECIAL RELEASE CASE ID 52 – 1700MSLM



Potenza elettrica	1063	kW el.
Potenza termica	1231	kW

Emissioni

NOx	< 100 mg/Nm ³ (5% O ₂)
CO	< 135 mg/Nm ³ (5% O ₂)

0.01 Dati Tecnici (al modulo)	4
Dimensioni principali e pesi (al modulo)	5
Raccordi	5
Potenza / Consumo	5
0.02 Dati Tecnici del Motore	6
Potenze termiche	6
Dati gas di scarico	6
Dati aria di combustione	6
Livello sonoro	7
Potenza sonora	7
0.03 Dati Tecnici del Generatore	8
Reattanze e costanti di Tempo (saturo) a potenza apparente	8
0.04 Dati Tecnici recupero calore	9
Dati generali - Circuito acqua calda	9
dati generali - circuito acqua di raffreddamento	9
Scambiatore di calore dei gas di scarico	9
variante di connessione F	10
0.10 Condizioni di riferimento	11
0.20 Modalità di funzionamento	13
1.00 Ambito di fornitura - modulo	13
1.01 Motore	13
1.01.01 Componenti del motore	13
1.01.03 Accessori del motore	15
1.01.04 Attrezzi standard (1/impianto)	15
1.02 Generatore sincrono a bassa tensione	15
1.03 Equipaggiamento del modulo	18
1.03.01 Sistema di raffreddamento	19
1.03.02 Riempimento automatico olio lubrificante	19
1.04 Recupero dell'energia termica	19
1.05.01 Linea di alimentazione gas combustibile al motore <500mbar	20
1.07 Assemblaggio e verniciatura	20
1.11 Quadro comando dei moduli per ogni modulo con DIA.NE XT4 incl. sincronizzazione singola dell'interruttore del generatore	20
Visualizzazione display touch:	21
Comandi del motore e degli aggregati centrali:	25
Messaggi di errore quadro di comando del modulo:	26
1.11.03 Trasferimento dati tramite PROFIBUS-DP	28
1.11.14 Protezione sovraccarico / cortocircuito del generatore	29
1.20.03 Impianto di avviamento	29
1.20.05 Preriscaldamento elettrico	30

1.20.08 Compensatori e raccordi flessibili _____	30
1.20.10 Sistema bypass sul lato gas di scarico _____	30
1.20.25 Dispositivi di sicurezza per il circuito d'acqua calda _____	30
1.20.26 Pompa d'acqua calda per il modulo _____	31
1.20.27 Regolazione temperatura acqua calda _____	31
1.20.28 Vaso di espansione sul circuito acqua calda _____	31
1.20.46 Valvola di intercettazione gas _____	31
2.00 Impianto elettrico _____	32
2.03.02 Sistema di regolazione automatica _____	32
2.04 Bassa tensione campo generatore secondo IEC/EN _____	32
2.10.50 Comando stazione per moduli x _____	33
2.12 Sistema di sorveglianza fughe gas _____	36
2.13 Sistema di sorveglianza sviluppo fumi _____	36
3.01 Sistema di lubrificazione _____	37
3.03.01 Silenziatore gas di scarico _____	37
3.10.01 Sistema di raffreddamento- Circuito a bassa temperatura _____	37
3.10.02 Sistema di raffreddamento - Circuito ad alta temperatura _____	38
4.00 Consegna e lavori in cantiere _____	39
4.01 Imballaggio e trasporto _____	39
4.02 Scarico _____	39
4.03 Montaggio sul luogo – meccanico _____	39
4.04 montaggio sul luogo – elettrico _____	40
4.05 Messa in esercizio _____	40
4.06 Esercizio sperimentale (è incluso dello scopo di JENBACHER) _____	40
4.07 Misurazione emissioni con analizzatore gas di scarico _____	40
5.01 Limiti di fornitura _____	40
5.02 Prove e collaudi _____	41
5.02.01 Prova motore _____	41
5.02.01 Prova generatore _____	41
5.02.03 Prova del modulo _____	41
5.03 Documentazione _____	41

0.01 Dati Tecnici (al modulo)

			100%	75%	50%
Potenza introdotta	[2]	kW	2.606	2.007	1.409
Quantità di gas	*)	Nm ³ /h	274	211	148
Potenza meccanica	[1]	kW	1.095	821	548
Potenza elettrica	[4]	kW el.	1.063	796	528
Potenze termiche recuperabili					
~ Primo stadio intercooler	[9]	kW	197	99	24
~ Olio		kW	121	109	95
~ Acqua di raffreddamento motore		kW	347	317	270
~ Gas di scarico raffreddati a 120 °C		kW	566	445	330
Potenza termica complessiva	[5]	kW	1.231	970	719
Potenza erogata complessiva		kW totale	2.294	1.766	1.247
Potenza termica da dissipare (calcolato con di glicole 37%)					
~ Secondo stadio intercooler		kW	80	62	33
~ Olio		kW	~	~	~
~ Calore insuperficie	ca. [7]	kW	95	~	~
Circuito acqua calda:					
Temperatura di mandata		°C	95,0	90,8	86,7
Temperatura di ritorno		°C	75,0	75,0	75,0
Portata nominale		m ³ /h	52,9	52,9	52,9
Potere calorifico inferiore del gas (PCI)		kWh/Nm ³	9,5		

*) Valore indicativo per il dimensionamento della tubazione, Sm³=Nm³ x 1,055

[] Spiegazioni: vedi voce 0.10 - Parametri tecnici

I dati termici si riferiscono alle condizioni di riferimento riportate nell'allegato 0.10. In caso di scostamenti da queste condizioni, possono esserci variazioni nei bilanci termici. Questi scostamenti devono essere considerati nel dimensionamento dei circuiti di dissipazione (emergenza, intercooler, ...). Sulla tolleranza del ±8 % inerente la potenza termica recuperabile si consiglia di considerare per il progetto del recupero un'ulteriore tolleranza del +5 %.

Dimensioni principali e pesi (al modulo)

Lunghezza	mm	~ 5.700
Larghezza	mm	~ 1.900
Altezza	mm	~ 2.300
Peso a secco	kg	~ 14.400
Peso pronto per l'esercizio	kg	~ 14.900

Raccordi

Ingresso ed uscita acqua calda [A/B]	DN/PN	100/10
Uscita gas di scarico [C]	DN/PN	250/10
Gas di combustione (al modulo) [D]	DN/PN	80/16
Scarico acqua ISO 228	G	1/2"
Scarico condensa	DN/PN	50/10
Valvola di sicurezza acqua motore (ISO 228) [G]	DN/PN	2x1 1/2"/2,5
Valvola di sicurezza acqua calda	DN/PN	65/16
Riempimento olio lubrificante (tubo) [I]	mm	28
Scarico olio lubrificante (tubo) [J]	mm	28
Riempimento acqua motore (tubo flessibile) [L]	mm	13
Acqua ingresso/uscita primo stadio intercooler	DN/PN	80/10
Acqua ingresso/uscita secondo stadio intercooler [M/N]	DN/PN	65/10

Potenza / Consumo

Potenza standard ISO-ICFN	kW	1.095
Press. media eff. a carico nom. e velocità nom.	bar	18,00
Tipo di gas		Gas naturale
Numero metanico di riferimento Numero metanico minimo	MZ	94 70 d)
Rapporto di compressione	Epsilon	12,5
Range ammesso di pressione del gas all'entrata della rampa	mbar	80 - 200 c)
Velocità massima di variazione pressione gas	mbar/sec	10
Temperatura massima raffreddamento intercooler 2° stadio	°C	40
Consumo specifico del motore	kWh/kWh	2,38
Consumo specifico olio lubrificante	g/kWh	0,30
Temperatura olio mass.	°C	90
Temperatura mass. acqua raffreddamento motore	°C	95
Volume cambio olio	lit	~ 342

c) Pressione di gas inferiore su richiesta

d) Basato sul programma di calcolo del numero metanico AVL 3.2 (calcolato senza N2 e CO2)

0.02 Dati Tecnici del Motore

Costruttore		JENBACHER
Tipo di motore		J 320 GS-D05
Ciclo di funzionamento		4-tempi
Disposizione cilindri		V 70°
Numero cilindri		20
Alesaggio	mm	135
Corsa	mm	170
Cilindrata	lit	48,67
Velocità nominale	rpm	1.500
Velocità media del pistone	m/s	8,50
Lunghezza	mm	3.320
Larghezza	mm	1.358
Altezza	mm	2.065
Peso a secco	kg	5.200
Peso pronto per l'esercizio	kg	5.700
Momento d'inerzia del volano	kgm ²	8,61
Senso di rotazione (visto lato volano)		a sinistra
Livello dist. radio sec. VDE 0875		N
Motorino d'avviam.: pot.	kW	7
Motorino d'avviam.: tensione	V	24

Potenze termiche

Potenza introdotta	kW	2.606
Intercooler	kW	277
Olio	kW	121
Acqua di raffreddamento motore	kW	347
Gas di scarico raffreddati a 180 °C	kW	464
Gas di scarico raffreddati a 100 °C	kW	600
Calore insuperficie	kW	54

Dati gas di scarico

Temperatura gas di scarico a pieno carico	[8]	°C	442
Temperatura gas di scarico a BMEP= 13,5 [bar]		°C	~ 452
Temperatura gas di scarico a BMEP= 9 [bar]		°C	~ 477
Portata gas di scarico umido		kg/h	5.665
Portata gas di scarico secco		kg/h	5.260
Volume gas di scarico umido		Nm ³ /h	4.497
Volume gas di scarico secco		Nm ³ /h	3.992
Contropressione massima ammissibile nei gas di scarico alla flangia di scarico del motore		mbar	60

Dati aria di combustione

Portata aria		kg/h	5.485
Volume aria		Nm ³ /h	4.244
Massima perdita di carico ammissibile filtri in aspirazione		mbar	10

Livello sonoro

Aggregato a)		dB(A) re 20 μ Pa	
31,5	Hz	dB	78
63	Hz	dB	90
125	Hz	dB	92
250	Hz	dB	89
500	Hz	dB	92
1000	Hz	dB	90
2000	Hz	dB	89
4000	Hz	dB	87
8000	Hz	dB	90
Gas di scarico b)		dB(A) re 20 μ Pa	
31,5	Hz	dB	97
63	Hz	dB	108
125	Hz	dB	118
250	Hz	dB	110
500	Hz	dB	113
1000	Hz	dB	114
2000	Hz	dB	117
4000	Hz	dB	115
8000	Hz	dB	114

Potenza sonora

Aggregato	dB(A) re 1pW	117
superficie di misura	m ²	120
Gas di scarico	dB(A) re 1pW	130
superficie di misura	m ²	6,28

a) I valori menzionati sono pressioni sonore (riferite in condizioni di campo libero) secondo DIN 45635 classe di precisione 3 distanza di misura 1 m.

b) I valori menzionati sono pressioni sonore misurate secondo DIN 45635, distanza 1 m, con propagazione semisferica in ambiente riflettente.

Gli spettri valgono per moduli fino a una pme di 18 bar. (aggiungere un margine di 1 dB su tutti i valori per ogni aumento di 1 bar di pressione).

tolleranza macchina \pm 3 dB

0.03 Dati Tecnici del Generatore

Costruttore		STAMFORD e)
Tipo		PE 734 E e)
Potenza omologata	kVA	1.376
Potenza meccanica introdotta	kW	1.095
Potenza attiva a cos phi = 1,0	kW	1.063
Potenza attiva a cos phi = 0,8	kW	1.054
Potenza apparente a cos phi = 0,8	kVA	1.318
Potenza reattiva nominale a cos phi = 0,8	kVar	791
Corrente nominale a cos phi = 0,8	A	1.102
Frequenza	Hz	50
Tensione	V	690
Giri	rpm	1.500
Velocità di fuga	rpm	1.800
Fattore di potenza (ritardo – anticipo)		0,8 - 0,95
Rendimento a cos phi = 1,0		97,1%
Rendimento a cos phi = 0,8		96,3%
Momento d'inerzia del volano	kgm ²	44,49
Massa	kg	3.506
Livello dist. radio sec. EN 55011 Class A (EN 61000-6-4)		N
Uscita cavi		a sinistra
Ik" Corrente di cortocircuito iniziale simmetrica	kA	13,30
Is Massima corrente di cortocircuito asimmetrica	kA	33,85
Classe d'isolamento		H
rialzo di temperatura (con potenza meccanica)		F
Temperatura ambientale massima	°C	40

Reattanze e costanti di Tempo (saturo) a potenza apparente

xd Reattanza sincrona secondo l'asse diretto	p.u.	1,824
xd' Reattanza transitoria secondo l'asse diretto	p.u.	0,112
xd" Reattanza subtransitoria secondo l'asse diretto	p.u.	0,082
x2 reattanza di sequenza inversa	p.u.	0,112
Td" Costante di tempo subtransitoria della corrente di c.to c.to	ms	20
Ta Costante di tempo - corrente continua	ms	20
Tdo' Costante di tempo transitoria a vuoto	s	2,46

e) JENBACHER si riserva il diritto di modificare il fornitore ed il tipo di generatore. I dati tecnici del generatore potranno essere soggetti a variazioni trascurabili. La potenza elettrica erogata dichiarata verrà garantita.

0.04 Dati Tecnici recupero calore

Dati generali - Circuito acqua calda

Potenza termica complessiva	kW	1.231
Temperatura di ritorno	°C	75,0
Temperatura di mandata	°C	95,0
Portata nominale	m ³ /h	52,9
Pressione nominale acqua calda	PN	10
pressione di esercizio min.	bar	3,5
pressione di esercizio mass.	bar	9,0
Perdita di pressione nominale acqua calda	bar	1,00
Tolleranza massima ammissibile temperatura di ritorno	°C	+0/-5
Velocità di variazione mass. ammissibile	°C/min	10

dati generali - circuito acqua di raffreddamento

Potenza termica da dissipare (calcolato con di glicole 37%)	kW	80
Temperatura di ritorno	°C	40
Portata acqua di raffreddamento	m ³ /h	25
Pressione nominale acqua calda	PN	10
pressione di esercizio min.	bar	0,5
pressione di esercizio mass.	bar	5,0
Perdita di carico acqua di raffreddamento	bar	~
Tolleranza massima ammissibile temperatura di ritorno	°C	+0/-5
Velocità di variazione mass. ammissibile	°C/min	10

Scambiatore di calore dei gas di scarico

Tipo	Scambiatore di calore a tubi
------	------------------------------

PRIMARIO:

Perdita di pressione gas di scarico ca.	bar	0,02
Raccordi gas di scarico	DN/PN	250/10

SECONDARIO:

Perdita di pressione nominale acqua calda	bar	0,20
Raccordi acqua calda	DN/PN	100/10

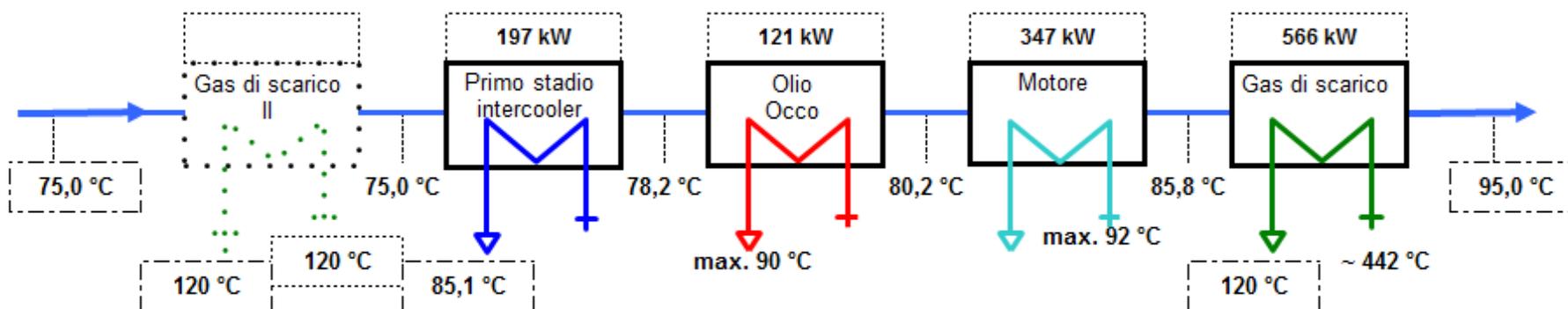
la finale perdita di pressione viene determinato dopo la chiarificazione dello scopo d'ordine e viene illustrato nello schema meccanico (P&ID).

Circuito acqua calda

Potenze termiche recuperabili = 1.231 kW

(±8 % tolleranza +5 % riserva per dispositivi di raffreddamento)

Portata nominale = 52,9 m³/h

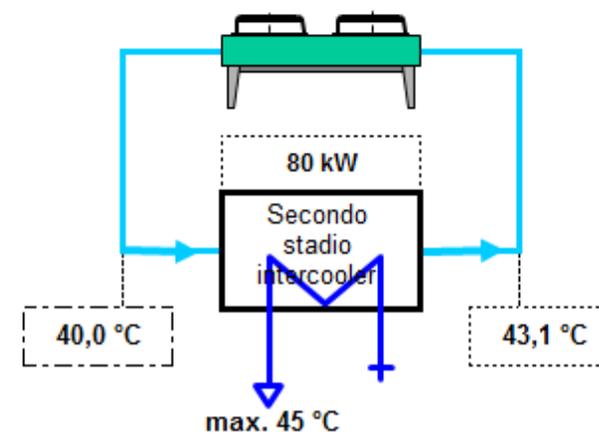


Circuito a bassa temperatura (calcolato con di glicole 37%)

Potenza termica da dissipare = 80 kW

(±8 % tolleranza +5 % riserva per dispositivi di raffreddamento)

Portata acqua di raffreddamento = 25,0 m³/h



0.10 Condizioni di riferimento

I dati riportati nelle specifiche tecniche si riferiscono al funzionamento del motore a pieno carico, in accordo alle temperature e al numero meccanico di riferimento indicati.
Lo sviluppo si riserva di poter apportare modifiche a tali prescrizioni.

Le indicazioni di pressione si intendono come sovrappressioni.

- (1) Potenza ISO - standard limitata DIN-ISO 3046 e DIN 6271 riferita alle condizioni standard e a giri nominale.
- (2) secondo la DIN-ISO 3046 e DIN 6271, rispettivamente, con una tolleranza del **+5 %**. La performance di efficienza è basata su un'unità nuova (immediatamente dopo il commissioning/messa in marcia). Gli effetti del deterioramento durante il normale esercizio possono essere ridotti seguendo un regolare programma di manutenzione.
- (3) Valore medio fra intervalli di cambio olio secondo il calendario di manutenzione, senza la quantità del cambio.
- (4) Secondo normativa VDE 0530 REM / IEC-34.1 con relativa tolleranza, a fattore di potenza $\cos.\phi = 1,0$, sono inclusi tutte le pompe ad azionamento diretto.
- (5) Per potenza complessiva con tolleranza del $\pm 8 \%$
- (6) Secondo le condizioni di cui sopra da (1) a (5)
- (7) Valido solo per il modulo (motore e alternatore), impianti periferici non considerati (a fattore di potenza $\cos.\phi = 0,8$), (guiding value)
- (8) Temperatura gas di scarico con una tolleranza di $\pm 8 \%$
- (9) Calore miscela a:
 - * **Applicazione standard** - Se la lettura della temperatura di aspirazione del turbocompressore dei gas esausti è pari a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ senza diminuzioni, allora il calore della miscela del primo stadio deve essere aumentato del $2\%/^\circ\text{C}$ a partire da $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Le temperature di aspirazione comprese tra 25 e $30 \text{ }^\circ\text{C}$ sono coperte dalle tolleranze standard.
 - * **Applicazione Hot Country (V1xx)** - Se la lettura della temperatura di aspirazione del turbocompressore dei gas esausti $>40^\circ\text{C}$ senza diminuzioni, allora il calore della miscela del primo stadio deve essere aumentato del $2\%/^\circ\text{C}$ a partire da $35 \text{ }^\circ\text{C}$. Le temperature di aspirazione comprese tra 35 e $40 \text{ }^\circ\text{C}$ sono coperte dalle tolleranze standard.

Disturbi radio

Grazie al dispositivo di accensione dei motori a gas vengono rispettati i limiti delle CISPR 12 (30-75 MHz, 75-400 MHz, 400-1000 MHz), e EN 55011, classe B (30-230 MHz, 230-1000 MHz) per i disturbi radio.

Definizione di potenza

- Potenza ISO-standard limitata:
E' la potenza utilizzabile in via continuativa dichiarata dalla casa costruttrice per un motore funzionante secondo il numero di giri nominale nelle condizioni di manutenzione eseguite nei tempi e nei modi richiesti dalle indicazioni tecniche. Tale potenza viene misurata sperimentalmente dalla casa costruttrice in condizioni di funzionamento reali e calcolata per le condizioni di riferimento DIN-ISO 3046 e DIN 6271.
- Condizioni di riferimento DIN-ISO 3046 e DIN 6271:

Pressione aria:	1000 mbar o 100 m S.L.M.
Temperatura aria	$25 \text{ }^\circ\text{C}$ o 298 K
Umidità relativa	30 %

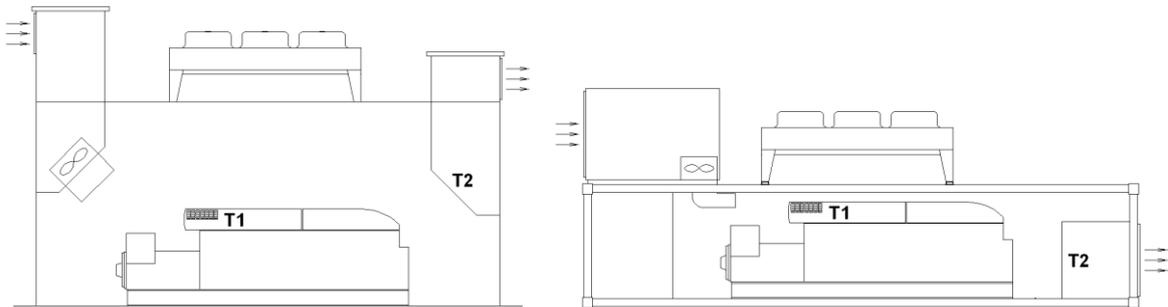
- Indicazioni dei volumi in riferimento normale (gas alimentazione, aria comburente, gas di scarico)
Pressione: 1013 mbar
Temperatura: 0°C

Riduzione di potenza per motori sovralimentati

Per installazioni superiori a **500 m slm** e/o temperatura d'aspirazione superiori **30 °C (T1)**

Massima temperatura in sala: **50°C (T2)** -> guasto che implica l'arresto

La riduzione di potenza del motore è da definire in base alle condizioni specifiche del progetto.



Per mantenere la qualità necessaria dell'aria ed evitare accumuli di gas (si veda il capitolo ⇒ Aree soggette al rischio di esplosione), occorre rispettare la frequenza di ricambio dell'aria minimo (C). Il calcolo della frequenza minima di cambio d'aria si effettua con la formula seguente e per tutti i gruppi Jenbacher vale $C_{min.} = 50h^{-1}$.

Se il valore del numero metanico scende al di sotto del suo valore di riferimento ed il sistema rileva la presenza di autodonzioni, il regolatore „Engine Management“ interviene prima, a pieno carico, modificando opportunamente i tempi di accensione della miscela, poi riducendo la potenza del motore. Il superamento dei limiti di frequenza e di tensione per i generatori secondo la zona A della IEC 60034-1 comporterà una riduzione della potenza.

Condizioni quadro per motori a gas JENBACHER

Dal punto di vista della tecnica delle vibrazioni, il sistema d'impianto è progettato in base alla ISO 8528-9 e rispetta i valori soglia ivi contenuti.

I fluidi e i sistemi d'impianto devono essere conformi alle Istruzioni tecniche **TA 1100-0110**, **TA 1100-0111** e **TA 1100-0112**.

Per la conservazione, attenersi alle **TA 1000-0004**.

Evitare il trasporto su veicoli a rotaia (**vedere TA 1000-0046**).

Il mancato rispetto delle IT sopra indicate può causare danni al motore / al gruppo e di conseguenza l'annullamento delle prestazioni in garanzia!

Condizioni limite per impianti di commutazione ed equipaggiamento elettrico

Umidità relativa dell'aria al 50% con una temperatura massima di +40°.

Altitudine fino a 2.000 m sopra il livello medio del mare.

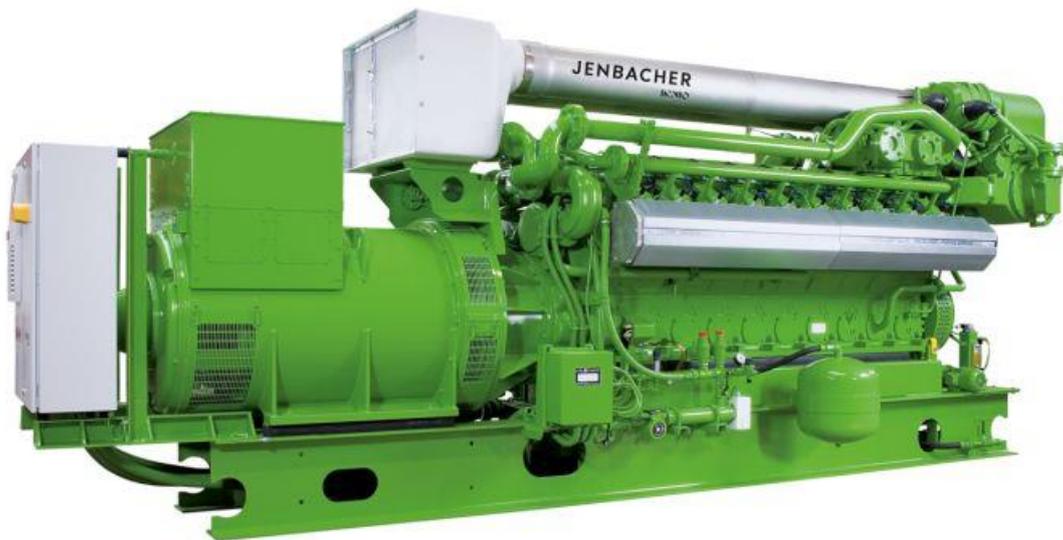
12/2020

Descrizione Tecnica

Genset JGS 320 GS-N.L

Codice di rete dinamico
Profilo 2 (150ms/5%)

informativo



Potenza elettrica 1063 kW el.

Emissioni

NOx < 500 mg/Nm³ (5% O₂) | < 190 mg/Nm³ (15% O₂)

0.01 Dati Tecnici (sul genset)	3
Dimensioni principali e pesi (sul genset)	4
Raccordi	4
Potenza / Consumo	4
0.02 Dati Tecnici del Motore	5
Potenze termiche	5
Dati gas di scarico	5
Dati aria di combustione	5
Livello sonoro	6
Potenza sonora	6
0.03 Dati Tecnici del Generatore	7
Reattanze e costanti di Tempo (saturo) a potenza apparente	7
variante di connessione 1Kc	8
0.05 Raffreddamento gruppo	9
Calore olio (Circuito a bassa temperatura)	9
Calore acqua di raffreddamento motore (Circuito acqua calda)	9
Calore intercooler (Circuito a bassa temperatura)	9
0.10 Condizioni di riferimento	10
0.11 Condizioni ai limiti tecnici estese	12
0.20 Modalità di funzionamento	12

0.01 Dati Tecnici (sul genset)

			100%	75%	50%
Potenza introdotta	[2]	kW	2.606	2.007	1.409
Quantità di gas	*)	Nm ³ /h	274	211	148
Potenza meccanica	[1]	kW	1.095	821	548
Potenza elettrica	[4]	kW el.	1.063	796	529
Potenza termica da dissipare (calcolato con di glicole 37%)	[5]				
~ Primo stadio intercooler (Circuito a bassa temperatura)	[9]	kW	205		
~ Secondo stadio intercooler (Circuito a bassa temperatura)		kW	72		
~ Olio (Circuito a bassa temperatura)		kW	121		
~ Acqua di raffreddamento motore		kW	347		
~ Calore insuperficie	ca [7]	kW	96		
Consumo elettrico specifico del motore	[2]	kWh/kWel. h	2,45	2,52	2,66
Consumo specifico del motore	[2]	kWh/kWh	2,38	2,45	2,57
Consumo olio motore	ca [3]	kg/h	0,33	~	~
Rendimento elettrico			40,8%	39,7%	37,5%
Potere calorifico inferiore del gas (PCI)		kWh/Nm ³	9,5		

*) Valore indicativo per il dimensionamento della tubazione, Sm³=Nm³ x 1,055

[] Spiegazioni: vedi voce 0.10 - Parametri tecnici

I dati termici si riferiscono alle condizioni di riferimento riportate nell'allegato 0.10. In caso di scostamenti da queste condizioni, possono esserci variazioni nei bilanci termici. Questi scostamenti devono essere considerati nel dimensionamento dei circuiti di dissipazione (emergenza, intercooler, ...). Sulla tolleranza del ±8 % inerente la potenza termica recuperabile si consiglia di considerare per il progetto del recupero un'ulteriore tolleranza del +5 %.

Dimensioni principali e pesi (sul genset)

Lunghezza	mm	~ 5.700
Larghezza	mm	~ 1.700
Altezza	mm	~ 2.300
Peso a secco	kg	~ 13.600
Peso pronto per l'esercizio	kg	~ 14.100

Raccordi

Ingresso/uscita acqua di raffreddamento motore	DN/PN	80/10
Uscita gas di scarico [C]	DN/PN	250/10
Gas di combustione (sul genset) [D]	DN/PN	80/16
Scarico acqua ISO 228	G	1/2"
Scarico condensa	mm	18
Valvola di sicurezza acqua motore (ISO 228) [G]	DN/PN	2x1 1/2"/2,5
Riempimento olio lubrificante (tubo) [I]	mm	28
Scarico olio lubrificante (tubo) [J]	mm	28
Riempimento acqua motore (tubo flessibile) [L]	mm	13
Acqua ingresso/uscita primo stadio intercooler	DN/PN	80/10
Acqua ingresso/uscita secondo stadio intercooler [M/N]	DN/PN	65/10

Potenza / Consumo

Potenza standard ISO-ICFN	kW	1.095
Press. media eff. a carico nom. e velocità nom.	bar	18,00
Tipo di gas		Gas naturale
Numero metanico di riferimento Numero metanico minimo	MZ	94 70 d)
Rapporto di compressione	Epsilon	12,5
Range ammesso di pressione del gas all'entrata della rampa	mbar	80 - 200 c)
Velocità massima di variazione pressione gas	mbar/sec	10
Temperatura massima raffreddamento intercooler 2° stadio	°C	40
Consumo specifico del motore	kWh/kWh	2,38
Consumo specifico olio lubrificante	g/kWh	0,30
Temperatura olio mass.	°C	90
Temperatura mass. acqua raffreddamento motore	°C	95
Volume cambio olio	lit	~ 342

c) Pressione di gas inferiore su richiesta

d) Basato sul programma di calcolo del numero metanico AVL 3.2 (calcolato senza N2 e CO2)

0.02 Dati Tecnici del Motore

Costruttore		JENBACHER
Tipo di motore		J 320 GS-D05
Ciclo di funzionamento		4-tempi
Disposizione cilindri		V 70°
Numero cilindri		20
Alesaggio	mm	135
Corsa	mm	170
Cilindrata	lit	48,67
Velocità nominale	rpm	1.500
Velocità media del pistone	m/s	8,50
Lunghezza	mm	3.320
Larghezza	mm	1.358
Altezza	mm	2.065
Peso a secco	kg	5.200
Peso pronto per l'esercizio	kg	5.700
Momento d'inerzia del volano	kgm ²	8,61
Senso di rotazione (visto lato volano)		a sinistra
Livello dist. radio sec. VDE 0875		N
Motorino d'avviam.: pot.	kW	7
Motorino d'avviam.: tensione	V	24

Potenze termiche

Potenza introdotta	kW	2.606
Intercooler	kW	277
Olio	kW	121
Acqua di raffreddamento motore	kW	347
Gas di scarico raffreddati a 180 °C	kW	464
Gas di scarico raffreddati a 100 °C	kW	600
Calore insuperficie	kW	54

Dati gas di scarico

Temperatura gas di scarico a pieno carico	[8]	°C	442
Temperatura gas di scarico a BMEP= 13,5 [bar]		°C	~ 452
Temperatura gas di scarico a BMEP= 9 [bar]		°C	~ 477
Portata gas di scarico umido		kg/h	5.665
Portata gas di scarico secco		kg/h	5.260
Volume gas di scarico umido		Nm ³ /h	4.497
Volume gas di scarico secco		Nm ³ /h	3.992
Contropressione massima ammissibile nei gas di scarico alla flangia di scarico del motore		mbar	60

Dati aria di combustione

Portata aria		kg/h	5.485
Volume aria		Nm ³ /h	4.244
Massima perdita di carico ammissibile filtri in aspirazione		mbar	10

base per gas di scarico: gas naturale: 100%; gas biologico: 65% CH₄, 35% CO₂

Livello sonoro

Aggregato a)		dB(A) re 20 μ Pa	96
31,5	Hz	dB	78
63	Hz	dB	90
125	Hz	dB	92
250	Hz	dB	89
500	Hz	dB	92
1000	Hz	dB	90
2000	Hz	dB	89
4000	Hz	dB	87
8000	Hz	dB	90
Gas di scarico b)		dB(A) re 20 μ Pa	122
31,5	Hz	dB	97
63	Hz	dB	108
125	Hz	dB	118
250	Hz	dB	110
500	Hz	dB	113
1000	Hz	dB	114
2000	Hz	dB	117
4000	Hz	dB	115
8000	Hz	dB	114

Potenza sonora

Aggregato	dB(A) re 1pW	117
superficie di misura	m ²	120
Gas di scarico	dB(A) re 1pW	130
superficie di misura	m ²	6,28

a) I valori menzionati sono pressioni sonore (riferite in condizioni di campo libero) secondo DIN 45635 classe di precisione 3 distanza di misura 1 m.

b) I valori menzionati sono pressioni sonore misurate secondo DIN 45635, distanza 1 m, con propagazione semisferica in ambiente riflettente.

Gli spettri valgono per moduli fino a una pme di 18 bar. (aggiungere un margine di 1 dB su tutti i valori per ogni aumento di 1 bar di pressione).

tolleranza macchina \pm 3 dB

0.03 Dati Tecnici del Generatore

Costruttore		Leroy-Somer e)
Tipo		LSA 50.2 VL10 e)
Potenza omologata	kVA	1.317
Potenza meccanica introdotta	kW	1.095
Potenza attiva a $\cos \phi = 1,0$	kW	1.063
Potenza attiva a $\cos \phi = 0,8$	kW	1.053
Potenza apparente a $\cos \phi = 0,8$	kVA	1.316
Potenza reattiva nominale a $\cos \phi = 0,8$	kVar	790
Corrente nominale a $\cos \phi = 0,8$	A	1.900
Frequenza	Hz	50
Tensione	V	400
Giri	rpm	1.500
Velocità di fuga	rpm	1.800
Fattore di potenza (ritardo – anticipo) (UN)		0,8 - 0,95
Rendimento a $\cos \phi = 1,0$		97,1%
Rendimento a $\cos \phi = 0,8$		96,2%
Momento d'inerzia del volano	kgm ²	26,33
Massa	kg	3.300
Livello dist. radio sec. EN 55011 Class A (EN 61000-6-4)		N
Uscita cavi		a sinistra
I _k " Corrente di cortocircuito iniziale simmetrica	kA	17,24
I _s Massima corrente di cortocircuito asimmetrica	kA	43,88
Classe d'isolamento		H
rialzo di temperatura (con potenza meccanica)		F
Temperatura ambientale massima	°C	40

Reattanze e costanti di Tempo (saturato) a potenza apparente

x _d Reattanza sincrona secondo l'asse diretto	p.u.	2,428
x _{d'} Reattanza transitoria secondo l'asse diretto	p.u.	0,180
x _{d''} Reattanza subtransitoria secondo l'asse diretto	p.u.	0,109
x ₂ reattanza di sequenza inversa	p.u.	0,095
T _{d''} Costante di tempo subtransitoria della corrente di c.to c.to	ms	20
T _a Costante di tempo - corrente continua	ms	30
T _{do'} Costante di tempo transitoria a vuoto	s	4,06

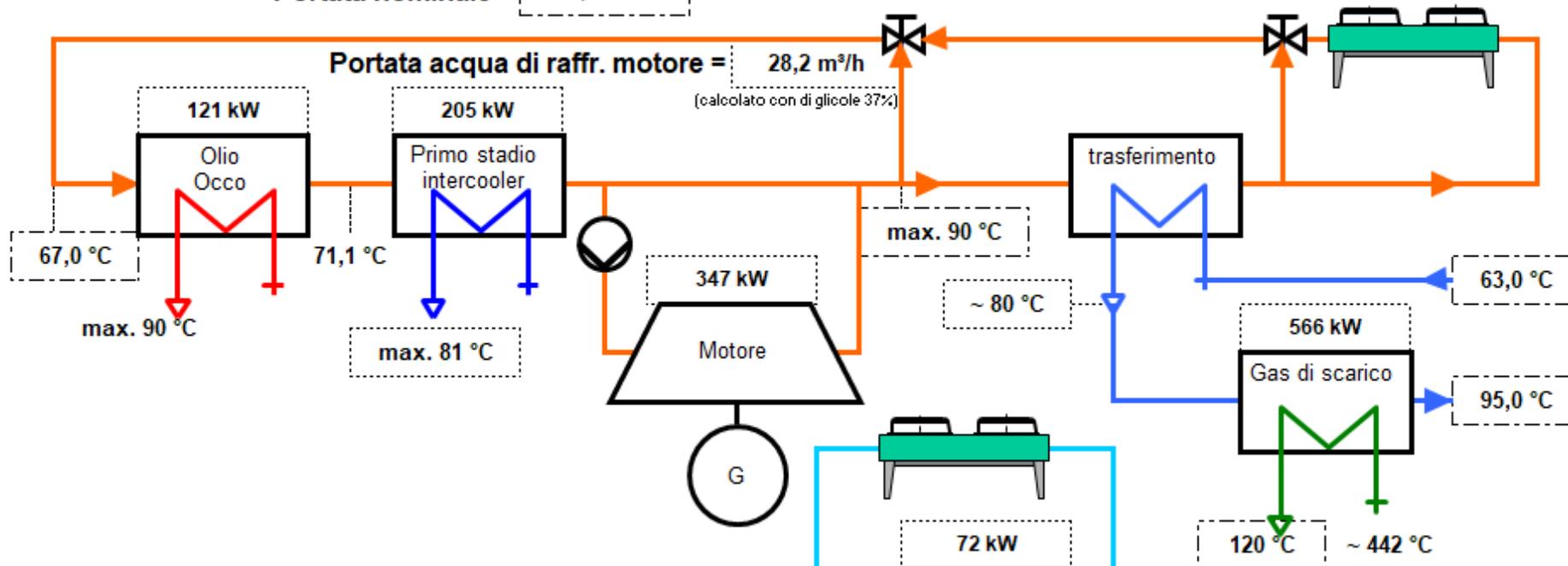
e) JENBACHER si riserva il diritto di modificare il fornitore ed il tipo di generatore. I dati tecnici del generatore potranno essere soggetti a variazioni trascurabili. La potenza elettrica erogata dichiarata verrà garantita.

Circuito acqua calda

Potenze termiche recuperabili = 1.239 kW

(±8 % tolleranza +5 % riserva per dispositivi di raffreddamento)

Portata nominale = 33,3 m³/h



Circuito a bassa temperatura (calcolato con di glicole 37%)

Potenza termica da dissipare = 72 kW

(±8 % tolleranza +5 % riserva per dispositivi di raffreddamento)

Portata acqua di raffreddamento = 25,0 m³/h

0.05 Raffreddamento gruppo

Calore olio (Circuito a bassa temperatura)

Potenza nominale	kW	121
Temperatura olio mass.	°C	90
Perdita di carico acqua di raffreddamento	bar	0,20
Valvola di sicurezza	bar	2,50

Calore acqua di raffreddamento motore (Circuito acqua calda)

Potenza nominale	kW	347
Temp. mass. ammiss. acqua di raffr. motore (uscita motore)	°C	90
Portata acqua di raffr. motore	m³/h	33,3
Valvola di sicurezza	bar	2,50

Calore intercooler (Circuito a bassa temperatura)

Potenza nominale	kW	277
Temp. mass. acqua di raffr. (ingresso intercooler)	°C	40
Portata dell' acqua di raffreddamento dell' intercooler	m³/h	25,0
Pressione nominale mass. ammess. all' intercooler - lato acqua / (pressione di esercizio mass.)	PN	10
Perdita di carico all' intercooler - lato acqua	bar	0,20
Valvola di sicurezza	bar	2,50

la finale perdita di pressione viene determinato dopo la chiarificazione dello scopo d'ordine e viene illustrato nello schema meccanico (P&ID).

0.10 Condizioni di riferimento

I dati riportati nelle specifiche tecniche si riferiscono al funzionamento del motore a pieno carico, in accordo alle temperature e al numero metanico di riferimento indicati.
Lo sviluppo si riserva di poter apportare modifiche a tali prescrizioni.

Le indicazioni di pressione si intendono come sovrappressioni.

[1] Potenza ISO - standard limitata ISO 3046-1 riferita alle condizioni standard e a giri nominale.

[2] secondo la ISO 3046-1, rispettivamente, con una tolleranza del **+5 %**. La performance di efficienza è basata su un'unità nuova (immediatamente dopo il commissionino/messa in marcia). Gli effetti del deterioramento durante il normale esercizio possono essere ridotti seguendo un regolare programma di manutenzione.

[3] Valore medio fra intervalli di cambio olio secondo il calendario di manutenzione, senza la quantità del cambio.

[4] Secondo normativa VDE 0530 REM / IEC-34.1 con relativa tolleranza, a fattore di potenza $\cos.\phi = 1,0$, sono inclusi tutte le pompe ad azionamento diretto.

[5] Per potenza complessiva con tolleranza del $\pm 8 \%$

[6] Secondo le condizioni di cui sopra da [1] a [5]

[7] Vale come valore di riferimento per la progettazione della ventilazione con $\cos.\phi = 0,8$ e solo per (motore, generatore, TCM), i componenti del sistema non vengono presi in considerazione.

[8] Temperatura gas di scarico con una tolleranza di $\pm 8 \%$

[9] Calore miscela a:

* **Applicazione standard** - Se la lettura della temperatura di aspirazione del turbocompressore dei gas esausti è pari a $30 \text{ }^\circ\text{C}$ senza diminuzioni, allora il calore della miscela del primo stadio deve essere aumentato del $2\%/^\circ\text{C}$ a partire da $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Le temperature di aspirazione comprese tra 25 e $30 \text{ }^\circ\text{C}$ sono coperte dalle tolleranze standard.

* **Applicazione Hot Country (V1xx)** - Se la lettura della temperatura di aspirazione del turbocompressore dei gas esausti $>40^\circ\text{C}$ senza diminuzioni, allora il calore della miscela del primo stadio deve essere aumentato del $2\%/^\circ\text{C}$ a partire da $35 \text{ }^\circ\text{C}$. Le temperature di aspirazione comprese tra 35 e $40 \text{ }^\circ\text{C}$ sono coperte dalle tolleranze standard.

Disturbi radio

Grazie al dispositivo di accensione dei motori a gas vengono rispettati i limiti delle CISPR 12 (30-75 MHz, 75-400 MHz, 400-1000 MHz), e EN 55011, classe B (30-230 MHz, 230-1000 MHz) per i disturbi radio.

Definizione di potenza

- Potenza ISO-standard limitata:

E' la potenza utilizzabile in via continuativa dichiarata dalla casa costruttrice per un motore funzionante secondo il numero di giri nominale nelle condizioni di manutenzione eseguite nei tempi e nei modi richiesti dalle indicazioni tecniche. Tale potenza viene misurata sperimentalmente dalla casa costruttrice in condizioni di funzionamento reali e calcolata per le condizioni di riferimento DIN-ISO 3046 e DIN 6271.

- Condizioni di riferimento DIN-ISO 3046 e DIN 6271:

Pressione aria:	1000 mbar o 100 m S.L.M.
Temperatura aria	$25 \text{ }^\circ\text{C}$ o 298 K
Umidità relativa	30 %

- Indicazioni dei volumi in riferimento normale (gas alimentazione, aria comburente, gas di scarico)
Pressione: 1013 mbar
Temperatura: 0°C

Coefficiente di riduzione della potenza del motore

a) Riduzione della potenza dovuta alla qualità del gas

Se il numero metanico di riferimento non viene raggiunto e se la regolazione battito in testa interviene, il punto di accensione viene adattato insieme al sistema di gestione del motore, a piena potenza, dopodiché viene ridotta la potenza.

Le miscele H₂ nell'intervallo 3-5Vol% nella rete del gas naturale non sono generalmente considerate pericolose. Perché ciò sia possibile sono necessari tassi di modifica secondo TA 1000-0300 e la potenza antidetonante (numero metanico minimo) della miscela gas naturale H₂ secondo le specifiche. Per essere certi di rispettare le emissioni di NO_x richieste, si raccomanda il sistema di regolazione JENBACHER LEANOX^{plus} (misurazione delle emissioni di NO_x e correzione del regolatore LEANOX). Tassi di miscelazione H₂ più elevati nella rete del gas naturale devono essere valutati in base a un progetto specifico.

b) Riduzione della potenza dovuta ai limiti di tensione e frequenza

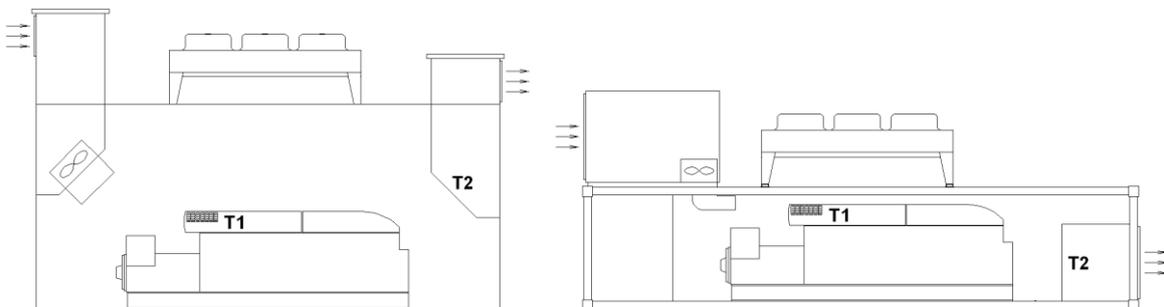
Se vengono superati i limiti di tensione e frequenza per i generatori specificati nella IEC 60034-1 Zona A, la potenza viene ridotta.

c) Riduzione della potenza dovuta alle condizioni ambientali

Per installazioni superiori a **500 m** slm e/o temperatura d'aspirazione superiori **30 °C** (T1)

Massima temperatura in sala: **50°C** (T2) -> guasto che implica l'arresto

La riduzione di potenza del motore è da definire in base alle condizioni specifiche del progetto.



Per mantenere la qualità necessaria dell'aria ed evitare accumuli di gas (si veda il capitolo ⇒ Aree soggette al rischio di esplosione TA 1100-0110), occorre rispettare la frequenza di ricambio dell'aria minimo (C). Il calcolo viene effettuato secondo TA 1100-0110 e per gli aggregati JENBACHER è $C_{min.} = 50h^{-1}$.

Condizioni quadro per motori a gas JENBACHER

Dal punto di vista della tecnica delle vibrazioni, il sistema d'impianto è progettato in base alla ISO 8528-9 e rispetta i valori soglia ivi contenuti.

I fluidi e i sistemi d'impianto devono essere conformi alle Istruzioni tecniche **TA 1100-0110**, **TA 1100-0111** e **TA 1100-0112**.

Per la conservazione, attenersi alle **TA 1000-0004**.

Evitare il trasporto su veicoli a rotaia (**vedere TA 1000-0046**).

Il mancato rispetto delle IT sopra indicate può causare danni al motore / al gruppo e di conseguenza l'annullamento delle prestazioni in garanzia!

Condizioni limite per impianti di commutazione ed equipaggiamento elettrico

Umidità relativa dell'aria al 50% con una temperatura massima di +40°.
Altitudine fino a 2.000 m sopra il livello medio del mare.

0.11 Condizioni ai limiti tecnici estese

- I processi di gassificazione possono generare sostanze di accompagnamento pericolose che possono essere dannose per la salute. Queste devono essere trattate in conformità alle norme locali per evitare possibili pericoli derivanti dalle sostanze di accompagnamento (IPA e relative condense).
- Il funzionamento isolato non è previsto per questa applicazione.
- La ventilazione ambiente deve essere effettuata secondo TA 1100-0110, capitolo Aria aspirata. È necessario osservare la portata d'aria, la sovrappressione e il monitoraggio corrispondenti (H₂, CO, CH₄).
- Una valvola di intercettazione da installare a monte dell'edificio può essere controllata e, se necessario, fornita da JENBACHER.
- Sistema di allarme gas secondo TA 1100-0110 e i corrispondenti componenti del gas del prodotto. Questi devono essere visualizzati di conseguenza (allarme CO, H₂ o CH₄ con relativa evacuazione).
- Tutte le persone che entrano nella sala macchine o nella sala interruttori devono essere dotate di adeguati sensori di gas mobili e corporei (qui soprattutto l'attenzione al CO). I gas tossici come il CO e i gas altamente esplosivi come l'H₂ devono essere trattati con la dovuta attenzione.
- I gas devono essere previsti secondo la TA 1000-0300. Particolare attenzione viene prestata ai vari condensati e alle relative sostanze di accompagnamento (catrami, ecc.).
- La misurazione al banco di prova centrale viene effettuata con gas naturale e può rappresentare solo parzialmente il funzionamento con gas speciali (miscele di gas con idrogeno, CO, ecc.). In particolare, il consumo di gas misurato non corrisponde al valore atteso con il gas reale a causa della diversa composizione del gas e delle conseguenti diverse proprietà di combustione delle miscele di idrogeno.

0.20 Modalità di funzionamento

Funzionamento parallelo in rete

Il gruppo funziona in parallelo alla rete di alimentazione di corrente. Il carico del gruppo può essere impostato mediante l'immissione del valore nominale (interno o, come opzione, esterno).

Procedura in caso di anomalia di rete:

Non appena il relè di monitoraggio di rete (ANSI n. 27, 59, 81, 78 – dotazione della fornitura di JENBACHER o dal cliente) risponde a causa dell'anomalia di rete, il gruppo viene staccato dalla rete mediante l'interruttore del generatore e disattivato senza post-raffreddamento.

Il gruppo non è pronto per il funzionamento a isola.

Dopo il ripristino dell'alimentazione di rete, il gruppo può essere riavviato trascorsi 5 minuti di tempo necessario per la stabilizzazione della rete.

Sabroe HeatPAC – pompe di calore

Pompe di calore ad ammoniaca monostadio ad alta pressione, che utilizzano un compressore alternativo, con gamma di capacità di 300-2.000 kW

Le unità HeatPAC sono pompe di calore estremamente compatte basate sui compressori alternativi ad alta pressione ultra-affidabili Sabroe HPO/HPC/HPC, in grado di raggiungere fino a 40 bar di pressione differenziale e fino a 60 bar di pressione di progettazione. Usando ammoniaca come refrigerante, le unità HeatPAC Sabroe forniscono acqua calda fino a 90° C, a basso costo, ideale per la sterilizzazione, la pastorizzazione e molti altri processi di riscaldamento.

Queste unità integrate altamente personalizzabili sono basate su un design unico, resistente alle vibrazioni, con un semplice evaporatore allagato. Con un design unico che combina desurriscaldatore, condensatore e sottoraffreddatore, le unità HeatPAC Sabroe offrono un'efficienza superiore. Le unità erogano una capacità termica eccezionale con il minimo ingombro possibile e con solo una piccola carica di refrigerante.

Le pompe di calore Sabroe HeatPAC sono la soluzione ideale per sfruttare efficacemente il calore di scarto a bassa temperatura, per trasformarlo in acqua calda (fino a 90° C), utilizzando solo un minimo di energia elettrica. Queste unità sono progettate per offrire un modo economicamente conveniente per far fronte alle esigenze di raffreddamento e riscaldamento, con un coefficiente di prestazione (COP) estremamente elevato.



HeatPAC HPX con sistema di controllo UniSAB montato a pannello

Vantaggi

Unità assemblate in fabbrica, pre-testate, basate sui compressori alternativi Sabroe, conosciuti in tutto il mondo per la loro affidabilità

La configurazione compatta monostadio ha un peso ridotto e occupa meno spazio rispetto alle pompe di calore su misura e/o bistadio

COP eccezionale e straordinarie prestazioni a carico parziale

Assistenza e manutenzione basata sugli schemi Load Based Service (LBS)

Variatore di velocità (VSD) e controllore del gruppo di compressione UniSAB di serie

Benefici

Il facile pre-commissioning rende l'installazione e il rodaggio più veloci e più economici

Bassi costi di installazione. Facile da montare anche in spazi ristretti o sedi non convenzionali

Alta efficienza energetica, bassi costi operativi

Maggior affidabilità, intervalli di manutenzione più lunghi, minimi tempi di fermo, bassi costi di gestione

Straordinarie prestazioni a carico parziale e massima flessibilità operativa

Gamma

Questa gamma di sistemi a pompa di calore comprende dodici modelli standard, con capacità che vanno da 300 kW a 2.000 kW.

Opzioni

- Evaporatore in cascata
- Desurriscaldatore
- Sottoraffreddatore
- Variatore di velocità (VSD)
- Soft-starter o avviamento stella/triangolo
- Pannello di controllo montato separatamente
- Prove di collaudo in fabbrica (FAT), presenziate dal cliente.

Conformità

Tutte le pompe di calore HeatPAC sono pienamente conformi con i principali codici di progetto internazionali applicabili e le specifiche stabilite dalle più comuni società di classificazione. L'approvazione in conformità ad altri requisiti tecnici, specifiche normative nazionali o requisiti di altre società di classificazione è disponibile su richiesta.

Ingresso condensatore d'acqua 60° C, uscita 70° C e ingresso evaporatore 39° C, uscita 34° C

Tipo	Potenza termica kW	Potenza frigorifera kW	Motore elettrico kW	Potenza assorbita (all'asse) kW	R717 R717 kg	Peso a secco kg	Dimensioni dell'unità in mm			Livello sonoro dB(A)	COP riscaldamento albero
							L	L	A		
HeatPAC 24-W	307	260	55	47	38	2020	2800	1000	2000	75	6,5
HeatPAC 26-W	461	391	79	71	48	2230	2850	1000	2000	76	6,5
HeatPAC 28-W	615	521	114	95	55	2420	2900	1000	2000	77	6,5
HeatPAC 104-W	725	611	136	112	73	2630	3050	1000	2000	81	6,5
HeatPAC 106-W	1087	916	207	168	87	3300	3750	1000	2000	82	6,5
HeatPAC 108-W	1432	1206	253	224	104	3950	4050	1000	2000	83	6,4
HeatPAC 112-W	2078	1742	399	338	121	5270	5050	1000	2100	85	6,2

Ingresso condensatore d'acqua 70° C, uscita 90° C e ingresso evaporatore 39° C, uscita 34° C

Tipo	Potenza termica kW	Potenza frigorifera kW	Motore elettrico kW	Potenza assorbita (all'asse) kW	R717 R717 kg	Peso a secco kg	Dimensioni dell'unità in mm			Livello sonoro dB(A)	COP riscaldamento albero
							L	L	A		
HeatPAC 704-W	341	269	97	77	35	3500	3500	1000	2100	83	4,4
HeatPAC 706-W	511	403	136	116	44	4200	3700	1000	2100	85	4,4
HeatPAC 708-W	682	537	172	154	54	5000	4100	1000	2100	86	4,4
HeatPAC 712-W	1023	805	271	232	73	6250	4700	1000	2100	87	4,4
HeatPAC 716-W	1346	1059	347	308	88	7000	6000	1000	2100	88	4,4

W = Unità pompa di calore acqua/acqua
Dati e capacità nominale in kW a 1.800 giri/min.
Tutte le unità HeatPAC: possibile funzionamento a 60 Hz o VSD.

Livelli di pressione acustica in campo libero misurati su piano riflettente e a un metro di distanza dall'unità.

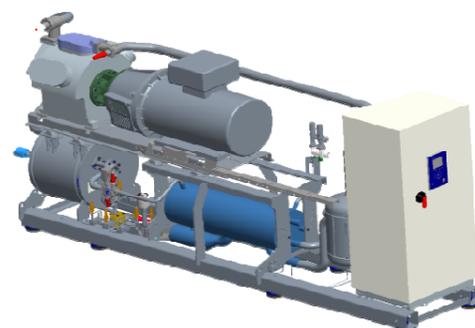
HeatPAC HPX 706

Fornitura di una pompa di calore da 455 kW termici, con produzione di acqua calda a 90°C.

Informazioni generali	
ID gruppo pompa di calore	HeatPAC
Numero di compressori	1
ID compressore	HPX 706
Tipo di compressore	A pistoni
Azionamento	Inverter
Numero di giri [r.p.m]	1800
Controllo di capacità	100% - 27.5%
Refrigerante	R717 (GWP =1)
Carica refrigerante approx. [kg]	60

Dati elettrici	
Alimentazione [V/Ph/Hz]	400/3/50
Protezione motore	IP55
Classe di efficienza motore	IE3
Potenza elettrica motore [kW]	136

Performance	
Potenza termica [kW]	455.3
Potenza frigorifera [kW]	354.5
Potenza assorbita all'albero [kW]	109.6
C.O.P. riscaldamento [kW/kW]	4.154



L'immagine è puramente idnicativa e potrebbe differire significativamente dallo scopo di fornitura

Ingombri e pesi approx.	
Lunghezza [mm]	4700
Larghezza [mm]	1000
Altezza [mm]	2200
Peso in esercizio [kg]	5000

Performance scambiatori			
Evaporatore		Condensatore	
Tipo	Shell & Plate	Tipo	Shell & Plate
Fluido secondario	Acqua	Fluido secondario	Acqua
Concentrazione di fluido	Na	Concentrazione di fluido	Na
Temperatura di ingresso [°C]	35	Temperatura di ingresso [°C]	63
Temperatura di uscita [°C]	30	Temperatura di uscita [°C]	90
Portata [mc/h]	59.544	Portata [mc/h]	14.476
Perdita di carico totale [kPa]	30	Perdita di carico totale [kPa]	75



JOHNSON CONTROLS SYSTEMS AND SERVICE ITALY SRL

Società con socio unico, Società soggetta all'attività di direzione e coordinamento di Johnson Controls International plc – Cork (Irlanda)

Sede Legale: Via Pontaccio 10, 20121 Milano, Sede Amministrativa ed Operativa: Via Milanese 124, 20092 Cinisello Balsamo (MI)

Capitale Sociale € 15.010.000 i.v., Registro Imprese di Milano 02550100131 – REA 1819831 – C.F./P.I. 02550100131

Riepilogo della fornitura e prezzi

Prezzi esposti

Rif.	Prezzo unitario €
Heatpac HPX706	€ 196.000,00 + IVA
Oneri di sicurezza	€ 900 + IVA

I PREZZI INDICATI SI INTENDONO BUDGETTARI

- Resa
- Trasporto
- Consegna
- Pagamento
- Garanzia

f.co stabilimento di produzione

Incluso fino a ns. magazzino di Milano.

15/16 settimane data ricevimento ordine.

Da concordare sulla base di una quota di anticipo all'ordine.

12 mesi dall'avviamento, entro e non oltre 18 mesi dalla consegna f.co stabilimento di produzione. La garanzia prestata da JC è limitata alla mancanza di vizi e difetti del materiale fornito. La garanzia è limitata alla fornitura franco ns. magazzino delle parti difettose, restando a carico del cliente le spese di montaggio, rimontaggio e spedizione. JC sarà responsabile solamente per eventuali danni diretti ed immediati al prodotto fornito; JC non sarà, pertanto, responsabile di eventuali danni indiretti di qualsivoglia specie, ivi inclusi, a titolo esemplificativo, il mancato guadagno, la perdita del prodotto immagazzinato e la perdita di produzione. In nessun caso, la responsabilità complessiva di JC sarà superiore al prezzo del materiale fornito. Quanto sopra non pregiudica, ad ogni modo, l'applicazione del disposto di cui all'Articolo 1229 c.c.

- Altre condizioni

Per quanto non specificato nei punti precedenti, valgono le condizioni generali di fornitura Johnson Controls allegate.

- Validità offerta

La presente offerta è non vincolante e strettamente subordinata alla negoziazione di termini e condizioni contrattuali di fornitura mutuamente accettabili.

Inclusioni

Dichiarazione di conformità CE / PED.

Manuale di uso e manutenzione.

Disegno d'ingombro, schema P&I, schemi elettrici.

Test prestazionale in fabbrica ISO R916

Primo avviamento max 2 gg

Esclusioni

Carica refrigerante

Scarico e posizionamento

Collegamento lato acqua e relative valvole.

Linea di scarico valvole di sicurezza.

Supervisione all'installazione.



HeatPAC Operation Chart

