



Agenzia nazionale per le nuove tecnologie,  
l'energia e lo sviluppo economico sostenibile



MINISTERO DELLA TRANSIZIONE ECOLOGICA



Ricerca di Sistema elettrico

## Valutazione integrata delle soluzioni di recupero di calore a bassa temperatura e analisi di casi studio

R. Carapellucci, S. Abbate, M. Di Bartolomeo,  
R. Cipollone, D. Di Battista



UNIVERSITÀ DELL'AQUILA

Report RdS/PTR2021/177

## VALUTAZIONE INTEGRATA DELLE SOLUZIONI DI RECUPERO DI CALORE A BASSA TEMPERATURA E ANALISI DI CASI STUDIO

R. Carapellucci, S. Abbate, M. Di Bartolomeo, R. Cipollone, D. Di Battista  
Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia  
Università degli Studi dell'Aquila

Dicembre 2021

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico (oggi Ministero della Transizione Ecologica) - ENEA

Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021 - III annualità

Obiettivo: N. 1 - Tecnologie

Progetto: 1.6 - Efficienza energetica dei prodotti e dei processi industriali

Work package: 3 - Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficientamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura

Linea di attività: LA3.26 - Valutazione integrata delle soluzioni di recupero di calore a bassa temperatura e analisi di casi studio

Responsabile del Progetto: Miriam Benedetti, ENEA

Responsabile del Work package (LA3.1-3.7, LA3.18-3.28): Miriam Benedetti

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione *"Sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis al recupero di calore a bassa temperatura nel settore industriale e sua implementazione in ambiente Excel VBA"*

Responsabile scientifico ENEA: Lorena Giordano

Responsabile scientifico Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia – Università degli Studi dell'Aquila:  
Prof. Roberto Carapellucci

## Indice

SOMMARIO.....	4
1 INTRODUZIONE .....	5
2 INQUADRAMENTO DELLE ATTIVITÀ.....	5
3 INTEGRAZIONE DELLA RETE DI SCAMBIATORI CON SISTEMI DI RECUPERO DEL CALORE .....	15
3.1 INTEGRAZIONE DELLA RETE CON IMPIANTI ORC .....	15
3.1.1 <i>Modello di calcolo</i> .....	15
3.1.2 <i>Struttura del modulo</i> .....	16
3.1.3 <i>Integrazione nella rete HEN</i> .....	20
3.2 INTEGRAZIONE NELLA RETE HEN ESISTENTE DI POMPE DI CALORE INDUSTRIALI .....	21
3.2.1 <i>Modello di calcolo</i> .....	21
3.2.2 <i>Struttura del modello</i> .....	23
3.2.3 <i>Integrazione nella rete HEN</i> .....	25
4 CASI DI STUDIO.....	26
4.1 CASO DI STUDIO ESEMPLIFICATIVO .....	26
4.2 CASO DI STUDIO DEL PROCESSO DI TRATTAMENTO DEL LATTE .....	30
4.3 OTTIMIZZAZIONE DELLA RETE HEN ESISTENTE .....	33
4.4 CALCOLO DEI COSTI .....	35
4.5 INTEGRAZIONE DELLA RETE HEN ESISTENTE CON ORC .....	36
4.6 INTEGRAZIONE DELLA RETE HEN CON IHP .....	39
5 CONCLUSIONI.....	40
6 RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....	41
7 ABBREVIAZIONI ED ACRONIMI .....	42
8 CV BREVE DEL GRUPPO DI RICERCA .....	43

## Sommario

Il presente rapporto tecnico descrive il software completo per la valutazione di reti di scambiatori di calore esistenti e l'integrazione delle stesse con tecnologie di recupero del calore per produzione di energia termica ed elettrica. Questa linea di attività, sviluppata dal gruppo di ricerca del Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia (DIIE) dell'Università degli Studi dell'Aquila, si inquadra nel progetto di ricerca di durata triennale, che è finalizzato allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore nell'industria e vede il diretto coinvolgimento anche di gruppi di ricerca dell'ENEA, del Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa "Mario Lucertini" dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata e del Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura dell'Università degli Studi di Udine.

Le attività condotte dal DIIE in questa terza annualità hanno riguardato la validazione del modello attraverso alcuni casi di studio e l'integrazione di differenti soluzioni di recupero di calore: tecnologie in grado di convertire l'energia termica a bassa temperatura in energia meccanica (impianti ORC) e tecnologie che hanno come obiettivo la promozione di energia termica a bassa temperatura a livelli superiori di temperatura (pompe di calore).

## 1 Introduzione

Il presente rapporto tecnico si riferisce ai temi sviluppati dal Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila nella terza e ultima annualità dell'Accordo di Collaborazione con l'ENEA che riguarda lo sviluppo di una metodologia per l'applicazione della pinch analysis al recupero di calore a bassa temperatura nel settore industriale e l'implementazione in ambiente Excel/VBA. Le attività qui descritte sono inquadrare nell'ambito del WP 3 "Sviluppo di tecniche e soluzioni impiantistiche per l'efficiamento di processi industriali ad alta e bassa temperatura" del Piano Triennale di Realizzazione 2019-2021, svolte in stretta collaborazione con i gruppi di ricerca dell'ENEA, del Dipartimento di Ingegneria dell'Impresa "Mario Lucertini" dell'Università degli Studi di Roma Tor Vergata e del Dipartimento Politecnico di Ingegneria e Architettura dell'Università degli Studi di Udine e finalizzate allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore a bassa temperatura nell'industria.

Come esposto in maniera più dettagliata e approfondita nei report precedenti, il calore di scarto nell'industria europea è molto elevato, circa 300 TWh/anno, di questo un terzo è disponibile a livelli di temperatura inferiori a 200°C [1]. Nonostante l'elevata quantità di calore inutilizzato e la maturità tecnologica del settore [2], il recupero di calore ha ancora molti spazi di implementazione. Per farlo si devono fornire degli strumenti funzionali all'implementazione di sistemi di recupero del calore di scarto [3]. Questo è quello che è stato fatto durante i 3 anni di lavoro al progetto in oggetto; attraverso lo studio delle tecnologie di recupero di calore, delle disponibilità reali di calore di scarto e delle tecnologie di recupero potenzialmente applicabili è stata elaborata una metodologia che permette una analisi simultanea delle opportunità di recupero e delle potenzialità di integrazione con sistemi di conversione dell'energia funzionali alle esigenze dell'industria [4].

Successivamente alla metodologia è stato sviluppato un software che permette di ottimizzare una rete di scambiatori esistenti, con elevato grado di flessibilità, e valutare l'integrazione tra la rete e tecnologie di conversione del calore. Per il progetto e l'ottimizzazione di reti di scambiatori di calore (Heat Exchanger Network - HEN), come evidenziato nel rapporto tecnico dello scorso anno, è stata impiegata la Pinch Technology (PT), una metodologia particolarmente efficace e relativamente semplice da implementare. In questo anno la metodologia consolidata negli anni precedenti per l'applicazione della pinch analysis è stata validata con numerosi casi di studio e sono stati effettuati studi e simulazioni per l'integrazione automatica nella rete HEN delle tecnologie approfondite nella scorsa annualità.

Le principali attività descritte nel presente rapporto tecnico hanno riguardato:

- *Opportunità di integrazione nella rete HEN esistente di tecnologie in grado di fornire/utilizzare calore a livelli di temperatura medio-bassa.* Il software sviluppato nelle precedenti annualità è stato ulteriormente ampliato in maniera tale da consentire la valutazione di possibili integrazioni di sistemi di recupero a bassa temperatura con reti di scambiatori di calore.
- *L'individuazione dei casi di studio per la validazione del modello e la valutazione dei recuperi energetici possibili.* È stato validato il modello con dei casi di studio reali.

Nei paragrafi successivi verranno riprese le caratteristiche fondamentali del software sviluppato, andando ad evidenziare la potenzialità del sistema complessivo. L'ambiente all'interno del quale si è operato è Microsoft Excel. L'integrazione è stata gestita attraverso delle macro elaborate in VBA le quali hanno il compito di avviare e interfacciare i singoli sottosistemi della cartella di lavoro, facilitando la fase di immissione input da parte dell'utente.

## 2 Inquadramento delle attività

Per poter al meglio comprendere il lavoro di questo ultimo anno è necessario riportare un breve sunto delle attività pregresse. Negli anni precedenti è stato finalizzato il software che permette il progetto di una rete

HEN esistente in condizioni di massimo recupero energetico (MER). Affinché il progetto si trovi in condizioni di massimo recupero energetico è necessario rispettare tre regole fondamentali della PT

1. Non deve essere trasferito calore attraverso il pinch.
2. Sopra il pinch i fluidi caldi non devono essere raffreddati con un raffreddatore esterno.
3. Sotto il pinch i fluidi freddi non devono essere riscaldati con un riscaldatore esterno.

Il software elabora il tutto separatamente, in una prima fase analizza i fluidi coinvolti sotto il pinch e successivamente quelli coinvolti sopra il pinch. Al fine di rispettare la prima regola fondamentale, in entrambi i casi, il progetto ha inizio in prossimità del pinch e se ne allontana. Per fare questo bisogna individuare le 4 zone teoriche in base al livello di temperature: due zone sotto il pinch (zona A e zona B) e due zone sopra il pinch (zona C e zona B) (Figura 1). Le zone B e C, come mostrato chiaramente in Figura 1, sono immediatamente a ridosso del pinch.

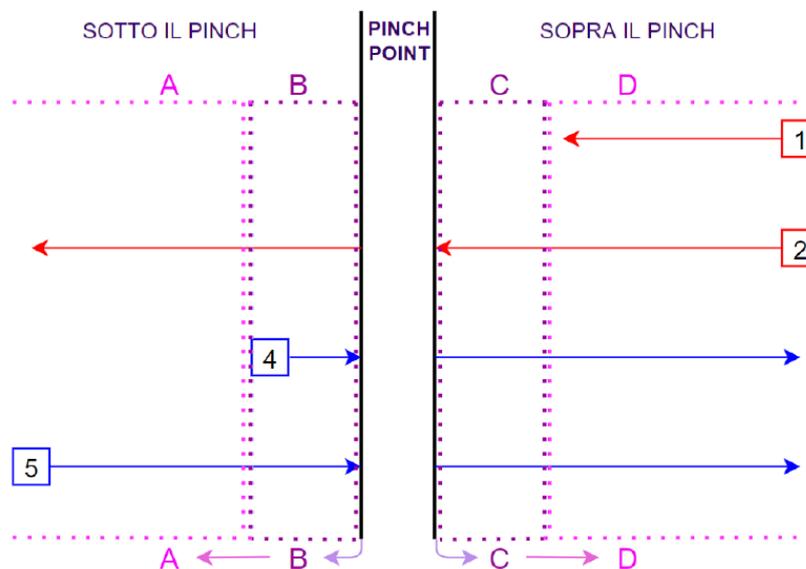


Figura 1 Individuazione delle quattro zone, A, B, C e D

In una prima fase si procede agli accoppiamenti sotto il pinch, secondo il seguente ordine: zona B-B, zona A-B e zona A-A. Successivamente si passa agli accoppiamenti sopra il pinch, partendo dalla zona C-C proseguendo per la zona C-D e finendo con la zona D-D. Nei diagrammi di flusso seguenti sono riportati sinteticamente i passaggi che il software effettua per gli accoppiamenti e meglio descritti nei precedenti report (Figura 2 - Figura 7). Per effettuare gli accoppiamenti, secondo la logica riportata negli schemi, è stato sviluppato un codice di calcolo in VBA su piattaforma Excel.

Nella zona B-B (Figura 2), essendo essa al di sotto del pinch e immediatamente a ridosso dello stesso, lo scopo è quello di accoppiare ciascun fluido freddo con un fluido caldo a capacità termica maggiore, evitando dunque che ci siano trasferimenti di calore attraverso il pinch. I fluidi vengono raggruppati idealmente in "moduli", contenenti ognuno un numero definito di fluidi caldi e freddi, i secondi a capacità termica minore rispetto ai primi, in maniera tale che all'interno di un modulo ciascun fluido caldo può sicuramente essere accoppiato con uno qualsiasi dei fluidi freddi. Una volta conclusa la gestione dei fluidi freddi presenti nella zona B, se rimangono a disposizione dei fluidi caldi che non sono stati coinvolti in alcuno scambio termico, si potrebbe ricorrere all'ausilio di utenze refrigeranti esterne. Prima di procedere in questa maniera, però, è opportuno considerare la possibilità di raffreddare, almeno in parte, questi fluidi, sfruttando alcuni dei fluidi freddi appartenenti alla zona A: si passa quindi alla gestione degli accoppiamenti nella zona intermedia A-B.

In questa zona non si corre più il rischio di effettuare degli scambi di calore attraverso il pinch, in quanto il fluido caldo a ridosso del pinch trasferisce calore ad un fluido freddo che si trova strettamente al di sotto del pinch: non è pertanto più strettamente necessario che la capacità termica del fluido caldo sia maggiore di quella del fluido freddo. Bisogna quindi solo scegliere i fluidi più opportuni, dal punto di vista del recupero energetico, per la partecipazione allo scambio termico, facendo però attenzione che nei singoli scambiatori di calore non si verifichi mai che la minima differenza di temperatura  $\Delta T_{min}$  sia minore della differenza di temperatura al pinch point  $\Delta T_{pp}$ . I primi due fluidi per i quali viene valutata la possibilità di prendere parte allo scambio termico sono il fluido freddo che, tra tutti quelli a disposizione nella zona A, ha temperatura di uscita massima, e il fluido caldo che, tra tutti quelli rimasti nella zona B, ha capacità termica massima. Scegliendo di volta in volta i fluidi freddi con temperature di uscita maggiori, infatti, ci si pone in una situazione favorevole per poi procedere con il progetto della zona A-A. L'intero approccio seguito nella gestione della rete nella zona A-B è illustrato nel diagramma di flusso di Figura 3. Così come nella zona intermedia A-B, nella zona A-A non risulta più essere d'obbligo che la capacità termica del fluido caldo in esame debba essere maggiore di quella del fluido freddo che gli si vuole accoppiare; tuttavia, si dà priorità ad accoppiare fluidi che rispettino questa caratteristica. Ora lo scopo è quello di saturare tutti i fluidi freddi e nel farlo bisogna cercare di utilizzare il minor numero di scambiatori di calore, evitando di ripartire i fluidi laddove sia possibile. Inoltre, allontanandosi dal pinch, non è detto che tutti i fluidi caldi si trovino a temperature maggiori dei fluidi freddi. Quindi, per ogni possibile coppia di fluidi bisogna innanzi tutto verificare che le temperature in gioco permettano un corretto scambio di potenza termica, accertandosi che negli scambiatori di calore non si verifichi mai che  $\Delta T_{min}$  sia minore di  $\Delta T_{pp}$ . L'approccio con cui viene gestito il progetto della rete in questa zona non si basa più sulla suddivisione dei fluidi all'interno di moduli, bensì sul confronto dei singoli fluidi freddi con ciascun fluido caldo della zona. L'intero approccio seguito nella gestione della rete nella zona A-B è illustrato nel diagramma di flusso di Figura 4.

Nel progetto sopra il pinch, analogamente a quello sotto il pinch, si parte dalla zona C-C, quella a ridosso del pinch, e si passa alla zona D soltanto una volta accoppiati (e quindi raffreddati) tutti i fluidi caldi coinvolti con dei fluidi freddi. I fluidi freddi che non hanno potuto completare il loro riscaldamento all'interno di scambiatori di calore con i fluidi caldi di processo, vengono riscaldati con riscaldatori esterni (*hu* - hot utilities). Questa parte del progetto è molto simile a quella sotto il pinch, in quanto i criteri applicati nella scelta dei fluidi da accoppiare, i quali mirano all'ottimo energetico della rete HEN, sono analoghi a quelli già descritti ovviamente con le opportune specifiche considerazioni: in questa zona la minima differenza di temperatura a ridosso del pinch si realizza nello scambiatore lato freddo e sono da evitare fluidi caldi di processo "scoperti", ovvero l'impiego di refrigeratori esterni sopra il pinch. Pertanto, per semplicità di esposizione, ci si limita a riportare i diagrammi di flusso che illustrano le procedure seguite per il progetto della rete nelle diverse zone (Figura 5, Figura 6 e Figura 7).

Negli impianti ORC per il recupero dell'energia termica a bassa temperatura è stato adottato un codice di calcolo, elaborato su una piattaforma Excel, opportunamente integrato con il software CoolProp [2] per la valutazione delle caratteristiche termodinamiche dei fluidi operativi. Il fine ultimo del software è quello di valutare il ciclo termodinamico che consente la massimizzazione della potenza utile prodotta la quale si verifica in condizioni differenti da quelle di maggior rendimento.

Indipendentemente dal tipo di fluido o di layout a cui si fa riferimento, il modello di calcolo lavora con lo stesso criterio descritto nel seguito:

- inserimento delle grandezze di input necessarie;
- definizione range di indagine relativamente a temperatura di inizio evaporazione ( $T_3'$ ) e grado di surriscaldamento  $\Delta T_{sh}$ ;
- valutazione della temperatura di inizio evaporazione e surriscaldamento ottimali;
- calcolo delle grandezze di output del ciclo.

Si è proceduto in maniera analoga per la valutazione delle prestazioni di pompe di calore a compressione. La piattaforma software è sempre la stessa (Excel) in maniera tale da facilitare la comunicazione tra i diversi moduli del software. Il codice sviluppato consente la valutazione termodinamica preliminare delle prestazioni

di una pompa di calore che utilizza un flusso di energia termica definito in fase di immissione input. Accanto ai parametri relativi alla sorgente termica, si definiscono i vincoli a cui essa è soggetta e alcuni parametri ausiliari necessari per la valutazione delle prestazioni economiche. Al termine della procedura è possibile dunque osservare le prestazioni del ciclo frigorifero in termini di potenza assorbita e coefficiente di prestazione, il calore prodotto e tutti i punti caratteristici del ciclo. Gli output considerati consentono inoltre un confronto di carattere economico con una soluzione tradizionale che consiste in una caldaia a metano. Il confronto viene compiuto a parità di potenza termica prodotta e consente la valutazione dei tempi di ritorno e della CO<sub>2</sub> evitata.

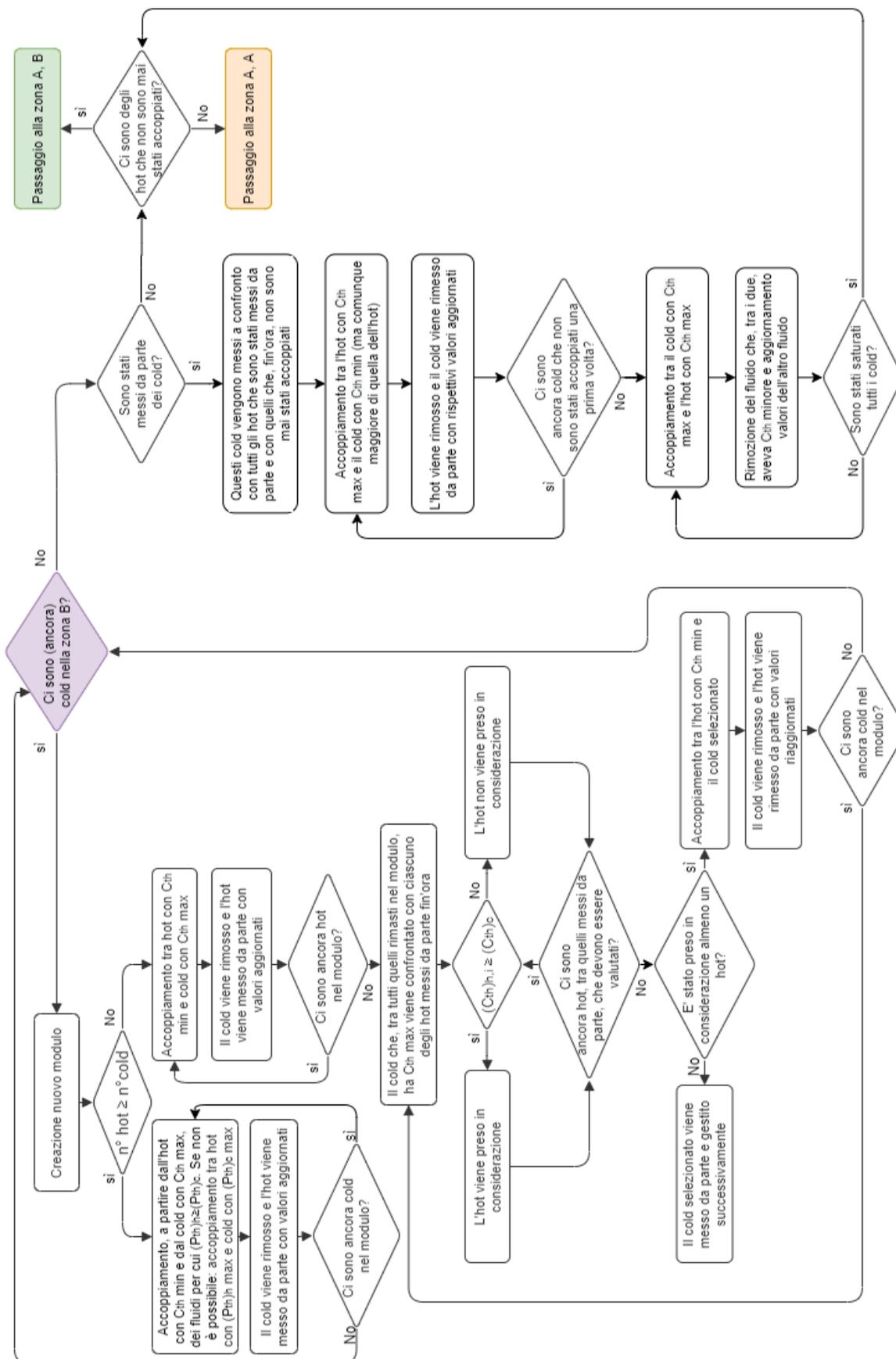


Figura 2 Diagramma di flusso per il progetto della zona B-B

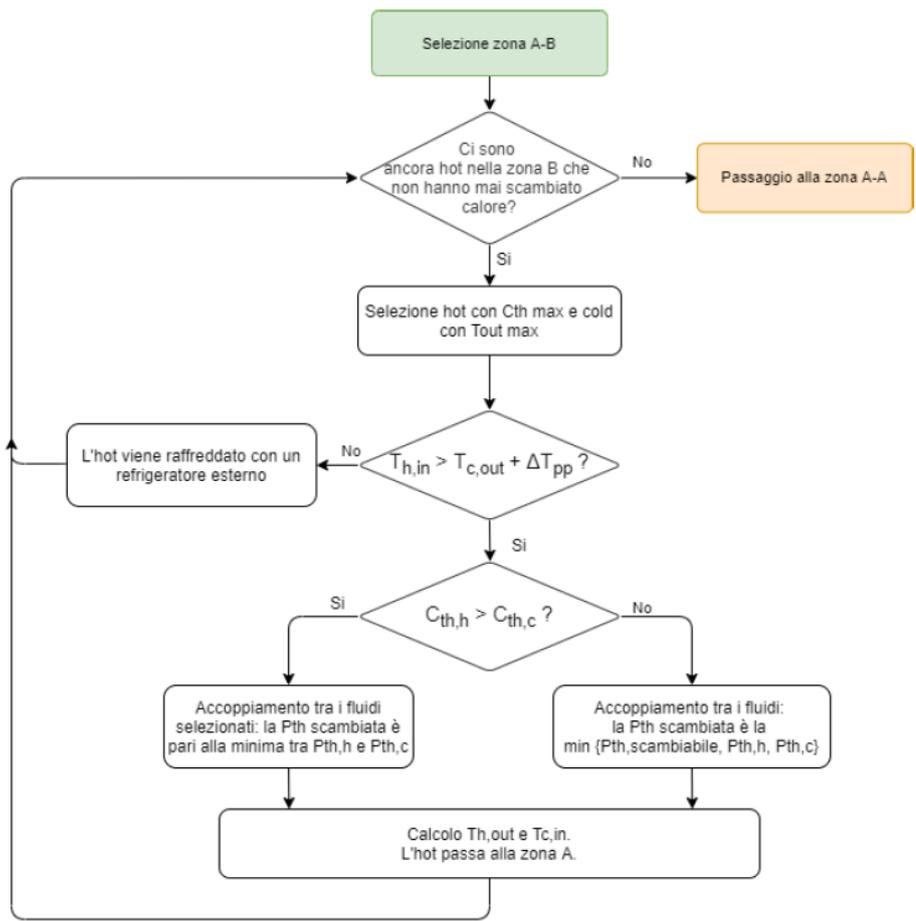


Figura 3 Diagramma di flusso per il progetto della zona A-B

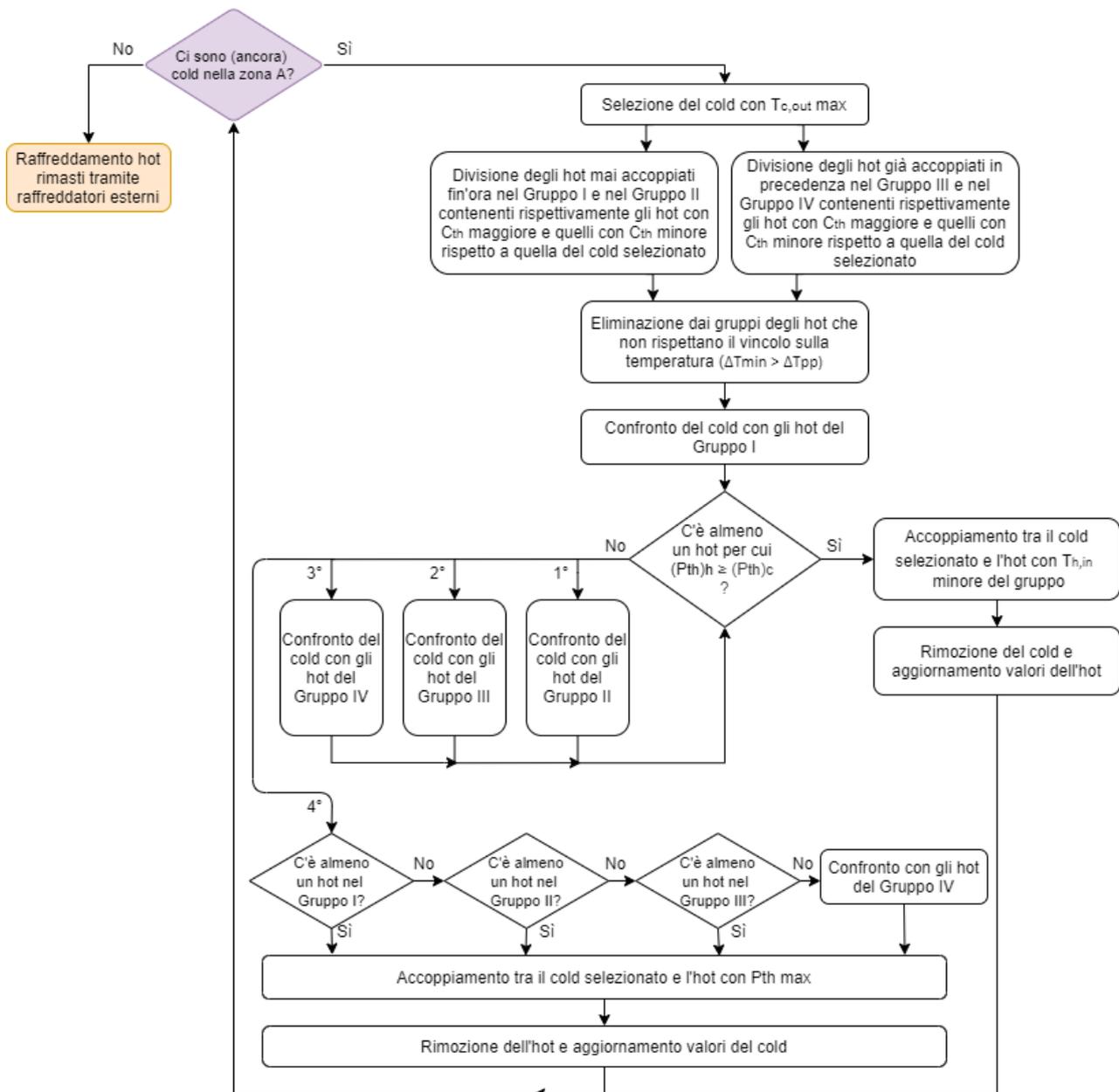


Figura 4 Diagramma di flusso per il progetto della zona A-A

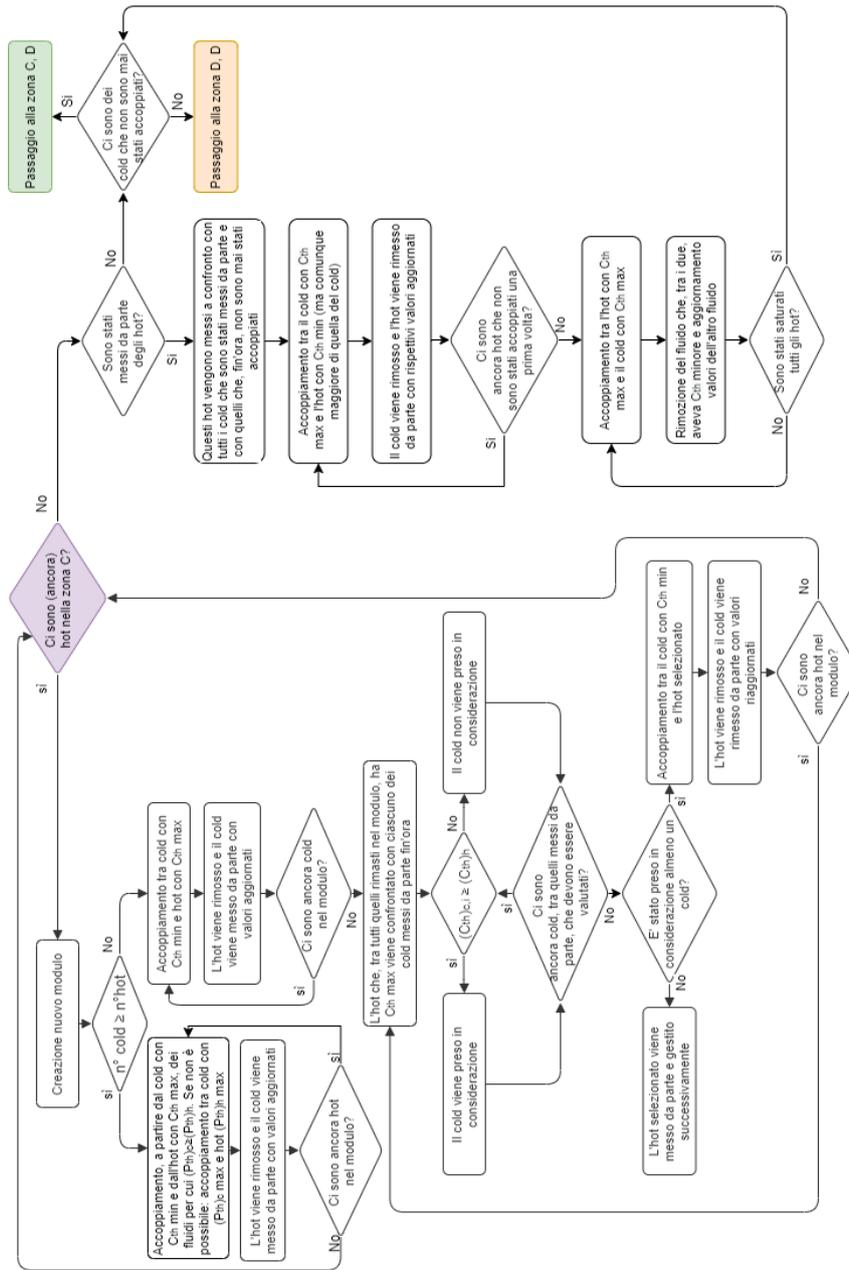


Figura 5 Diagramma di flusso per il progetto della zona C-C

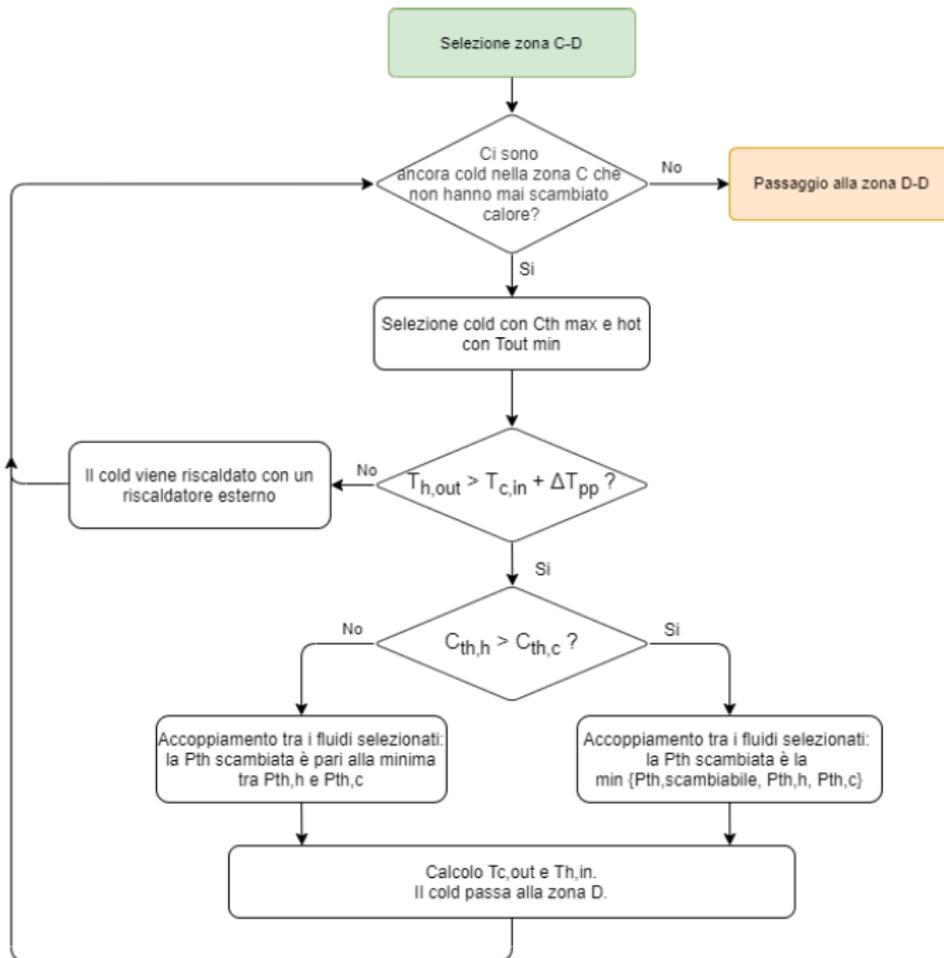


Figura 6 Diagramma di flusso per il progetto della zona C-D

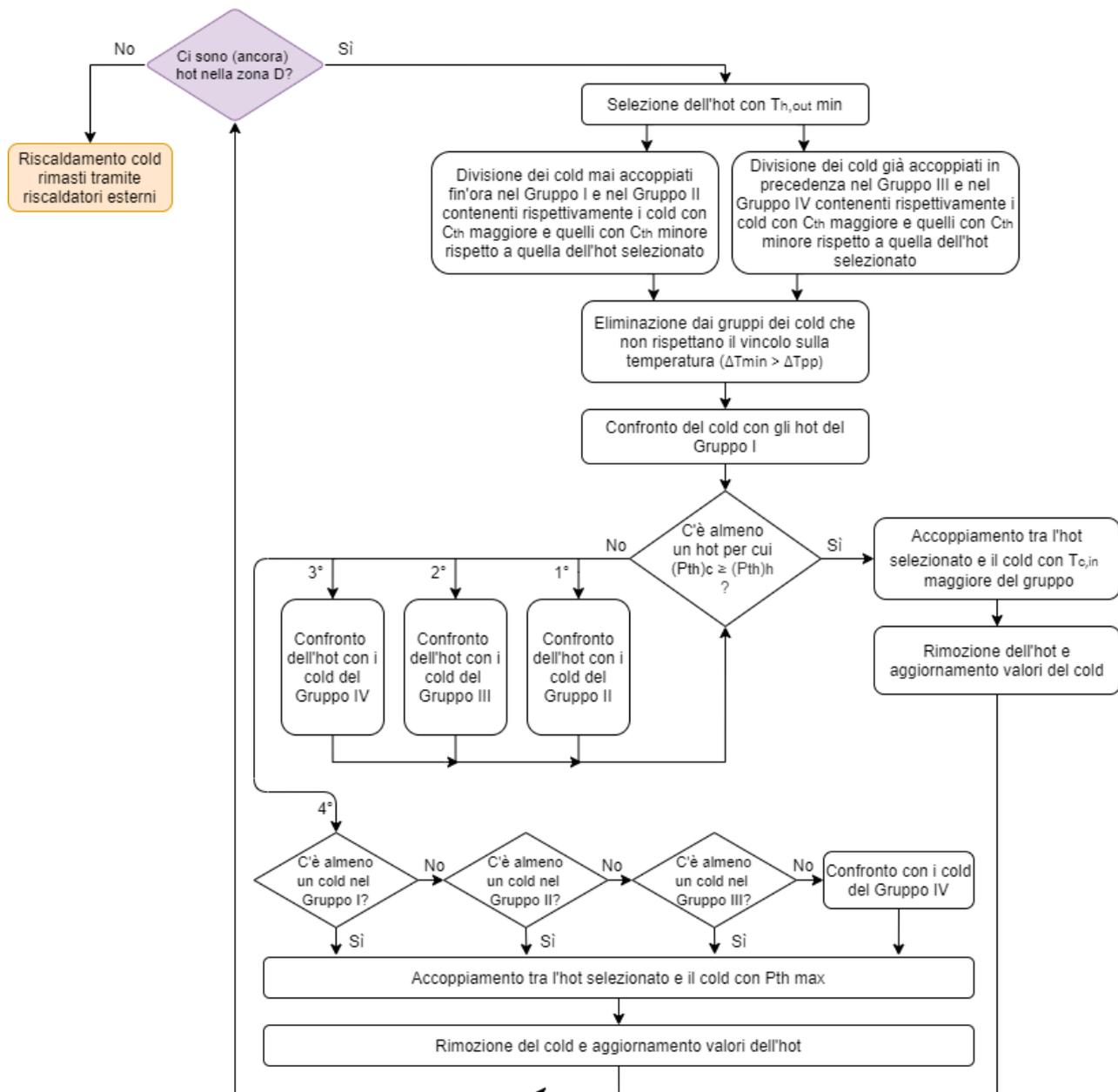


Figura 7 Diagramma di flusso per il progetto della zona D-D

### 3 Integrazione della rete di scambiatori con sistemi di recupero del calore

L'integrazione di tecnologie di recupero del calore a medio-bassa temperatura rappresenta un'opportunità nell'ambito dell'ottimizzazione delle reti di scambiatori di calore. In particolar modo, queste offrono due diverse possibilità. La prima concerne l'innalzamento della qualità del calore, vale a dire del suo livello termico, innalzando la temperatura dei fluidi di processo e ampliando le possibilità di accoppiamento tra essi. La seconda riguarda l'utilizzo del calore come sorgente superiore di un ciclo sottoposto per la produzione di energia elettrica e meccanica. In entrambi i casi il calore disponibile viene valorizzato andando a incrementare l'efficienza del sistema complessivo. Tale incremento è accompagnato da un incremento dei costi di investimento motivo per il quale la convenienza economica nell'utilizzo di queste tecnologie deve essere preliminarmente stimato caso per caso.

Nell'ambito del progetto sviluppato sono state considerate due tecnologie distinte: gli impianti ORC (Organic Rankine Cycle) e le pompe di calore industriali. I primi sfruttano le caratteristiche termodinamiche di un fluido organico che vaporizzando a bassa temperatura può essere espanso per la produzione di energia meccanica ed elettrica. Le seconde invece utilizzano energia sotto forma di calore o energia meccanica per sfruttare un calore a bassa temperatura e restituirlo ad una temperatura più elevata. A seconda del tipo di energia utilizzata quest'ultime si dividono in pompe di calore ad assorbimento e pompe di calore a compressione. I modelli sviluppati sono stati ampiamente descritti nei precedenti report. Tuttavia, nell'ambito dell'integrazione con le reti di scambiatori, sono stati presi in considerazione sistemi ORC e pompe di calore a compressione in virtù della maggiore flessibilità e di una più elevata facilità di integrazione.

Nei paragrafi successivi verranno riprese le caratteristiche fondamentali dei modelli sviluppati andando ad evidenziare le modifiche compiute al fine di facilitare l'integrazione del sistema complessivo. L'ambiente all'interno del quale si è operato è Microsoft Excel. L'integrazione è stata gestita attraverso delle macro scritte in VBA le quali hanno il compito di avviare e interfacciare i singoli sottosistemi della cartella di lavoro, facilitando la fase di immissione input da parte dell'utente.

#### 3.1 Integrazione della rete con impianti ORC

##### 3.1.1 Modello di calcolo

Negli impianti ORC un fluido organico, la cui caratteristica principale è quella di vaporizzare a bassa temperatura, assorbe calore da una sorgente. Il vapore organico prodotto può dunque espandere all'interno di una macchina apposita producendo energia meccanica ed eventualmente elettrica. A valle di questa macchina un condensatore viene utilizzato per ripristinare le condizioni iniziali del fluido, che una volta raffreddato viene elaborato da una pompa che consente il transito all'interno dell'impianto.

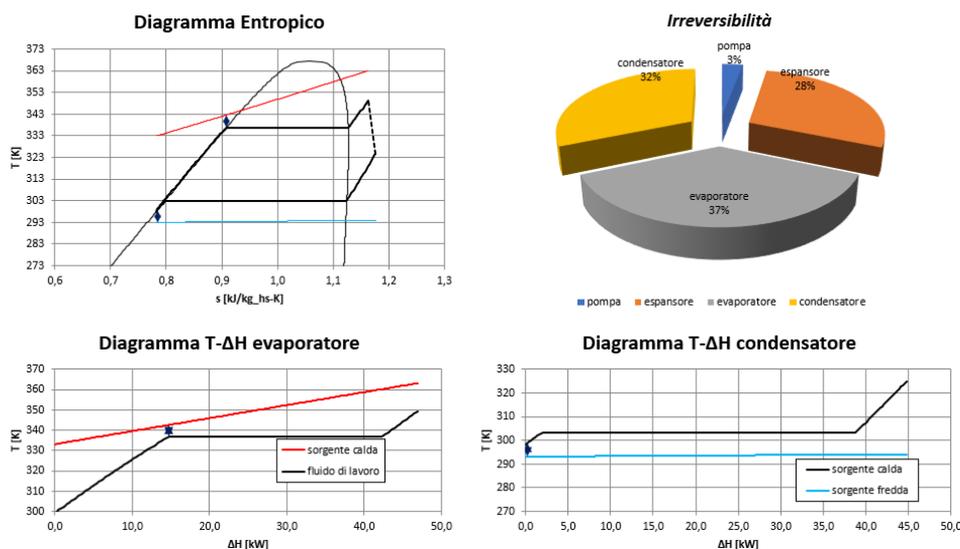
Il layout considerato nel modello sviluppato è un layout base, costituito da 4 componenti principali: pompa, evaporatore, espansore e condensatore. A differenza di architetture più complesse esso è caratterizzato da un'efficienza termodinamica inferiore ma presenta svariati vantaggi, tra cui una maggiore flessibilità operativa, costi di investimento più bassi e una maggiore facilità di integrazione con sistemi pre-esistenti. Inoltre, rispetto a un impianto con scambiatore recuperativo, consente uno sfruttamento superiore del calore disponibile.

Nel foglio di calcolo relativo alla valutazione di sistemi ORC si possono distinguere due insiemi distinti di dati di input necessari. Il primo è quello degli input "esterni" relativo alle sorgenti di calore che permettono all'impianto di funzionare. Il secondo riguarda i parametri operativi dell'impianto. Di quest'ultimo fanno parte la tipologia di fluido, la temperatura di condensazione e i vincoli sugli scambiatori di calore. L'elenco di tutti gli input necessari è visibile in Tabella 1.

**Tabella 1: Input interni ed esterni per il modello di calcolo ORC**

Input esterni		Input interni	
<i>Sorgente calda</i>		<i>Impianto</i>	
Tipologia di fluido		Tipologia di fluido	
Temperatura di ingresso	°C	$\Delta T_{\min}$ evaporatore	°C
Temperatura di uscita	°C	$\Delta T_{\min}$ condensatore	°C
Portata massica	kg/s	$\Delta T$ sottoraffreddamento	°C
<i>Sorgente fredda</i>		Rendimento pompa	-
Tipologia di fluido		Rendimento espansore	-
Pressione	MPa	Temperatura di condensazione	°C
Temperatura di ingresso	°C		

Una volta immessi gli input, lo strumento di calcolo sviluppato consente di operare in due modi distinti attraverso due subroutine differenti. Nella prima denominata “valutazione puntuale”, si definiscono una temperatura di evaporazione e un surriscaldamento del fluido organico e si procede alla valutazione di tutti gli output del modello. In questa modalità, tuttavia, non è assicurato il rispetto dei vincoli imposti negli scambiatori e l’ottimizzazione del ciclo termodinamico, ma consente rapidamente di valutare in via preliminare la potenza producibile a partire da una specifica sorgente di calore.



**Figura 8: Output grafici del modello, ciclo su diagramma T-s, distribuzione irreversibilità e diagrammi di scambio termico**

La seconda modalità “ottimizzazione termodinamica” avvia una routine di ottimizzazione che varia la stessa coppia di valori (temperatura di evaporazione e grado di surriscaldamento) al fine di individuare il ciclo a potenza utile prodotta maggiore nel rispetto dei vincoli al pinch point degli scambiatori. Al termine della procedura è possibile visualizzare il ciclo sul diagramma T-s e le curve di scambio termico nel condensatore e nell’evaporatore. Tutti i parametri termodinamici di interesse si possono inoltre osservare in forma tabellare.

### 3.1.2 Struttura del modulo

L’implementazione del modello di calcolo ha richiesto l’utilizzo di diversi fogli di lavoro ognuno adibito ad una specifica funzione. Il foglio principale che rappresenta l’interfaccia utente è rappresentato in Figura 9. Nella parte sinistra del foglio compaiono tutti i parametri di interesse divisi per tipologia. All’interno di una specifica tabella vengono accorpate input e output con i primi che si distinguono con un colore diverso della cella. Nell’area dedicata alle sorgenti (calda e fredda) compaiono dunque i parametri termodinamici di

ingresso e uscita e la tipologia di fluido selezionabile all'interno della libreria di Coolprop attraverso un menù a tendina. Tra i parametri ORC compaiono invece la temperatura di condensazione, che deve accordarsi con la temperatura di ingresso della sorgente fredda, i vincoli negli scambiatori e i rendimenti delle macchine. Nel riquadro prestazioni sono presenti le potenze scambiate nei singoli componenti e le prestazioni globali dell'impianto in termini di potenza prodotta e rendimento. Due pulsanti consentono l'avvio delle rispettive macro. Nel caso di utilizzo della routine "Valutazione puntuale", devono essere inseriti due input aggiuntivi, relativi alle temperature di evaporazione e surriscaldamento del ciclo. Questi due parametri sono invece output del modello nel caso in cui venga lanciata l'ottimizzazione termodinamica.

<b>seleziona il fluido di lavoro</b> → R1234yf pressione critica 3,38 MPa temperatura critica 94,70 °C	<b>PRESTAZIONI ORC</b> <b>ORC SUBCRITICO</b> Portata fluido motore [kg/s] 0,133 Potenza evaporatore [kW] 24,0 Potenza condensatore [kW] 22,9 Potenza pompa [kW] 0,20 Potenza espansore [kW] 1,27 Densità inizio/fine espansione 2,5 Densità inizio espansione 97,0 η 4,4% Potenza utile [kW] 1,06 <b>VERIFICHE</b> ΔT <sub>pp</sub> evaporatore [K] 5,75 ΔT <sub>pp</sub> condensatore [K] 5,61	<b>VALUTAZIONE PUNTUALE</b> Temperatura di evaporazione 100,0 Surriscaldamento 20,0
<b>SORGENTE CALDA</b> <b>seleziona sorgente calda</b> → air pressione 0,101 MPa temperatura ingresso 90 °C temperatura uscita 60 °C portata 0,791 kg/s 60,00		
<b>SORGENTE FREDDA</b> <b>seleziona sorgente fredda</b> → water pressione 0,10 MPa temperatura ingresso 20,00 °C temperatura uscita ORC subcritico 21,0 °C portata ORC subcritico 5,47 kg/s 5,5 l/s		
<b>PARAMETRI ORC</b> ΔT <sub>pp</sub> evap ≥ 5,00 K ΔT <sub>pp</sub> cond ≥ 5,00 K ΔT <sub>sh</sub> 13 K ΔT <sub>sc</sub> 5,00 K η pompa 0,60 η espansore 0,60 temperatura condensazione ORC subcritico 30,00 °C temperatura evaporazione ORC subcritico 63,7 °C pressione massima ORC subcritico 1,78 MPa pressione minima ORC subcritico 0,78 MPa ΔP subcritico 1,00 MPa		<b>OTTIMIZZAZIONE TERMODINAMICA</b>

Figura 9: Interfaccia utente modello di calcolo per ORC

Gli input inseriti si interfacciano con un secondo foglio di calcolo che gestisce l'ottimizzazione. All'interno di questo foglio (Figura 10) compaiono i vincoli imposti al risolutore. In particolare, la temperatura di evaporazione viene valutata all'interno di un range che va da un valore minimo pari alla temperatura di condensazione ad un valore massimo poco al di sotto della temperatura critica, oltre la quale si andrebbe in condizioni ipercritiche del fluido di lavoro. Il valore di surriscaldamento ottimale viene invece indagato nel range 5-20 °C in virtù del fatto che per i livelli di pressione caratteristici di questo tipo di impianti, il surriscaldamento non contribuisce in maniera significativa all'incremento del lavoro utile [5], [6]. La funzione obiettivo è una funzione decrescente con la potenza utile prodotta. Di conseguenza, al minimo della funzione obiettivo risulterà il massimo della potenza utile. L'algoritmo di ottimizzazione scelto è il GRG non lineare per far fronte alla non linearità del problema e accelerare i tempi di calcolo rispetto agli algoritmi genetici.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
1								
2								
3	Fluido	R1234yf						
4	T_crit [K]	367,85	T_max [°C]	63,73	T_max [K]	336,88	ΔTsh [K]	12,50
5	T_cond [K]	303,15					ΔTpp [K]	5,00
6								Pu [kW]
7								1,10
8								Pu_ΔTpp>min
9								1,10
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								

Figura 10 Foglio che gestisce l’ottimizzazione

Ad ogni iterazione la coppia di valori di temperatura e surriscaldamento viene inserita nella tabella in Figura 11 al fine di valutare i punti termodinamici del ciclo e la potenza prodotta. Dal ciclo risultante si valutano le curve di scambio termico all’evaporatore discretizzate in 110 intervalli per valutare il rispetto dei vincoli imposti relativi al pinch point. Al termine della procedura i parametri termodinamici vengono utilizzati per la valutazione delle prestazioni di tutti i componenti dell’impianto, visualizzate nell’interfaccia utente principale.

13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23
					T_max [K]	336,88		portata [kg/s]		0,14
					n°	T [K]	P [Mpa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	
					1	303,2	0,78	240,5	1,14	
					2is	303,9	1,78	241,4	1,14	
					2	304,3	1,78	242,1	1,14	
					3'	336,9	1,78	291,6	1,30	
					3''	336,9	1,78	397,1	1,61	
					3	349,4	1,78	414,6	1,66	
					4is	319,0	0,78	398,7	1,66	Pu [kW]
					4	325,0	0,78	405,1	1,68	1,10
						H [kW]	h [kJ/kg]	T [K]	ΔT [K]	passo H
						33,6	242,1	304,3	28,8	0,22
						33,8	243,6	305,4	28,0	
						34,0	245,2	306,5	27,2	
						34,3	246,8	307,6	26,3	
						34,5	248,3	308,7	25,5	
						34,7	249,9	309,8	24,7	

curva raffreddamento sorgente calda			
H [kW]	h [kJ/kg]	T [K]	passo H
363,7	459,7	333,2	0,22
363,9	460,0	333,4	
364,1	460,2	333,7	
364,3	460,5	334,0	
364,6	460,8	334,2	
364,8	461,1	334,5	

Figura 11: Ciclo ottimizzato e valutazione vincoli evaporatore

Valutato il ciclo termodinamico con le prestazioni migliori in termini di potenza prodotta, un’ulteriore subroutine viene lanciata per la valutazione della portata di acqua (o in generale fluido) di raffreddamento. Il calcolo viene gestito all’interno di un secondo foglio di lavoro che opera in maniera analoga a quella già descritta. Il calcolo della portata di refrigerazione viene effettuato infatti attraverso un solutore andando a variare la temperatura di uscita della sorgente. I range di indagine sono definiti da un valore minimo, pari alla temperatura di ingresso del fluido di refrigerazione, e un valore massimo, posto pari al valore della temperatura del fluido refrigerante in uscita dall’espansore (Figura 12). Ad ogni iterazione, per ogni valore

della temperatura di uscita del fluido si valuta la corrispondente portata e la curva di scambio termico nel condensatore, andando a valutare la differenza di temperatura esistente tra i due fluidi su 110 intervalli distinti. In questo modo si identifica la minima differenza di temperatura ed il corrispondente pinch point (Figura 13). La funzione obiettivo è data dal valore assoluto della differenza tra il  $\Delta T$  minimo calcolato e quello imposto come segue:

$$f(T_{cs,out}) = |\Delta T_{pp,calc} - \Delta T_{pp,input}|$$

La minimizzazione di questa funzione determina univocamente la temperatura di uscita della sorgente. Da questa è possibile ricavare infine la portata necessaria applicando un bilancio termico al condensatore essendo nota la potenza termica da scambiare.

	A	B	C	D	E	F
1	Fluido refrigerante	water	T_out [°C]	T_out [K]	portata [kg/s]	$\Delta T_{pp}$ [K]
2	T_in [K]	293,15	21,00	294,15	10,71	5,00
3	P [MPa]	0,10				
4					funzione obiettivo	0,00
5	T_cond wf [K]	303,15				
6						
7	Range di indagine					
8	T_min [K]	294,15				
9	T_max [K]	319,99				
10						
11	passo [K]	0,32				
12						
13	n	80				

Figura 12: Valutazione della portata di refrigerazione, range di indagine

K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U
						T_out [K]	294,15		portata [kg/s]	10,71
					n°	T [K]	P [Mpa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	
					4	324,99		405,08		working
					1	298,15		233,50		fluid
					n°	T [K]	P [Mpa]	h [kJ/kg]	s [kJ/kg-K]	
					in	293,15	0,10	84,01	0,30	cold source
					out	294,15	0,10	88,19	0,31	
					curva riscaldamento sorgente fredda					
					H [kW]	h [kJ/kg]	T [K]	$\Delta T_{pp}$ [K]	passo H	
					899,94	84,01	293,15	5,00	0,41	
					900,34	84,05	293,16	6,11		
					900,75	84,08	293,17	7,22		
					901,16	84,12	293,18	8,32		
					901,57	84,16	293,19	9,41		
					901,97	84,20	293,20	9,95		
					902,38	84,24	293,20	9,95		
					902,79	84,27	293,21	9,94		
					curva condensazione fluido di lavoro					
					H [kW]	h [kJ/kg]	T [K]	passo H		
					60,99	233,50	298,15	0,41		
					61,40	235,06	299,27			
					61,81	236,62	300,38			
					62,21	238,18	301,49			
					62,62	239,74	302,60			
					63,03	241,30	303,15			
					63,44	242,86	303,15			
					63,84	244,42	303,15			

Figura 13: Calcolo della temperatura di uscita della sorgente fredda, valutazione delle curve di scambio termico

### 3.1.3 Integrazione nella rete HEN

L'integrazione della rete con sistemi ORC per la produzione di energia dai fluidi di processo disponibili avviene a monte del processo di ottimizzazione della rete descritto in precedenza. Lo step iniziale riguarda l'inserimento delle caratteristiche dei fluidi di processo disponibili. In Tabella 2 è possibile osservare nelle celle colorate gli input da inserire che riguardano, per ogni fluido, le temperature ingresso/uscita, le portate disponibili, il calore specifico e un coefficiente convettivo. Nelle celle bianche si valuta di conseguenza la capacità e potenza termica disponibile e si distingue tra fluidi caldi e freddi ovvero tra fluidi che devono essere raffreddati e fluidi da riscaldare.

**Tabella 2: Input fluidi di processo per ottimizzazione rete di scambiatori**

<b>Codice fluido</b>	<b>Temperatura ingresso</b>	<b>Temperatura uscita</b>	<b>Portata massica</b>	<b>Capacità termica</b>	<b>Coefficiente convettivo</b>	<b>Calore specifico</b>	<b>Potenza termica</b>	<b>Tipo fluido</b>
	°C	°C	kg/s	kW/K	W/m <sup>2</sup> K	kJ/kgK	kW	
S1	10,00	40,00	7,00	27,25	300	3,9	817,5	COLD
S2	40,00	10,00	7,00	27,25	300	3,9	817,5	HOT
S3	55,00	5,00	0,17	0,71	300	4,2	35,5	HOT
S4	10,00	90,00	0,34	1,26	300	3,8	101,1	COLD
S5	90,00	55,00	0,34	1,26	300	3,8	6,3	HOT
S6	55,00	5,00	0,17	0,56	300	3,3	28,1	HOT

Al termine di questa fase si procede con la valutazione della possibilità di integrare un ORC con i fluidi caldi di processo. Questa fase è gestita da una macro in VBA integrata con la cartella di lavoro. Si procede alla valutazione delle temperature di ingresso dei fluidi caldi verificando che siano al di sopra di una temperatura limite fissata a 90°C, al di sotto della quale risulta difficile l'utilizzo di un ORC. Essa rappresenta la temperatura della sorgente calda in ingresso all'evaporatore dell'ORC. La temperatura di uscita minima si è posta pari a 60°C. In questo modo si assicura che il fluido organico possa raggiungere livelli sufficientemente alti di temperatura e pressione per produrre lavoro utile. Viene verificato un ulteriore vincolo relativo alla potenza termica. Se la potenza termica recuperabile è inferiore a 20 kW il fluido in esame viene scartato e si passa alla valutazione del successivo.

Una volta verificati questi requisiti minimi, si procede ad un secondo tipo di valutazione. La potenza termica scambiata nell'evaporatore dell'ORC viene prelevata dal fluido e non è più disponibile come calore da scambiare internamente tra i fluidi di processo. Ciò determina una riduzione dell'efficienza della rete e un incremento delle utenze esterne per il riscaldamento/raffreddamento. Per evitare di prelevare eccessiva potenza termica e rendere inefficiente il progetto della rete in condizioni di massimo recupero energetico, per ogni fluido caldo si valuta la massima potenza termica scambiabile con ciascun fluido freddo. Il valore individuato viene confrontato con le potenze termiche di progetto (Tabella 2). Per quanto riguarda il fluido caldo si valuta il rapporto tra la potenza termica scambiabile e la potenza termica che il fluido stesso deve cedere in totale per raggiungere la sua temperatura di uscita. Analogamente si procede con il fluido freddo in esame. La potenza termica massima scambiabile, uguale nei due casi, si confronta con la potenza termica che deve acquisire. Se questi rapporti risultano superiori all'80 % in entrambi i casi significa che i due fluidi hanno un'elevata probabilità di essere accoppiati termicamente nel progetto della rete. Di conseguenza, essi vengono scartati dall'integrazione con i sistemi di recupero. Con riferimento alla Tabella 2, prendendo ad esempio il fluido 2 caldo, si nota come questo deve scambiare una potenza termica uguale a quella del fluido 1 agli stessi livelli di temperatura. Nel caso specifico, la massima potenza termica scambiabile in condizioni ideali (pinch point nullo) è proprio pari alla potenza termica di progetto. I rapporti precedentemente definiti risultano pari a 1 in entrambi i casi determinando dunque l'eliminazione del fluido dalla procedura di integrazione.

Al termine di questi due step se è rimasto più di un fluido con caratteristiche idonee all'integrazione viene scelto il fluido a temperatura più elevata. Le caratteristiche della sorgente calda vengono copiate all'interno del modulo per la valutazione dell'ORC. L'utente può scegliere a questo punto se utilizzare un set di input predefiniti come parametri "interni" oppure inserirli manualmente e avviare l'ottimizzazione termodinamica. Il codice procede alla valutazione del ciclo a potenza utile maggiore e aggiorna la tabella contenente le

caratteristiche dei fluidi di processo in virtù della potenza scambiata all'evaporatore e non più disponibile. Gli step logici descritti sono rappresentati graficamente in Figura 14.

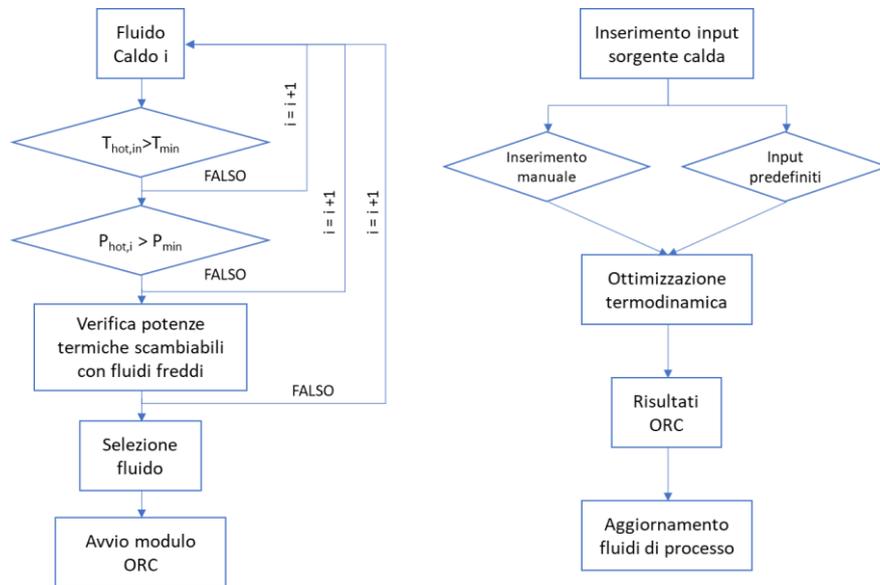


Figura 14: Diagramma a blocchi del codice sviluppato per l'integrazione

### 3.2 Integrazione nella rete HEN esistente di pompe di calore industriali

#### 3.2.1 Modello di calcolo

Le pompe di calore a compressione sono costituite da quattro componenti principali: un compressore, un condensatore, una valvola di laminazione e un evaporatore. Il fluido refrigerante recupera calore all'interno di un evaporatore dove vaporizza. A valle di questo componente il fluido viene elaborato da un compressore che lo porta ad alta temperatura e pressione. In questo modo è disponibile calore a temperatura più elevata che viene prelevato all'interno di un condensatore che riporta il fluido refrigerante nelle condizioni di liquido sottoraffreddato ad alta pressione. Una valvola di laminazione riporta la pressione ai livelli dell'evaporatore attraverso una trasformazione isoentalpica.

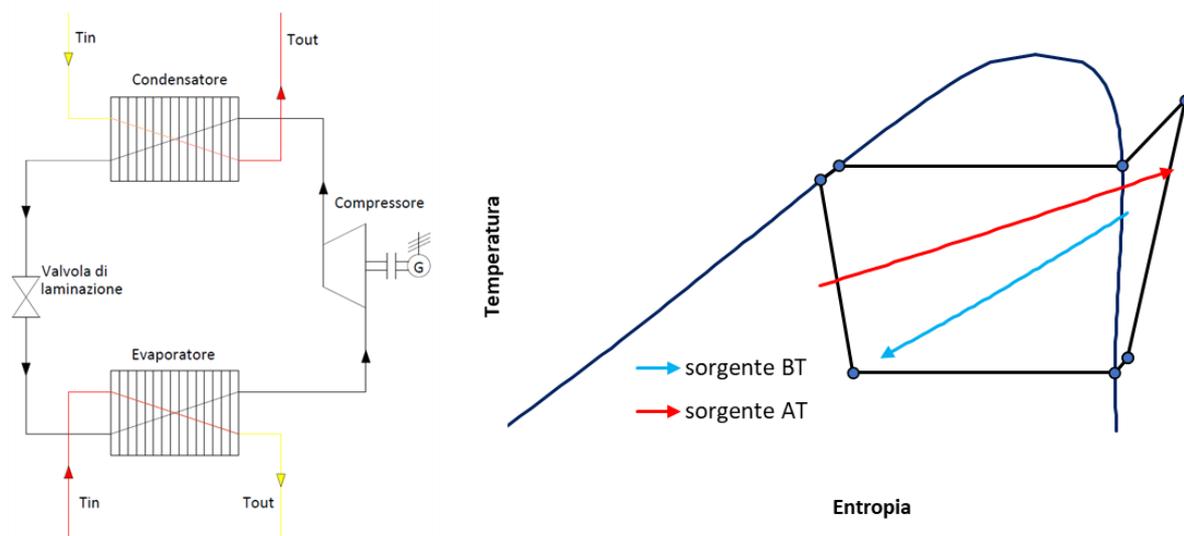


Figura 15: Layout e ciclo termodinamico

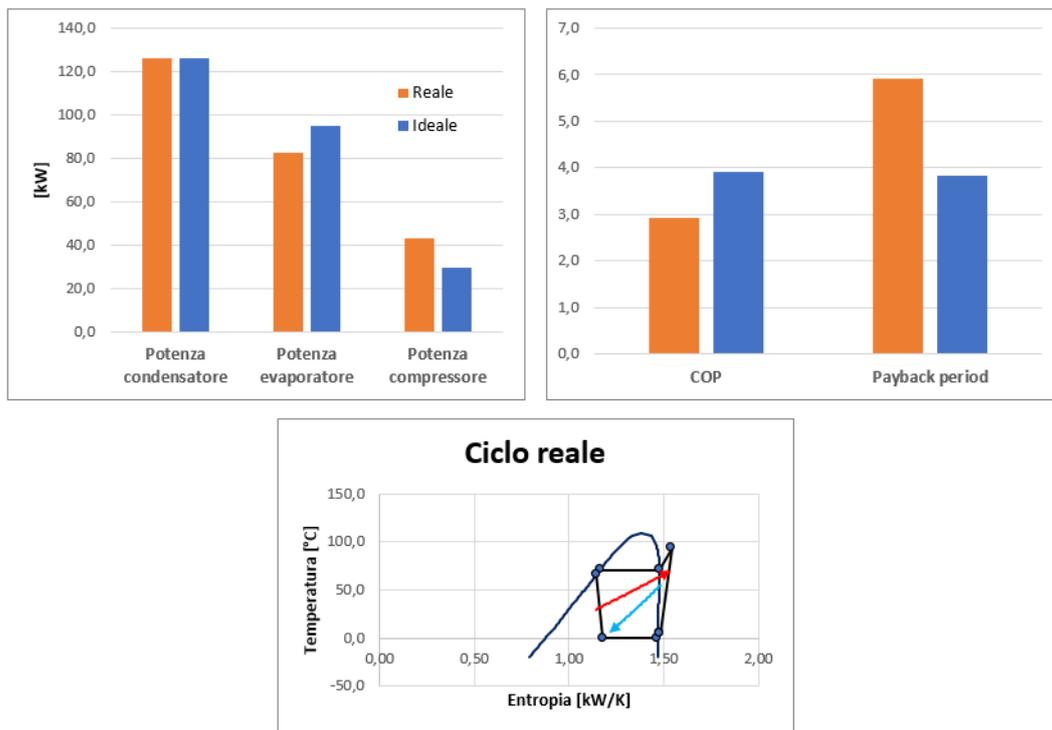
Il modello di calcolo utilizzato per la valutazione delle prestazioni di pompe di calore a compressione è stato sviluppato con una struttura analoga a quella utilizzata per gli ORC su piattaforma Excel.

**Tabella 3: Dati di input del modello per pompe di calore a compressione**

<b>Input interni</b>		<b>Input esterni</b>	
<i>Impianto ORC</i>		<i>Sorgente fredda</i>	
Tipo di fluido refrigerante	-	Tipo fluido	-
Rendimento compressore	-	Temperatura ingresso	°C
DT minimo evaporatore	°C	Temperatura uscita	°C
DT minimo condensatore	°C	Portata volumetrica	m <sup>3</sup> /h
DT surriscaldamento ingresso compressore	°C	<i>Sorgente calda</i>	
DT sottoraffreddamento uscita condensatore	°C	Tipo di fluido	-
<i>Analisi economica</i>		Temperatura ingresso	°C
Costo elettricità	€/kWh	Temperatura uscita	°C
Costo combustibile	€/Nm <sup>3</sup>		
Ore di funzionamento	h/anno		
Fattore di simultaneità	-		

I dati di input necessari sono visibili in Tabella 3. Anche in questo caso è possibile operare una distinzione tra input esterni, relativi alle sorgenti termiche, e input interni che riguardano prevalentemente parametri di impianto e parametri ausiliari per la valutazione economica dell'investimento. I parametri di impianto vengono utilizzati nel modello per la definizione dei punti caratteristici del ciclo in termini di pressione e temperatura, il calcolo delle potenze scambiate e in ultimo il coefficiente di prestazione della pompa di calore. Essi comprendono i valori delle minime differenze di temperatura negli scambiatori, il rendimento di compressione e i gradi di surriscaldamento e sottoraffreddamento rispettivamente in ingresso al compressore e in uscita dal condensatore. Gli input di carattere economico hanno la funzione di confrontare la pompa di calore in esame con una caldaia convenzionale che produce la stessa potenza termica. A tal fine è necessario definire un costo dell'elettricità e del combustibile oltre alle ore di funzionamento annue e un fattore di simultaneità delle sorgenti utilizzate per la valutazione del ritorno dell'investimento.

La procedura di calcolo per la valutazione delle prestazioni fa uso di una doppia struttura iterativa. Una struttura iterativa interna è necessaria per la valutazione dei punti termodinamici del ciclo frigorifero e il rispetto dei vincoli imposti negli scambiatori. Una struttura esterna invece valuta le portate del fluido refrigerante e della sorgente calda. La procedura termina quando entrambe le subroutine vanno a convergenza. Il criterio di convergenza si basa sulla portata di sorgente fredda utilizzata. In particolare, il modello di calcolo varia la portata di sorgente calda prodotta, valutando ad ogni iterazione la portata di sorgente fredda necessaria. Quando quest'ultima risulta uguale a quella imposta il codice si arresta producendo i risultati in forma grafica (Figura 16) e tabellare. Il tutto viene avviato attraverso un pulsante nell'interfaccia utente collegato alla specifica macro.



**Figura 16: Output grafici modulo Pompe di calore: potenze scambiate, coefficienti di prestazione e ciclo termodinamico**

### 3.2.2 Struttura del modello

Il modello di calcolo viene gestito da due fogli principali. Il primo, rappresentato in Figura 17, rappresenta l'interfaccia utente da dove è possibile inserire gli input necessari e vedere i principali output del modello a valle del lancio della procedura di calcolo sviluppata.

Come già osservato in precedenza, gli input (rappresentati dalle celle in grigio) sono divisi per tipologia al fine di facilitarne l'inserimento. Occorre inserire dunque la tipologia di fluido frigorifero, il rendimento di compressione, i vincoli relativi allo scambio termico su condensatore ed evaporatore e le caratteristiche delle sorgenti utilizzate in termini di tipologia, pressioni e temperature. Terminata questa fase è possibile lanciare la procedura di calcolo attraverso il pulsante corrispondente. Gli output del modello vengono riassunti all'interno della tabella prestazioni.

La valutazione dei punti caratteristici del ciclo viene eseguita da un foglio di calcolo non accessibile all'utente data l'assenza di input da inserire. Come detto, la procedura si basa sull'individuazione delle pressioni e temperature caratteristiche del ciclo che consentano il rispetto dei vincoli imposti agli scambiatori. In particolare, si distinguono 4 casi distinti rappresentati schematicamente in Figura 18, differenziati a seconda del posizionamento del pinch point nel condensatore e nell'evaporatore. Nel condensatore il pinch point può cadere internamente (caso a) o esternamente (caso b). Nell'evaporatore invece esso può verificarsi lato ingresso refrigerante (caso c) o lato ingresso sorgente (caso d). La procedura itera sul valore della temperatura di condensazione (parte alta del ciclo) in un range definito dalle caratteristiche del fluido da riscaldare. Per ogni valore assunto all'interno del range si procede alla valutazione di tutti i punti del ciclo. Il parametro utilizzato per la convergenza del metodo risiede nel valore di entalpia del fluido refrigerante all'uscita del compressore. Quest'ultimo infatti può essere calcolato, imposta una temperatura di condensazione, sia da un bilancio energetico nel condensatore, sia conoscendo il rendimento di compressione e le condizioni del fluido in aspirazione al compressore. Quando la differenza tra i valori calcolati in questi due modi risulta inferiore ad una tolleranza, la struttura iterativa interna si chiude permettendo la valutazione della temperatura di condensazione esatta e l'identificazione del caso specifico, determinando in ultima analisi l'individuazione dei punti ciclo.

La macro MHP risolve invece la struttura iterativa esterna, necessaria per individuare le portate

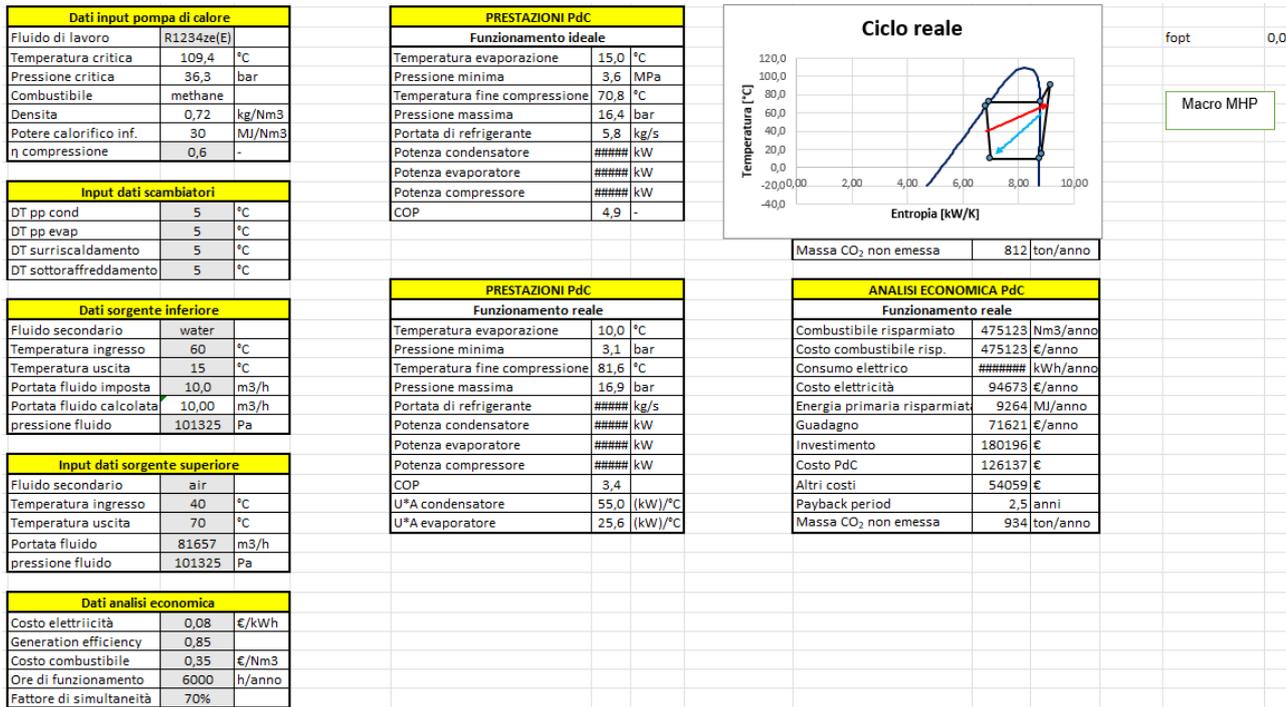


Figura 17: Interfaccia utente del modello per la valutazione di pompe di calore a compressione

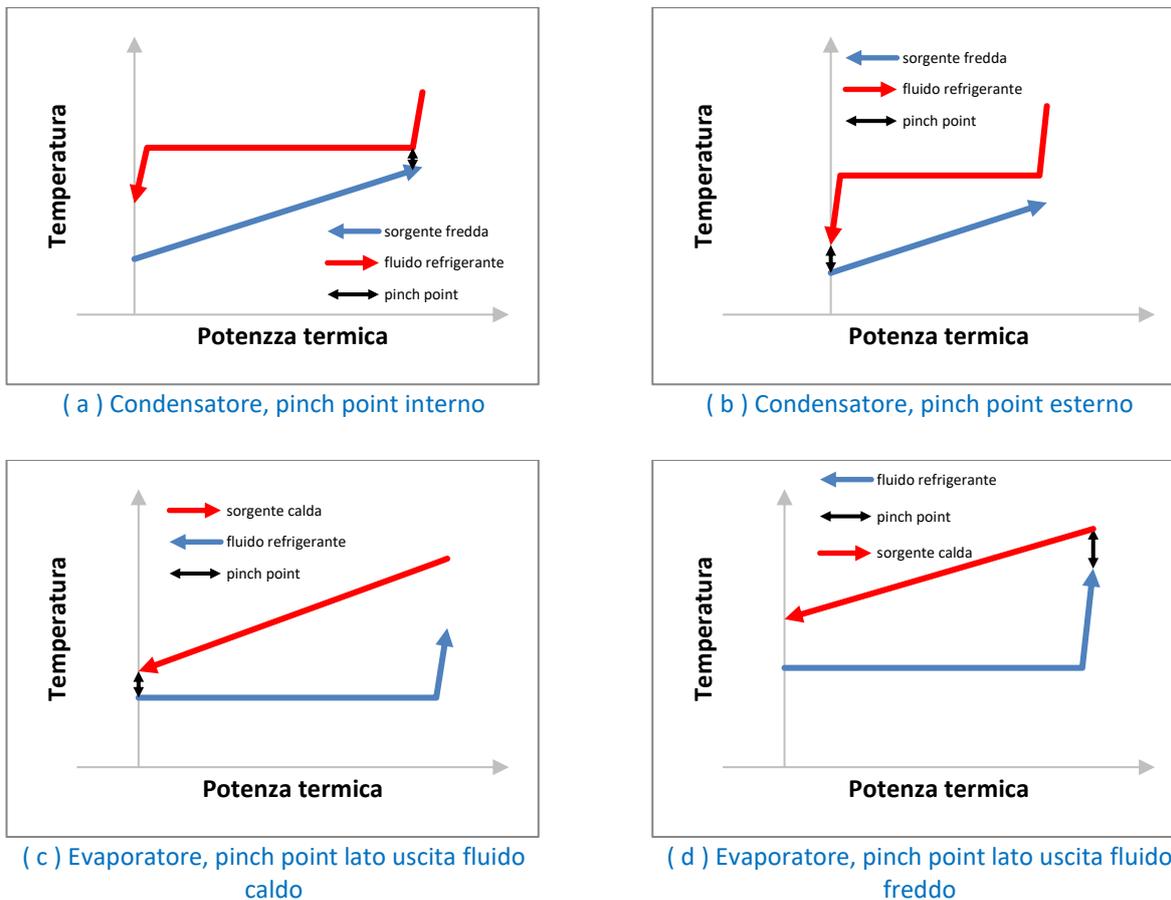


Figura 18: Esempi di posizionamento pinch point negli scambiatori

Noti i punti termodinamici del ciclo che consentono il rispetto dei vincoli imposti, la macro MHP consente di individuare le portate relative alle sorgenti esterne. Un algoritmo di ottimizzazione analogo a quello precedentemente esposto nel caso degli ORC itera sul valore della portata della sorgente al condensatore. La procedura si conclude quando la portata calcolata all'evaporatore risulta pari a quella imposta nella fase di input dati.

In ultima istanza il modello permette di confrontare le prestazioni della pompa di calore con quelle di una caldaia tradizionale.

C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	
										ANALISI ECONOMICA		
ciclo termodinamico - caso reale							<b>Qeond [kJ/kg]</b>	153,5	Combustibile			methane
<b>n</b>	<b>p</b>	<b>T</b>	<b>h</b>	<b>s</b>	<b>S</b>	<b>Q</b>	<b>Qevap [kJ/kg]</b>	99,6	Densità [kg/Nm3]			0,72
1	3,1	15,0	395,6	1,69	8,8	-1	<b>Le [kJ/kg]</b>	54,0	PM CO2			44
2 <sub>is</sub>	16,9	74,3	428,0	1,69	8,8	-1	<b>Peond wf [kW]</b>	801,30	PM CH4			16
2	16,9	91,4	449,5	1,75	9,1	-1	<b>Pevap wf [kW]</b>	519,54	Hi[MJ/Nm3]			30
2'	16,9	72,3	425,2	1,68	8,8	1	<b>Pcomp [kW]</b>	281,76	q [Nm3/s]			0,0314
3'	16,9	72,3	304,2	1,33	7,0	0	<b>COP [-]</b>	2,8	Combustibile risparmiato [Nm3]			475123
3	16,9	67,3	296,0	1,31	6,8	-1			MCH4[kg]			339785
4	3,1	10,0	296,0	1,34	7,0	0,47			MCO2 [kg]			934409
4'	3,1	10,0	391,0	1,68	8,7	1			Fuel savings [€]			166293
1	3,1	15,0	395,6	1,69	8,8	-1			E compressore [kWh]			1183407
									Costo elettricità [€/kWh]			94672,6
									Risparmio energia primaria [kWh]			9264
									Financial savings [€]			71621
									Costo investimento [€]			180196
									Payback period			2,5

Figura 19: Parametri di confronto per analisi economica su pompe di calore

A partire dalla potenza scambiata al condensatore e dal numero di ore operative dell'impianto si valuta l'energia termica prodotta. Da questa è possibile ricavare la corrispondente quantità di metano e il relativo costo. Quest'ultimo viene confrontato con il costo dell'energia elettrica assorbita dal compressore al fine di valutare il ritorno dell'investimento iniziale valutato attraverso le relazioni ricavate da [7]. Gli input necessari per questa valutazione possono essere inseriti nell'interfaccia utente principale, nella tabella "Dati analisi Economica" e riguardano principalmente i costi di metano ed elettricità e il numero di ore operative.

### 3.2.3 Integrazione nella rete HEN

Per l'integrazione con i restanti moduli è stata seguita la stessa filosofia adottata per il modulo ORC. L'integrazione avviene a monte della procedura di ottimizzazione della rete. I fluidi di processo vengono analizzati uno ad uno osservando i fluidi caldi con temperature e potenze scambiabili idonee per l'utilizzo con pompe di calore a compressione. I vincoli imposti da verificare riguardano la temperatura di ingresso del fluido caldo e la potenza termica scambiabile. Per quanto riguarda il primo vincolo, le pompe di calore riescono a sfruttare sorgente a più bassa temperatura rispetto ai sistemi ORC, di conseguenza nel codice vengono presi in considerazione soltanto i fluidi caldi con una temperatura in ingresso inferiore a 60 °C e una potenza termica da scambiare superiore a 10 kW. La temperatura minima di uscita del fluido dall'evaporatore della pompa di calore è stata fissata a 5°C così da permettere livelli di pressione idonei all'ingresso del compressore. La temperatura di uscita del fluido individuata risulterà dunque pari alla temperatura massima tra quella di progetto e il suddetto vincolo.

Anche in questo caso, a valle di questa prima scrematura dei fluidi non idonei, viene avviata una procedura di verifica delle potenze scambiabili internamente tra i fluidi rimasti, al fine di non depauperare le potenzialità di scambio termico interno tra fluidi di processo della rete. Il principio è analogo a quello descritto nel caso dei sistemi ORC. Si riporta un diagramma a blocchi in Figura 20.

Una volta individuato il fluido il codice procede a copiare le sue caratteristiche tra gli input della sorgente fredda. La successiva fase di input dati può essere fatta manualmente o con l'utilizzo di input predefiniti.

La macro procede in seguito all'avvio della procedura iterativa, la valutazione dei risultati e l'aggiornamento delle caratteristiche dei fluidi di processo prima del progetto della rete in condizioni di massimo recupero energetico.

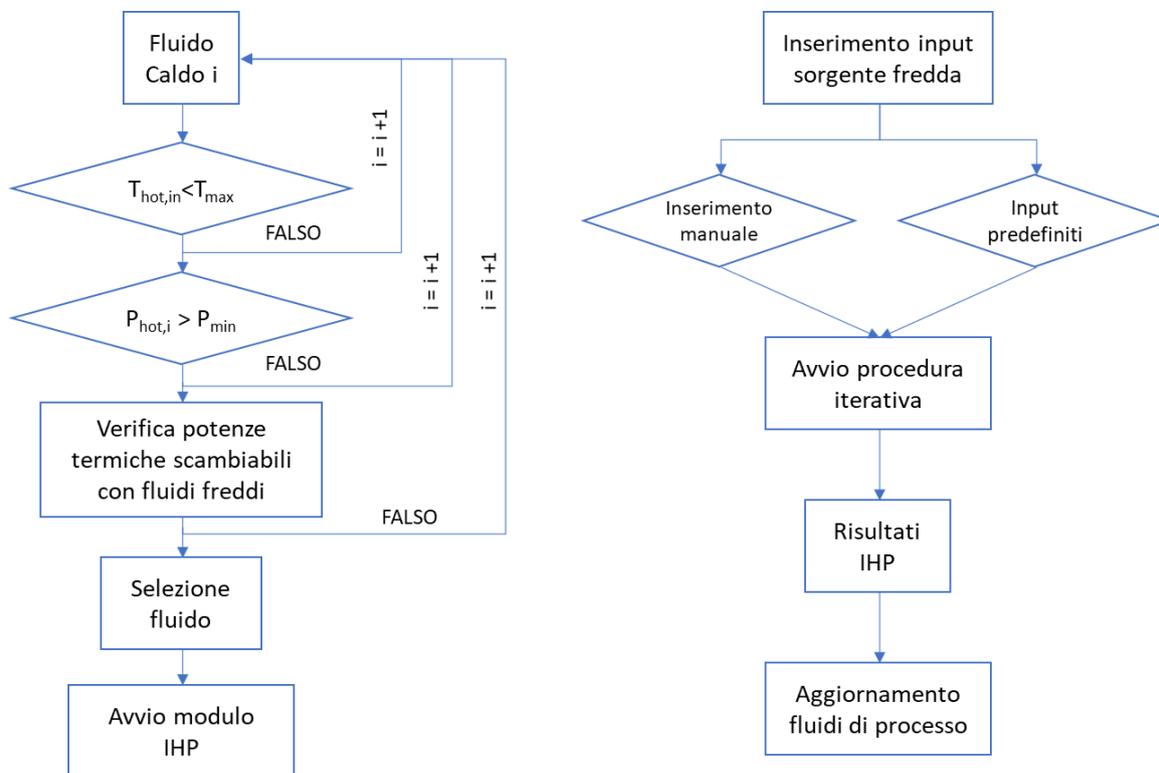


Figura 20: Diagramma di flusso della procedura di integrazione di pompe di calore industriali

## 4 Casi di studio

Per poter validare il software elaborato sono state effettuate diverse simulazioni di casi reali, in questo report riportiamo un caso di studio più semplice a fini esemplificativi e una analisi completa effettuata per il processo di trattamento del latte.

### 4.1 Caso di studio esemplificativo

Al fine di meglio illustrare il funzionamento del software elaborato è riportato un caso di studio base. In una prima fase si effettua una progettazione della rete in condizioni di MER design e successivamente viene valutata una integrazione con un sistema ORC.

La rete che si vuole progettare in condizioni di MER design prevede la presenza 4 fluidi: 2 caldi e 2 freddi, le caratteristiche di ognuno sono riportate nella Tabella 4.

Tabella 4 Dati di input della rete da progettare

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura a uscita °C	Portata massica kg/s	Capacità termica kW/K	Coefficiente convettivo W/m <sup>2</sup> K	Calore specifico kJ/kgK	Potenza termica kW	Tipo fluido	T ingresso aggiustata °C	T uscita aggiustata °C
S1	400,00	310,00	1,00	2,00	500,00	2,00	180,0	HOT	395,00	305,00
S2	300,00	390,00	1,00	1,80	750,00	1,80	162,0	COLD	305,00	395,00
S3	330,00	370,00	1,00	4,00	600,00	4,00	160,0	COLD	335,00	375,00
S4	450,00	350,00	1,00	1,00	800,00	1,00	100,0	HOT	445,00	345,00

Il software provvede ad effettuare il progetto ottimizzato della rete applicando la PT. Dopo aver completato sia l'approccio grafico che quello analitico, che permettono di ricavare la curva cumulativa globale (Figura 21) e il diagramma a cascata (Figura 22), viene individuato il  $\Delta T_{pp}$  che è pari a  $10^{\circ}\text{C}$ . La potenza termica scambiata nella rete sarà di 274 kW, mentre quella con le utenze esterne è di 54 kW. La superficie totale degli scambiatori sarà di  $44 \text{ m}^2$ , nella Tabella 5 sono riportati i risultati della PT applicata ai fluidi dati in input.

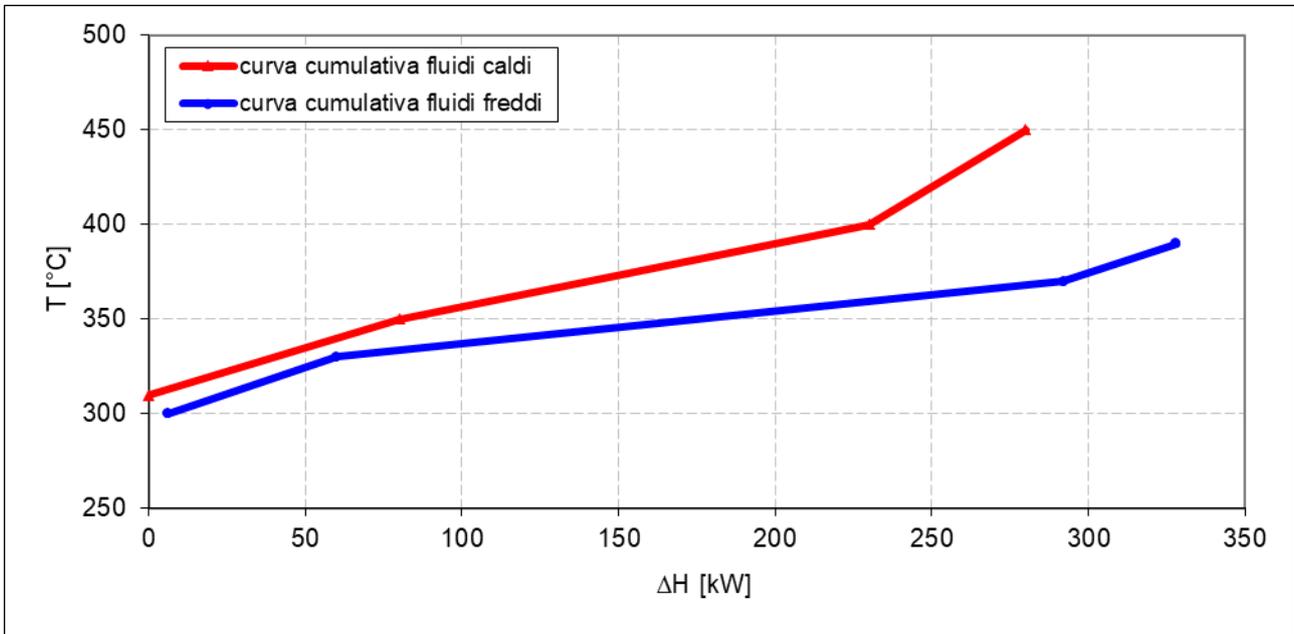


Figura 21 Approccio grafico, curva cumulativa globale

<b>APPROCCIO ANALITICO - TABELLA A CASCATA</b>							
Temperatura aggiustata °C	Intervallo temperatura	$T_{(i+1)}-T_i$ °C	$mCp_{net}$ kW/K	Bilancio netto nell'intervallo kW		Bilancio cumulativo	Bilancio cumulativo modificato
445,00				▼		0	-48,0
395,00	1	50,00	-1,0	-50,00	surplus	-50,0	-98,0
375,00	2	20,00	-1,2	-24,00	surplus	-74,0	-122,0
345,00	3	30,00	2,8	84,00	demand	10,0	-38,0
335,00	4	10,00	3,8	38,00	demand	48,0	0,0
305,00	5	30,00	-0,2	-6,00	surplus	42,0	-6,0

Figura 22 Grafico a cascata - output dell'approccio analitico

Tabella 5 Risultati della PT

<b>RISULTATI PINCH TECHNOLOGY</b>			
DTmin	$\Delta T_{min}$	[°C]	10
Tcc,pinch	$T_{cc,pinch}$	[°C]	330
Thc,pinch	$T_{hc,pinch}$	[°C]	340
Qhu,min	$Q_{hu,min}$	[kW]	48
Qcu,min	$Q_{cu,min}$	[kW]	6
Qhx,max	$Q_{hx,max}$	[kW]	274
AHEN	$A_{HEN}$	[m <sup>2</sup> ]	44
Cfix	$C_{fix}$	[€/a]	12966
Cvar	$C_{var}$	[€/a]	6176
Ctot	$C_{tot}$	[€/a]	19142
Qhx,ceduta	$Q_{hx,ceduta}$	[kW]	274
Qhx,acquisita	$Q_{hx,acquisita}$	[kW]	274

Il software permette il disegno della rete progettata, in particolare tutte le informazioni vengono graficate e riportate automaticamente in maniera che siano di facile comprensione, le linee rosse indicano i fluidi caldi, quelle blu i fluidi freddi. Il singolo fluido è identificato dal numero nel quadrato all’inizio della linea e le due linee verticali identificano il pinch point. Gli scambiatori sono rappresentati con un cerchio, quelli esterni sono posti a valle della freccia del fluido mentre quelli interni sono sulla linea orizzontale rappresentativa del singolo fluido di processo. Gli scambiatori responsabili del recupero energetico sono facilmente individuabili poiché si tratta di una coppia di cerchi (posizionati sui fluidi di processo interessati allo scambio di calore) collegati con un segmento verticale indicativo dello scambio termico. Ogni scambiatore riporta come informazione grafica la potenza termica scambiata, le temperature di ingresso e quelle di uscita come rappresentato in Figura 23.

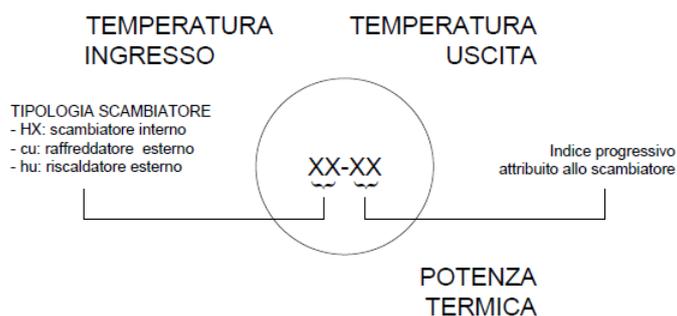


Figura 23: Dettagli parametri scambiatori rappresentati nel disegno della rete

La rete progettata dal software al fine di rispettare i dettami della PT è riportata in Figura 24. Essa prevederà 3 scambiatori interni e 3 esterni, quello più grande è lo scambiatore hx-02 che trasferisce 120 kW tra due fluidi di processo, il più piccolo è il riscaldatore esterno hu-02.

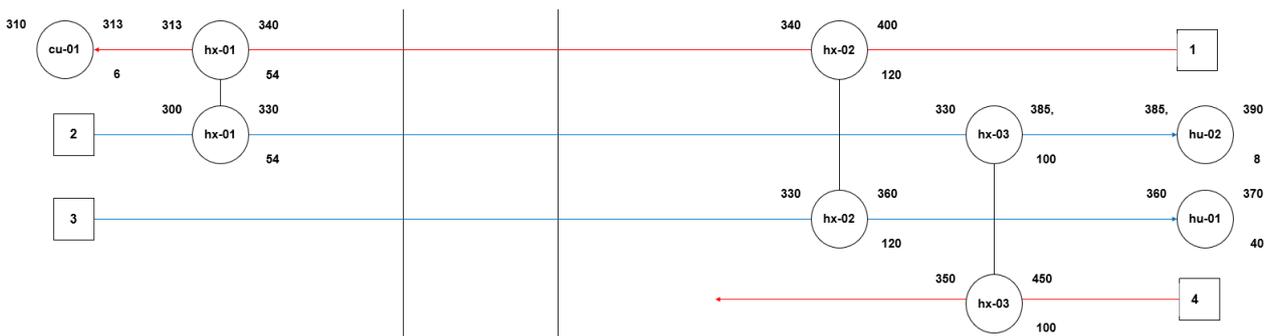


Figura 24 Progetto della rete in condizioni di MER design

Partendo dai dati di input, che rappresentano specifiche di progetto, è stata anche valutata l'opportunità di integrazione con un ORC. In questo caso l'integrazione coinvolge completamente il fluido 4, che viene rimosso dalla Tabella 6 degli input in quanto il processo di progettazione della rete in condizioni di MER design non lo coinvolgerebbe. In questo caso viene inserito un ORC di potenza utile 12,90 kW il cui costo stimato è di circa 5600 €.

Tabella 6 Dati di input con integrazione ORC

Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura a uscita °C	Portata massica kg/s	Capacità termica kW/K	Coefficiente convettivo W/m <sup>2</sup> K	Calore specifico kJ/kgK	Potenza termica kW	Tipo fluido	T ingresso aggiustata °C	T uscita aggiustata °C
S1	400,00	310,00	1,00	2,00	500,00	2,00	180,0	HOT	395,00	305,00
S2	300,00	390,00	1,00	1,80	750,00	1,80	162,0	COLD	305,00	395,00
S3	330,00	370,00	1,00	4,00	600,00	4,00	160,0	COLD	335,00	375,00

A parità di pinch point si effettua il progetto della rete in condizioni di massimo recupero energetico e si ottiene una situazione differente rispetto alla precedente. La potenza scambiata con l'esterno aumenta passando da 54 a 154 kW, mentre quella interna è di appena 174 kW (i risultati sono riportati nella Tabella 7). Il numero di scambiatori interni è diminuito di una unità, mentre quelli esterni sono rimasti 3. Lo scambiatore esterno, che nel caso precedente scambiava solo 8 kW, ora ne scambia 108 kW. La rete viene comunque raffigurata dal software con tutte le info necessarie per l'analisi e per la comprensione come riportato in Figura 25.

Tabella 7 Risultati della PT con integrazione ORC

<b>RISULTATI PINCH TECHNOLOGY</b>			
DTmin	$\Delta T_{min}$	[°C]	10
T <sub>cc,pinch</sub>	T <sub>cc,pinch</sub>	[°C]	330
T <sub>hc,pinch</sub>	T <sub>hc,pinch</sub>	[°C]	340
Q <sub>hu,min</sub>	Q <sub>hu,min</sub>	[kW]	148
Q <sub>cu,min</sub>	Q <sub>cu,min</sub>	[kW]	6
Q <sub>hx,max</sub>	Q <sub>hx,max</sub>	[kW]	174
AHEN	A <sub>HEN</sub>	[m <sup>2</sup> ]	36
C <sub>fix</sub>	C <sub>fix</sub>	[€/a]	10451
C <sub>var</sub>	C <sub>var</sub>	[€/a]	18286
C <sub>tot</sub>	C <sub>tot</sub>	[€/a]	28736
Q <sub>hx,ceduta</sub>	Q <sub>hx,ceduta</sub>	[kW]	174
Q <sub>hx,acquisita</sub>	Q <sub>hx,acquisita</sub>	[kW]	174

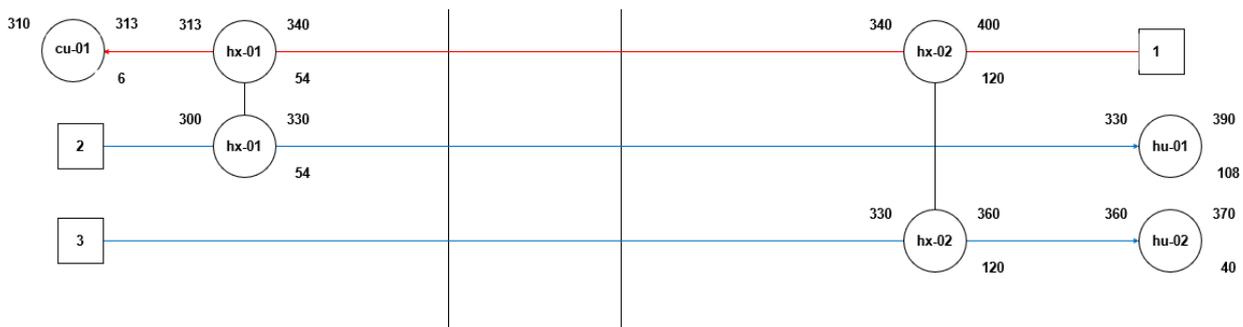


Figura 25 Progetto della rete in condizioni di MER design con integrazione di un ORC

Nel caso appena descritto con l'integrazione, nonostante si debba acquistare uno scambiatore in meno, i costi salgono a causa della presenza di uno scambiatore molto più grande, si passa da un costo totale di 19140 € (Tabella 5) a 28740 € (Tabella 7). L'installazione dell'ORC, tuttavia, permette un ulteriore vantaggio: considerando un costo di 0,23 €/kWh [8], un funzionamento di 7000 ore annue è possibile stimare il ricavo dato dalla produzione elettrica pari a 20770 €. Pertanto, per valutare l'eventuale investimento, considerando anche il costo dell'ORC di 5600 €, si ha un tempo di ritorno di meno di un anno.

#### 4.2 Caso di studio del processo di trattamento del latte

Il caso di studio riguarda il processo di trattamento del latte, in particolare si è analizzata la lavorazione del latte e la produzione dallo stesso di panna al 40% e del latticello. Il latte entra ed esce dal processo produttivo a 10°C, ma raggiunge temperature di 40°C effettuando uno scambio termico con acqua calda in una prima fase e successivamente viene raffreddato con acqua glicolata. Successivamente lo stesso latte, viene trattato tramite un affioratore dando origine a latte e panna al 20%, entrambi i fluidi si trovano ad una temperatura di 10 °C. La panna al 20%, attraverso la rete di scambiatori, effettua numerosi scambi termici con la panna al 40%, con il latticello, con la panna al 20% e con una utenza esterna calda, raggiungendo durante il processo la temperatura di 90°C. Questo fluido poi, raffreddato a 55°C entra in una centrifuga che effettua il processo di separazione di latticello a 55°C e panna 40% sempre a 55°C. Entrambi i prodotti finali, panna al 40% e latticello, dopo ulteriori scambi termici, escono dalla rete a 5°C.

Questa rete è parte di un processo altamente consolidato reso efficiente con il passare degli anni; nonostante questo, l'utilizzo della metodologia e del software implementato hanno permesso un apprezzabile miglioramento delle prestazioni.

Nella Figura 26 è riportato, in maniera schematica, l'impianto di trattamento del latte con i 4 fluidi principali e le temperature massime e minime raggiunte da ognuno. Il latte (rappresentato in azzurro) ha come temperatura minima 10 °C e massima 40°C; la panna 20% (fluido in rosso) partendo da 10°C in corrispondenza dell'affioratore raggiunge i 90°C, per poi essere raffreddata fino a 55°C prima di alimentare la centrifuga; il latticello (fluido in verde) da una temperatura di 55°C arriva fino a 5°C, mentre la panna 40% (fluido giallo) ha una temperatura che varia da 55°C a 5°C. Nell'impianto sono presenti 4 scambiatori di calore interni, 3 refrigeratori esterni e 2 riscaldatori. Lo scambiatore più importante della rete è quello interno da 735,7 kW che prevede il coinvolgimento del latte sia come fluido da riscaldare (da 10°C a 37°C) che come fluido da raffreddare (da 40°C a 13°C). Tutti gli altri scambiatori, sia interni che esterni hanno una potenza termica notevolmente inferiore (Tabella 8).

Per poter procedere all'utilizzo del software si devono quindi andare ad individuare i fluidi di processo e le caratteristiche di ognuno. In questo caso si identificano 6 fluidi di processo (Tabella 9): i fluidi 1 e 2 corrispondono al latte (da riscaldare e raffreddare rispettivamente), il 4 e 5 alla panna al 20% (da riscaldare/raffreddare) il 6 alla panna al 40% (da raffreddare) e il 3 al latticello (da raffreddare).

**Tabella 8 Elenco e potenza degli scambiatori presenti nella rete esistente (la nomenclatura degli scambiatori viene automaticamente data dal software)**

Nome scambiatore	Potenza termica [kW]
hx-01	44,2
hx-02	735,7
hx-03	20,2
hx-04	18,9
cu-01	81,8
cu-02	16,2
cu-03	7,8
hu-01	81,7
hu-02	17,7

**Tabella 9 Identificazione dei fluidi della rete esistente**

Fluido	Numero fluido
Latte	1 e 2
Panna 20%	4 e 5
Panna 40%	6
Latticello	3

Fra gli input necessari per procedere ai calcoli, si dovranno indicare nel foglio “input” le rispettive temperature di ingresso e uscita, la portata massica, il coefficiente convettivo e il calore specifico; la capacità termica, la potenza termica e il tipo di fluido vengono ricavati automaticamente, in particolare per le prime due grandezze si usano le relazioni riportate di seguito:

$$C_{th} = c_p \cdot \dot{m} \quad (1)$$

$$\dot{Q} = C_{th} \cdot (T_{in} - T_{out}) \cdot (+1) \quad \text{se fluido caldo} \quad (2)$$

$$\dot{Q} = C_{th} \cdot (T_{in} - T_{out}) \cdot (-1) \quad \text{se fluido freddo} \quad (3)$$

Nella Tabella 10 sono riportate tutte le grandezze necessarie per utilizzare il software.

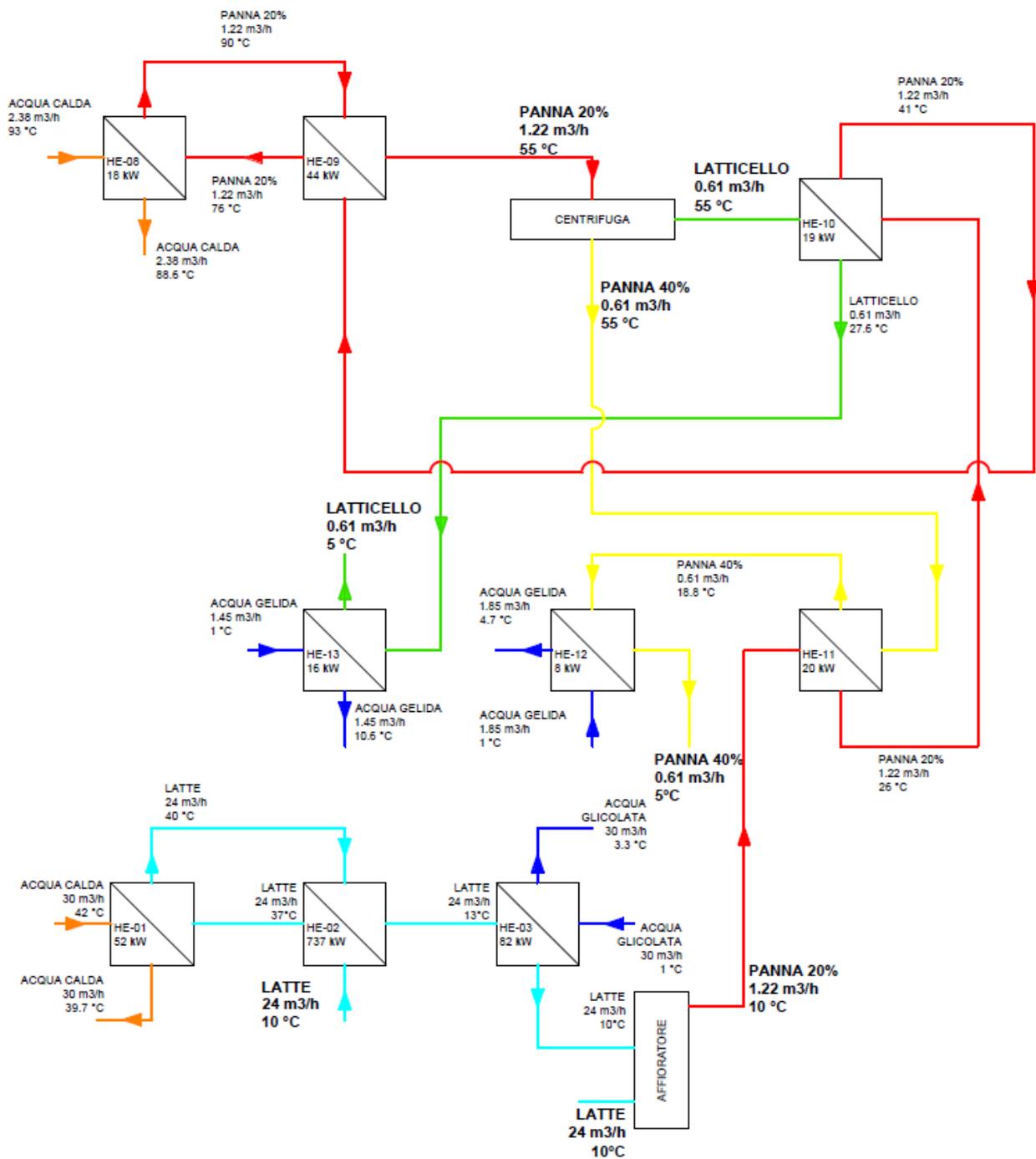
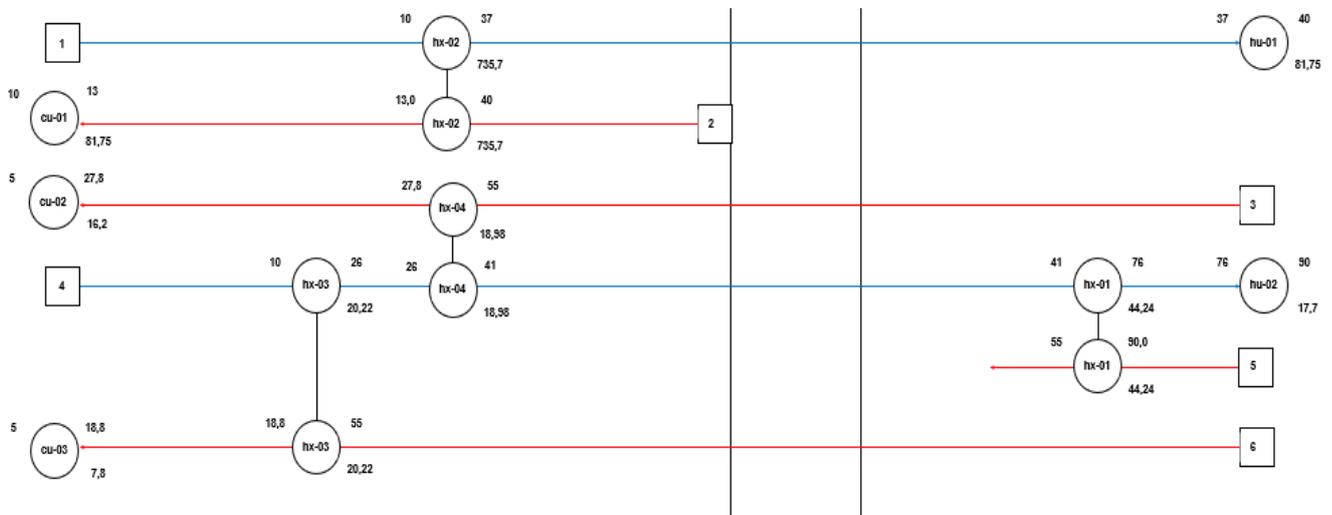


Figura 26: Schema della rete esistente del processo di trattamento del latte

**Tabella 10 Caratteristiche della rete esistente**

Codice fluido	Temperatura ingresso	Temperatura uscita	Portata massica	Capacità termica	Coefficiente convettivo	Calore specifico	Potenza termica	Tipo fluido
-	°C	°C	kg/s	kW/K	W/m <sup>2</sup> K	kJ/kgK	kW	-
S1	10,00	40,00	7,00	27,25	300	3,89	817,5	COLD
S2	40,00	10,00	7,00	27,25	300	3,89	817,5	HOT
S3	55,00	5,00	0,17	0,71	300	4,19	35,5	HOT
S4	10,00	90,00	0,34	1,26	300	3,77	101,1	COLD
S5	90,00	55,00	0,34	1,26	300	3,77	44,2	HOT
S6	55,00	5,00	0,17	0,56	300	3,35	28,1	HOT



**Figura 27: Disegno della rete esistente tramite software**

Al termine dell’inserimento dei dati di input è possibile effettuare, procedendo in maniera automatica attraverso il software, un disegno della rete esistente secondo lo schema tipico adottato nella PT, molto più funzionale rispetto agli schemi di impianto tradizionali. La rete in questa raffigurazione è di facile lettura poiché in azzurro sono riportati i fluidi freddi che tendono a scaldarsi e in rosso quelli caldi che tendono a raffreddarsi. Il numero del fluido è rappresentato dal quadrato all’inizio della linea che lo rappresenta e le due linee verticali identificano il pinch point. Gli scambiatori sono rappresentati con un cerchio, quelli esterni sono posti a valle della freccia del fluido mentre quelli interni sono sulla linea orizzontale rappresentativa del singolo fluido di processo. Gli scambiatori che consentono di realizzare un recupero energetico sono facilmente individuabili poiché si tratta di una coppia di cerchi collegati con un segmento verticale che è rappresentativo del trasferimento di calore tra i due fluidi di processo coinvolti. Ogni scambiatore riporta come informazione grafica la potenza termica scambiata, le temperature di ingresso e quelle di uscita (Figura 23). In questo caso la rete in esame è riportata nella Figura 27 e riassume tutte le informazioni di input della Tabella 10.

### 4.3 Ottimizzazione della rete HEN esistente

Una volta riportati gli input necessari nel foglio “input” il software è in grado di eseguire l’ottimizzazione della rete individuando un  $\Delta T_{pp}$  minimo. In questo caso la rete ottimizzata presenta un valore di  $\Delta T_{min}$  di 3°C, una potenza termica scambiata internamente di 833 kW e di 85 kW e 92 kW scambiati con l’esterno, le caratteristiche sono al meglio esplicitate nella Tabella 11 .

Tabella 11 Risultati del calcolo di PT

<b>RISULTATI PINCH TECHNOLOGY</b>			
DTmin	$\Delta T_{min}$	[°C]	3
Tcc,pinch	$T_{cc,pinch}$	[°C]	37
Thc,pinch	$T_{hc,pinch}$	[°C]	40
Qhu,min	$Q_{hu,min}$	[kW]	85
Qcu,min	$Q_{cu,min}$	[kW]	92
Qhx,max	$Q_{hx,max}$	[kW]	833
AHEN	$A_{HEN}$	[m <sup>2</sup> ]	1736
Cfix	$C_{fix}$	[€/a]	19899
Cvar	$C_{var}$	[€/a]	15924
Ctot	$C_{tot}$	[€/a]	35823
Qhx,ceduta	$Q_{hx,ceduta}$	[kW]	833
Qhx,acquisita	$Q_{hx,acquisita}$	[kW]	833

Si passa da una rete originale con 4 scambiatori interni e 5 esterni a una rete ottimizzata con 7 scambiatori interni e 5 esterni. La rete con massimo recupero energetico risulta sicuramente di maggiore complessità rispetto a quella iniziale, in particolare, due fluidi (1 e 2) subiscono una ripartizione in parallelo che coinvolge 5 scambiatori. La rete modificata, pur nella sua complessità evidenziata nella Figura 28, è comunque elaborata e ottenuta in maniera automatica attraverso il software. La semplicità della rappresentazione permette di rendere comprensibili anche reti complesse come quella in esame.

Per questa particolare casistica è stato effettuato un confronto importante fra la rete in condizioni di MER design e quella non ottimizzata. Analizzando gli scambiatori in gioco, in particolare le potenze termiche, è possibile valutare una riduzione della potenza termica scambiata con l'esterno a vantaggio dello scambio termico interno (Tabella 12).

Tabella 12 Confronto rete originale e rete in condizioni di MER design

	Rete originale [kW]	Rete in condizioni di MER [kW]
Qhx	819,2	833,2
Qhu	99,5	85,4
Qcu	105,8	92,1

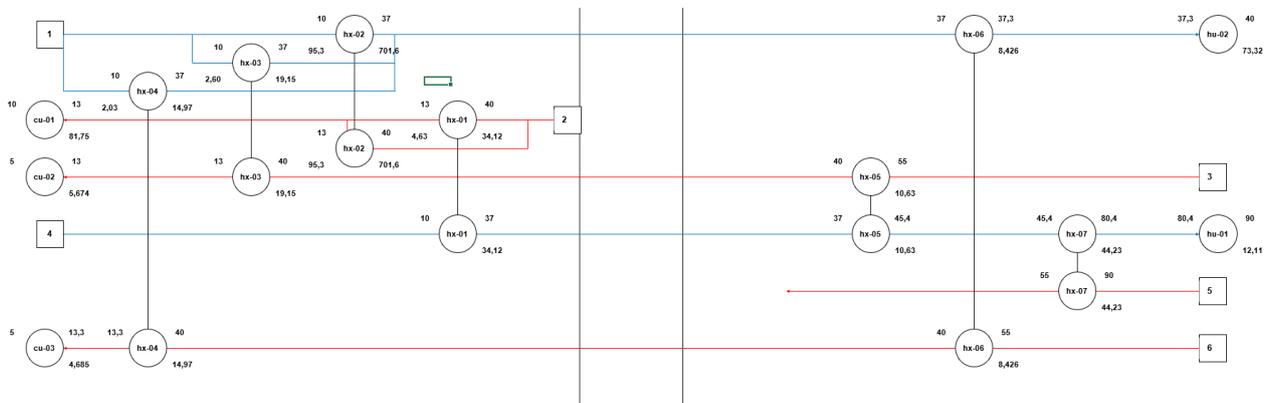


Figura 28 Disegno della rete ottimizzata

#### 4.4 Calcolo dei costi

Per poter effettuare una analisi completa della rete esistente e di quella ottimizzata è necessario condurre una analisi degli investimenti necessari per effettuare l'intervento di ottimizzazione e del tempo di ritorno degli stessi. In questo caso particolare, confrontando le caratteristiche degli scambiatori esistenti con quelli derivanti dall'ottimizzazione si nota che 4 scambiatori possono essere riutilizzati nella rete ottimizzata, consentendo di coprire gli scambi termici richiesti da 3 dei 7 scambiatori individuati in condizioni di MER design. In questa fase, non essendo stato possibile automatizzare del tutto la procedura, è richiesto l'intervento attivo dell'utente: per valutare quanti e quali scambiatori sarà possibile riutilizzare non è infatti sufficiente paragonare le potenze termiche, ma sarà importante tener conto anche delle superfici di scambio termico. Come riportato nella Tabella 13 notiamo che lo scambiatore più grande può essere riutilizzato poiché si passa da una potenza di 735,7kW a 701,7 kW, questo sicuramente rappresenta un enorme vantaggio, poiché se si dovesse optare per la sostituzione dello scambiatore più grande si rischierebbe di avere dei costi eccessivi. Lo scambiatore hx-02 copre le richieste dello hx-02<sub>mer</sub>, hx-03 viene utilizzato come hx-06<sub>mer</sub>, mentre hx-01 e hx-04 in serie coprono la potenza dello scambiatore hx-07<sub>mer</sub>. Questo implica che dei 7 scambiatori della rete ottimizzata, saranno da acquisire come nuovi soltanto 4 scambiatori.

**Tabella 13 Caratteristiche degli scambiatori nella rete originale e in quella ottimizzata**

Rete originale				Rete in MER design			
	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]		Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]
Hx-01	44,2	14	10,5	Hx-01 <sub>mer</sub>	34,1	3	37,9
Hx-02	735,7	3	817,5	Hx-02 <sub>mer</sub>	701,7	3	779,6
Hx-03	20,2	17,8	3,8	Hx-03 <sub>mer</sub>	19,2	3	21,6
Hx-04	18,8	12	4,9	Hx-04 <sub>mer</sub>	15,0	3	16,6
				Hx-05 <sub>mer</sub>	10,6	3	11,8
				Hx-06 <sub>mer</sub>	8,4	7,4	3,8
				Hx-07 <sub>mer</sub>	44,2	9,6	15,4

Al fine di effettuare il calcolo dei costi è stata utilizzata la seguente relazione[9]:

$$C_{hx} = a + b \cdot A^c$$

con  $a$ ,  $b$  e  $c$  coefficienti ed  $A$  la superficie di scambio di ogni scambiatore [10][11].

Per individuare i valori di questi parametri sono state analizzate diverse pubblicazioni [12]–[15] ed effettuati degli adeguamenti con metodologia CEPCI, che permette di aggiornare i costi degli impianti di processo a partire da valori noti in un anno di riferimento (in particolare sono stati aggiornati i valori di costo presi in considerazione nelle relazioni delle annualità precedenti). Tramite una interpolazione di tutti i valori individuati ne sono stati scelti alcuni più significativi: nel foglio “info” si può scegliere una delle 6 combinazioni di parametri di costo che sono state individuate, oppure optare per un inserimento manuale dei 3 valori di  $a$ ,  $b$  e  $c$ . Nella Tabella 14 sono riportati i parametri individuati durante lo studio.

**Tabella 14 Valori dei parametri di costo. La colonna 5 è l'aggiornamento tramite metodologia CEPCI della colonna 4**

a	12500	6897,6	187,5	224,8	1309,0	292,3
b	1000	1379,5	25	29,9	512,2	383,1
c	0,8	0,7	0,81	0,81	0,73	0,71

Per il caso in esame sono stati utilizzati i parametri evidenziati nella Tabella 14 poiché i più vicini ai costi energetici e tecnologici attuali. L'acquisto di questi 4 scambiatori implica una spesa di 14804 €, considerando i costi variabili in caso di rete originale e in condizione di MER design si ha un risparmio di circa 2500 € e un conseguente tempo di ritorno semplice degli investimenti di circa 6 anni (Tabella 15 e Tabella 16).

**Tabella 15 Caratteristiche e costo dei nuovi scambiatori**

Scambiatore	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	A [m <sup>2</sup> ]	Chx [€]
Hx-01 <sub>mer</sub>	34,1	3	37,9	5434
Hx-03 <sub>mer</sub>	19,2	3	21,6	3695
Hx-04 <sub>mer</sub>	15,0	3	16,6	3147
Hx-05 <sub>mer</sub>	10,6	3	11,8	2528
			<b>TOTALE</b>	<b>14804</b>

**Tabella 16 Analisi dei costi e del Tempo di Ritorno dell'investimento**

Cfix	14804 €
Cvar <sub>mer</sub>	15923 €
Cvar <sub>orig</sub>	18446 €
risparmio	2522 €
TR	<b>5,9</b>

#### 4.5 Integrazione della rete HEN esistente con ORC

L'integrazione della rete HEN esistente con la tecnologia ORC può essere effettuata attraverso la procedura delineata nel paragrafo 3.1.3. In riferimento alle condizioni di progetto rappresentate in Tabella 10, la procedura in via preliminare esclude dall'integrazione tutti i fluidi freddi (COLD). Successivamente, per quanto riguarda i rimanenti fluidi caldi (HOT), dal cui raffreddamento è possibile produrre energia meccanica ed elettrica attraverso un impianto ORC, si valutano le temperature di ingresso confrontandole con le temperature limite considerate come vincoli. Nel caso specifico vengono esclusi i fluidi 3, 4 e 6 che presentano temperature di ingresso inferiori a 90 °C. L'unico fluido idoneo sotto questo punto di vista è il 5, che presenta una temperatura proprio pari alla temperatura limite. A questo punto il fluido viene importato all'interno del modello ORC, imponendo una temperatura di uscita. Quest'ultima viene posta pari al massimo tra la temperatura di uscita di progetto (55 °C nel caso in esame) e la temperatura di uscita minima ammissibile (60 °C). Questo accorgimento risulta necessario dal momento che, fissando una temperatura di uscita troppo bassa, si aumenta il recupero termico ma ne risulta ridotto in maniera maggiore il rendimento dell'impianto, producendo in ultima istanza una riduzione della potenza elettrica prodotta. Una volta fissati questi parametri, il software procede all'aggiornamento delle condizioni di progetto come rappresentato in Tabella 17. La temperatura di ingresso del fluido 5 si riduce da 90 °C a 60 °C mentre la temperatura di uscita rimane invariata. Se la potenza termica scambiata nell'ORC fosse stata uguale a quella caratteristica del fluido selezionato, quest'ultimo sarebbe stato rimosso dalla tabella in oggetto.

**Tabella 17 Caratteristiche dei fluidi in caso di integrazione con ORC**

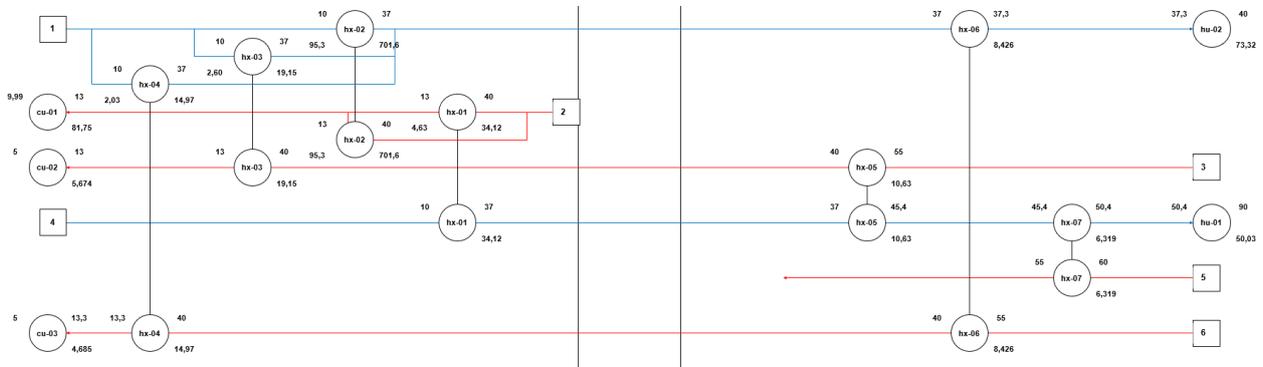
Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	dT Min Contrib °C	Portata massica kg/s	Capacità termica kW/K	Coefficiente convettivo W/m <sup>2</sup> K	Calore specifico kJ/kgK	Potenza termica kW	Tipo fluido	T ingresso aggiustata °C	T uscita aggiustata °C
S1	10,00	40,00		7,00	27,25	300,00	3,89	817,5	COLD	11,50	41,50
S2	40,00	10,00		7,00	27,25	300,00	3,89	817,5	HOT	38,50	8,50
S3	55,00	5,00		0,17	0,71	300,00	4,19	35,5	HOT	53,50	3,50
S4	10,00	90,00		0,34	1,26	300,00	3,77	101,1	COLD	11,50	91,50
S5	60,00	55,00		0,34	1,26	300,00	3,77	6,3	HOT	58,50	53,50
S6	55,00	5,00		0,17	0,56	300,00	3,35	28,1	HOT	53,50	3,50

Una volta effettuata l'ottimizzazione, come visto nel paragrafo 4.3, si può notare una variazione nelle potenze termiche scambiate (Tabella 18):

**Tabella 18 Potenze termiche scambiate con e senza integrazione**

	Condizioni di MER design [kW]	Condizioni di MER design + ORC [kW]
Q <sub>hx</sub>	833	795
Q <sub>hu</sub>	85	123
Q <sub>cu</sub>	92	92

In questo caso la rete ottimizzata ha lo stesso numero di scambiatori della rete senza integrazione, ma la potenza termica che viene scambiata nello scambiatore hx-07 diminuisce notevolmente (si passa da 44 a 6 kW) (Figura 29). Come riportato in Tabella 19, lo scambiatore Hx-02 può essere riutilizzato poiché copre completamente Hx-02<sub>mer</sub>, per Hx-04<sub>mer</sub> si possono riutilizzare Hx-01 e Hx-04, mentre Hx-03 viene posto come Hx06<sub>mer</sub>.



**Figura 29 Disegno della rete in condizioni di MER design con integrazione di sistema ORC**

**Tabella 19 Caratteristiche degli scambiatori nella rete originale e in quella ottimizzata con integrazione ORC**

	Rete originale			Rete in MER design			
	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]	
Hx-01	44,2	14	10,5	Hx-01 <sub>mer</sub>	34,1	3	37,9
Hx-02	735,7	3	817,5	Hx-02 <sub>mer</sub>	701,6	3	779,6
Hx-03	20,2	17,8	3,8	Hx-03 <sub>mer</sub>	19,2	3	21,3
Hx-04	18,8	12	4,9	Hx-04 <sub>mer</sub>	15,0	3,2	15,8
				Hx-05 <sub>mer</sub>	10,6	5,7	6,3
				Hx-06 <sub>mer</sub>	8,4	8,3	3,4
				Hx-07 <sub>mer</sub>	6,3	9,6	2,19

Dall'analisi condotta risulta necessario l'acquisto di quattro scambiatori di calore, avendo potuto riutilizzare quello più grande il costo dell'investimento non risulta eccessivo (Tabella 20). A questi costi va aggiunto il costo dell'impianto ORC pari a 6419 €. Il vantaggio nell'installazione dell'impianto ORC è dato dalla produzione di energia elettrica, a fronte di un minor risparmio nei costi di energia della rete HEN dovuto all'utilizzo parziale del contenuto entalpico di un fluido caldo come sorgente superiore dell'impianto ORC. Nel calcolo dei costi variabili complessivi bisogna prendere in considerazione anche il ricavo dalla vendita/non consumo di energia elettrica. Considerando un costo di 0,23 €/kWh [8], un funzionamento di 7000 ore annue e una potenza dell'impianto ORC di 2,08 kW (derivata, in questo caso, dai calcoli del software) è possibile individuare il ricavo dato dalla produzione elettrica pari a 3353 €. Da questi dati è possibile, attraverso una analisi dei costi, stimare il tempo di ritorno dell'investimento pari a circa 14 anni ( Tabella 21). È evidente che in questo caso l'integrazione di un impianto ORC nella rete HEN esistente non risulta conveniente: d'altra parte, si tratta di un processo altamente consolidato che prevede l'interazione tra un numero limitato di fluidi di processo (latte, panna 20%, latticello, panna 40%) che subiscono riscaldamenti e raffreddamenti in campi di temperature via via confrontabili, nel complesso compresi tra 5 e 90°C. L'integrazione di un impianto ORC, pur se consente di produrre energia elettrica, determina una significativa riduzione dello scambio di calore tra fluidi di processo.

**Tabella 20 Caratteristiche e costo dei nuovi scambiatori con integrazione ORC**

Scambiatore	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	A [m <sup>2</sup> ]	Chx [€]
Hx-01 <sub>mer</sub>	34,1	3	37,9	5435
Hx-03 <sub>mer</sub>	19,2	3	21,3	3696
Hx-05 <sub>mer</sub>	10,6	5,7	6,3	1712
Hx-07 <sub>mer</sub>	6,3	9,6	2,19	965
			<b>TOTALE</b>	<b>11808</b>

**Tabella 21 Analisi dei costi e del Tempo di Ritorno dell'investimento con integrazione ORC**

Cfix	18227 €
Cvar <sub>mer</sub>	20516 €
Cvar <sub>orig</sub>	18446 €
risparmio	1283
<b>TR</b>	<b>14,20</b>

#### 4.6 Integrazione della rete HEN con IHP

Come visto nel paragrafo 3.2.3 è possibile effettuare una integrazione anche con la tecnologia IHP; nel caso di studio in esame il fluido 3 viene completamente rimosso poiché coinvolto nel processo di scambio termico con la pompa di calore. Gli input, quindi, prima di passare alla ottimizzazione in condizioni di MER design subiscono in automatico le modifiche che riguardano esclusivamente la rimozione del fluido 3 (Tabella 22).

**Tabella 22 Caratteristiche dei fluidi in caso di integrazione con IHP**

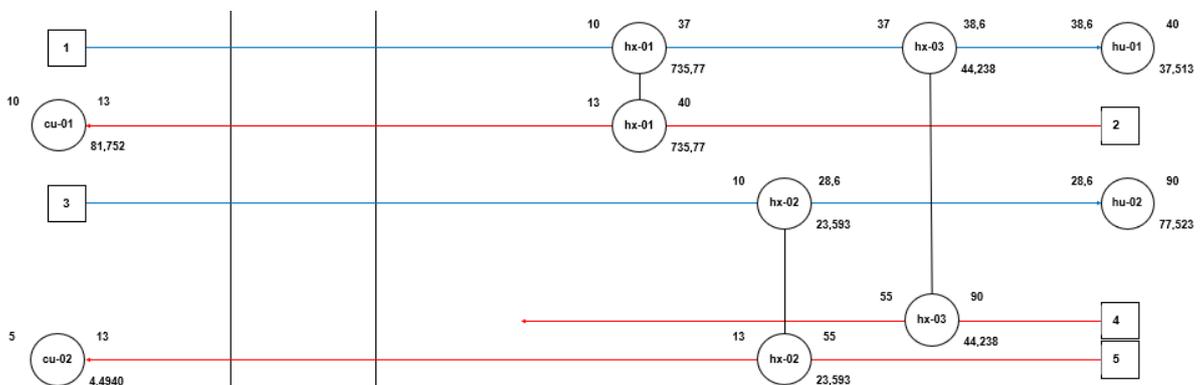
Codice fluido	Temperatura ingresso °C	Temperatura uscita °C	dT Min Contrib °C	Portata massica kg/s	Capacità termica kW/K	Coefficiente convettivo W/m <sup>2</sup> K	Calore specifico kJ/kgK	Potenza termica kW	Tipo fluido	T ingresso aggiustata °C	T uscita aggiustata °C
S1	10,00	40,00		7,00	27,25	300,00	3,89	817,5	COLD	11,50	41,50
S2	40,00	10,00		7,00	27,25	300,00	3,89	817,5	HOT	38,50	8,50
S4	10,00	90,00		0,34	1,26	300,00	3,77	101,1	COLD	11,50	91,50
S5	90,00	55,00		0,34	1,26	300,00	3,77	44,2	HOT	88,50	53,50
S6	55,00	5,00		0,17	0,56	300,00	3,35	28,1	HOT	53,50	3,50

In particolare, si può notare una variazione nelle potenze termiche scambiate (Tabella 23):

**Tabella 23 Potenze termiche scambiate con e senza integrazione**

	Condizioni di MER design [kW]	Condizioni di MER design + IHP [kW]
Q <sub>hx</sub>	833	804
Q <sub>hu</sub>	85	115
Q <sub>cu</sub>	92	86

In questo caso la rete ottimizzata ha: 3 scambiatori interni, 2 riscaldatori e 2 refrigeratori (Figura 30). Con questa configurazione non è necessario l'acquisto di alcuno scambiatore nuovo come riportato nella Tabella 24. L'unico investimento riguarda l'acquisto della pompa di calore che è pari a 44016 €. Nell'effettuare il calcolo dei costi e del tempo di ritorno dell'investimento bisogna prendere in considerazione anche il consumo di elettricità della pompa di calore e il costo dello stesso, in questo caso pari a 8095 €. L'utilizzo della pompa di calore produrrebbe un beneficio in termini energetici: il fluido in uscita dalla pompa di calore è a 70 °C e potrebbe essere utilizzato per colmare qualche esigenza energetica delle utenze esterne. Nel caso di studio, tuttavia, il calore a questo livello di temperatura sarebbe disponibile soltanto per una minima parte di energizzazione condotta nello scambiatore esterno hu-01, per gli altri riscaldatori esterni la temperatura del fluido disponibile risulterebbe troppo bassa. In questo caso, quindi, l'integrazione con la pompa di calore non risulta essere vantaggiosa.



**Figura 30 Disegno della rete in condizioni di MER design con integrazione di sistema IHP**

**Tabella 24 Caratteristiche e costo dei nuovi scambiatori con integrazione IHP**

Rete originale				Rete in MER design			
	Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]		Potenza [kW]	$\Delta T_{ml}$	Sup. [m <sup>2</sup> ]
Hx-01	44,2	14	10,5	Hx-01 <sub>mer</sub>	735,8	3	817,5
Hx-02	735,7	3	817,5	Hx-02 <sub>mer</sub>	23,6	11	7,3
Hx-03	20,2	17,8	3,8	Hx-03 <sub>mer</sub>	44,2	32	4,6
Hx-04	18,8	12	4,9				

## 5 Conclusioni

Le attività condotte in questa terza e ultima annualità dal Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila sono inserite in un progetto di ricerca finalizzato allo sviluppo di strumenti di supporto alle decisioni per una maggiore diffusione dei progetti di recupero del calore nell'industria. Dette attività hanno portato allo sviluppo di un software completo per l'applicazione della pinch analysis nell'ottimizzazione di reti di scambiatori di calore in condizioni di MER design e l'integrazione della rete HEN con tecnologie di recupero del calore a bassa temperatura.

Il codice sviluppato permette l'analisi della rete HEN tramite la Pinch Analysis e, attenendosi a una serie di criteri ben precisi, riesce ad ottimizzarla andando a massimizzare lo scambio termico interno tra fluidi di processo e, di conseguenza, riducendo gli scambi di calore con le utenze esterne. La validazione del codice operata attraverso l'analisi di diversi casi studio ha permesso il suo utilizzo in diversi scenari consentendo anche la possibilità di gestire l'eventuale ripartizione di fluidi di processo al fine di ottimizzare al meglio la potenza termica disponibile dei fluidi caldi e freddi. Una subroutine interna offre la possibilità di produrre in automatico lo schema della rete sviluppata permettendo la visualizzazione rapida dei principali parametri di interesse della rete stessa (fluidi di processo, numero di scambiatori interni, numero di utenze esterne, potenze e temperature ingresso/uscita per ogni scambiatore).

Il modello prodotto è stato poi integrato con due moduli distinti per l'analisi delle opportunità di integrazione nella rete HEN di impianti a fluido organico (ORC) e pompe di calore a compressione. I due moduli implementano due modelli matematici che consentono la valutazione delle prestazioni dei due sistemi a partire da alcuni parametri di input relativi alle caratteristiche delle sorgenti e ai fluidi di lavoro utilizzati. In questo modo è possibile valutare preliminarmente le potenzialità nell'utilizzo di tali tecnologie e l'eventuale convenienza tecnico-economica. Al fine di guidare l'utente nell'integrazione è stata poi elaborata una procedura che consente l'individuazione automatica del fluido di processo integrabile con le due tecnologie sulla base delle caratteristiche termodinamiche di tutti i fluidi presenti.

Nell'ultimo anno il software è stato migliorato e validato con casi di studio concreti e reali riportati nel presente report. Un caso specifico analizzato ha riguardato un processo di trattamento del latte. A partire da una rete pre-esistente, è stata operato un confronto con la rete in condizione di massimo recupero energetico individuata attraverso l'utilizzo del software. I risultati ottenuti sono stati confrontati, sia da un punto di vista energetico che economico, con le prestazioni della rete esistente; si sono poi valutate le possibilità di considerare diversi fluidi di processo presenti per l'integrazione con ORC e pompe di calore. In tutti i casi è stata condotta un'analisi economica basata su una mirata ricerca bibliografica e di correlazioni di costo.

Lo strumento sviluppato si pone l'obiettivo di favorire la diffusione dei progetti di recupero di calore a media e bassa temperatura nell'industria consentendo di valutare l'effettivo impatto, in termini tecnico-economici, di interventi volti all'ottimizzazione di reti di scambiatori di calore e alla possibile integrazione con altre tecnologie di recupero.

## 6 Riferimenti bibliografici

- [1] A. Thekdi and S. U. Nimbalkar, *Industrial Waste Heat Recovery : Potential Applications, Available Technologies and Crosscutting R&D Opportunities*. 2015.
- [2] I. H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, and V. Lemort, "Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library coolprop," *Ind. Eng. Chem. Res.*, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508, 2014.
- [3] H. Jouhara, N. Khordehgah, S. Almahmoud, B. Delpech, A. Chauhan, and S. A. Tassou, "Waste heat recovery technologies and applications," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, vol. 6, no. April, pp. 268–289, 2018.
- [4] Z. Y. Xu, R. Z. Wang, and C. Yang, "Perspectives for low-temperature waste heat recovery," *Energy*, vol. 176, pp. 1037–1043, 2019.
- [5] B. Xu *et al.*, "Power Maximization of a Heavy Duty Diesel Organic Rankine Cycle Waste Heat Recovery System Utilizing Mechanically Coupled and Fully Electrified Turbine Expanders," p. V001T05A005, 2016.
- [6] B. Xu, D. Rathod, A. Yebi, Z. Filipi, S. Onori, and M. Hoffman, "A comprehensive review of organic rankine cycle waste heat recovery systems in heavy-duty diesel engine applications," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 107, no. March, pp. 145–170, 2019.
- [7] De Kleijn Energy Consultant & Engineering, "Heat Pump Check." [Online]. Available: [https://tools.industrialheatpumps.nl/warmtepompwijzer/EN\\_index.html](https://tools.industrialheatpumps.nl/warmtepompwijzer/EN_index.html).
- [8] G. M. Energetici, "Mercato Elettrico, Prezzi e volumi orari per il giorno di flusso 19/01/2022," <https://www.mercatoelettrico.org/it/>, p. 2022, 2022.
- [9] V. Zare, "A comparative exergoeconomic analysis of different ORC configurations for binary geothermal power plants," *Energy Convers. Manag.*, vol. 105, pp. 127–138, 2015.
- [10] S. Marandi, F. Mohammadkhani, and M. Yari, "An efficient auxiliary power generation system for exploiting hydrogen boil-off gas (BOG) cold exergy based on PEM fuel cell and two-stage ORC: Thermodynamic and exergoeconomic viewpoints," *Energy Convers. Manag.*, vol. 195, no. January, pp. 502–518, 2019.
- [11] X. Wang and Y. Dai, "Exergoeconomic analysis of utilizing the transcritical CO<sub>2</sub> cycle and the ORC for a recompression supercritical CO<sub>2</sub> cycle waste heat recovery: A comparative study," *Appl. Energy*, vol. 170, pp. 193–207, 2016.
- [12] M. Sadeghi, A. Chitsaz, S. M. S. Mahmoudi, and M. A. Rosen, "Thermoeconomic optimization using an evolutionary algorithm of a trigeneration system driven by a solid oxide fuel cell," *Energy*, vol. 89, pp. 191–204, 2015.
- [13] M. Aminyavari, B. Najafi, A. Shirazi, and F. Rinaldi, "Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multi-objective optimization of a CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 65, no. 1–2, pp. 42–50, 2014.
- [14] A. Mohammadi, M. Ashouri, M. H. Ahmadi, M. Bidi, M. Sadeghzadeh, and T. Ming, "Thermoeconomic analysis and multiobjective optimization of a combined gas turbine, steam, and organic Rankine cycle," *Energy Sci. Eng.*, vol. 6, no. 5, pp. 506–522, 2018.
- [15] L. Khani, S. M. S. Mahmoudi, A. Chitsaz, and M. A. Rosen, "Energy and exergoeconomic evaluation of a new power/cooling cogeneration system based on a solid oxide fuel cell," *Energy*, vol. 94, pp. 64–77, 2016.

## 7 Abbreviazioni ed acronimi

### Simboli

$A$	Superficie di scambio termico
$C$	Costi
$c_p$	Calore specifico a pressione costante
$C_{th}$	Capacità termica
$\Delta\dot{H}$	Flusso di entalpia, potenza termica scambiata
$\Delta T_{min}$	Differenza minima di temperatura
$\Delta T_{mL}$	Differenza di temperatura media logaritmica
$\Delta T_{pp}$	Differenza di temperatura al pinch point
$N$	Numero fluidi o scambiatori
$\dot{Q}$	Potenza termica
$P_{th}$	Potenza termica
$T$	Temperatura
$U$	Coefficiente globale di scambio termico

### Pedici

$c$	Fluido freddo
$cc$	Fluido freddo cumulativo
$cu$	Refrigeratore esterno
$h$	Fluido caldo
$hc$	Fluido caldo cumulativo
$hu$	Riscaldatore esterno
$hx$	Scambiatore di calore tra fluidi di processo
$i$	Ingresso
$u$	Uscita

### Acronimi

COP	Coefficiente di prestazione
COPT	Cost Optimal design
HEN	Heat Exchanger Network
IHP	Industrial Heat Pump
MER	Maximum Energy Recovery
PT	Pinch Technology

## 8 CV breve del gruppo di ricerca

**Roberto Carapellucci** è Professore Ordinario nel SSD ING-IND/09 Sistemi per l'Energia e l'Ambiente e presta servizio presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università dell'Aquila. È docente dei corsi di Macchine, nella laurea triennale di Ingegneria Industriale, e di Gestione dei Sistemi Energetici, nella laurea magistrale di Ingegneria Meccanica.

È autore di oltre cento pubblicazioni scientifiche presentate in consessi nazionali ed internazionali sui temi della termodinamica applicata alle macchine, degli impianti motori termici, dei sistemi energetici integrati, dei cicli innovativi di turbine a gas, degli impianti di potenza con tecnologie di cattura della CO<sub>2</sub>, dell'utilizzo di fonti energetiche rinnovabili.

È Associate Editor della rivista internazionale Journal of Energy Resources Technology (2019-2022), edita dall'American Society of Mechanical Engineering (ASME), e revisore per numerose riviste internazionali.

È membro effettivo dell'Executive Committee of ASME Advanced Energy Systems Division (dal 2019). È chair del Technical Committee "System Analysis of Advanced Energy Systems Division" dell'ASME (2017-2019) e membro del medesimo Technical Committee dal 2011.

È stato Chair/Organizer del Track Energy per l'International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE) negli anni 2016, 2018 e 2019 e Co-Organizer del medesimo Track per l'IMECE2015 e l'IMECE2017. In ciascuno dei Congressi IMECE, Roberto Carapellucci ha organizzato 14-18 topics, 34-45 sessioni tecniche con 160-220 presentazioni, 1-2 presentazioni plenarie e 1 sessione poster. Nel medesimo consesso internazionale e nell'International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems (ECOS2014), Roberto Carapellucci è stato session organizer/chair di numerose sessioni tecniche, tra cui "High Temperature Fuel Cells", "Exergy Analysis of Process and Systems", "Hydrogen Energy", "Exergy Analysis and Thermoconomics", "Advanced Power Generation and District Heating", "Carbon Capture and Storage", "Advanced Power Cycles", "CHP and Cooling Systems", "Natural Gas-Based Systems and Combustion Processes".

**Roberto Cipollone** è Professore ordinario di Interazione tra le Macchine e l'Ambiente presso l'Università degli Studi dell'Aquila. Il tema dominante della sua attività è stato orientato all'analisi delle interazioni tra le trasformazioni energetiche e l'ambiente nei temi della termodinamica applicata alle macchine.

I motori a combustione interna alternativi hanno rappresentato un settore di studio decisamente importante. Il controllo del rapporto aria combustibile, l'alimentazione con combustibili non tradizionali, lo studio di sistemi di propulsione non convenzionali (ibrido metano/elettrico), l'introduzione di tecnologie innovative (sistemi VVA, thermal management a bordo veicolo, sistemi CVT, trasmissione di potenza, etc.) rappresentano argomenti che lo hanno visto costantemente impegnato, anche attraverso significativi contratti di ricerca con importanti Aziende ed Enti nazionali ed internazionali.

È stato responsabile di numerosi progetti Europei: HY-CEPS - piattaforma comune di veicoli ibridi; CONVENIENT - l'ottimizzazione energetica dei componenti motore-veicolo; ENERGY XXI - pianificazione energetica di ambiti territoriali, sviluppando una procedura unificata di pianificazione energetica di realtà comunali prodromica ai SEAP (Covenant of Mayors); SAVE - il risparmio energetico nel settore dell'aria compressa; LONGRUN sull'ibridizzazione dei veicoli pesanti. È responsabile di un progetto Industria 2015 denominato MECCANO, sulla propulsione con pile a combustibile applicato ad un veicolo ad uso urbano. Ha avuto il ruolo di responsabile nazionale di diversi progetti di rilevante interesse nazionale (PRIN del MIUR) sul controllo del rapporto aria combustibile nei MCI, sul ricircolo massivo dei gas di scarico (Centro Ricerche Fiat, IVECO, Dayco, Daytech, Ing. E. Mattei Sp.A.).

È stato membro della Commissione per l'abilitazione scientifica nazionale ASN - 2016-2018 per il settore concorsuale 09/C1 – Macchine e Sistemi per l'Energia e l'Ambiente. Presso l'Ateneo dell'Aquila ha rivestito diversi ruoli: Presidente della Commissione Ambiente di Ateneo (1996-2004); coordinatore del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Industriale e dell'Informazione e dell'Economia" (2013-2019) e del corso di dottorato di ricerca in "Ingegneria Meccanica Energetica e Gestionale" (2005-2013); vice Direttore del Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica e Gestionale (2005-2011); presidente del Corso di Studi in Ingegneria per l'Ambiente e il Territorio per due mandati; responsabile del Laboratorio di Macchine a Fluido e Sala Motori. A seguito di un periodo di studio presso il Von Karman Institute for Fluid Dynamics di Brussels,

ha vinto il premio di uno dei più prestigiosi centri di ricerca internazionali sulla termo-fluidodinamica, il Belgian Government Prize come migliore ricerca condotta nel Diploma Course 1984-1985.

È autore di 4 brevetti e circa 200 pubblicazioni tecnico scientifiche relative a partecipazione a congressi nazionali ed internazionali ed edite su riviste scientifiche. È autore di un libro sui Sistemi di Gestione Ambientale e due capitoli di libri, uno sulle macchine dinamiche nel settore della climatizzazione e l'altro sui sistemi di compressione dell'aria in ambiente industriale. È stato relatore di circa 250 tesi di laurea e di 15 tesi di Dottorato di ricerca.

**Davide Di Battista** è Ricercatore a tempo determinato secondo l'art.24 L 240/2010 comma 3 lett.b) presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila. Precedentemente è stato Assegnista di ricerca dal 2013 al 2017 e dottorando nel periodo 2010-2014. È titolare del corso di "Pianificazione Energetica del Territorio" e svolge esercitazioni e lezioni all'interno dei corsi di Macchine, Dinamica e Controllo delle Macchine e Interazione tra le Macchine e l'Ambiente. È membro del collegio del Dottorato di Ingegneria Industriale e dell'Informazione e di Economia dal XXXIII ciclo, all'interno del quale eroga il corso ad-hoc "Off-design behaviour of thermal components".

La sua attività di ricerca si è principalmente orientata verso l'attività teorica e sperimentale sui motori a combustione, rivolta all'ottimizzazione e l'integrazione dei flussi energetici, la riduzione dei consumi e delle emissioni inquinanti. Ha preso parte a numerosi progetti di ricerca nazionali ed internazionali sulle tematiche dell'ottimizzazione di macchine e sistemi energetici, pianificazione energetica territoriale, risparmio e recupero energetico, innovazione nel settore automotive e utilizzazione di fonti energetiche rinnovabili. È responsabile scientifico di un progetto di ricerca europeo BlueMed "SEALINES" (Off-shore Mediterranean Safety Network) e di 3 progetti di ricerca con aziende sull'efficienza energetica in ambito automotive e industriale. È membro attivo della commissione orientamento dello stesso Dipartimento, con la quale svolge attività di terza missione, ed è attualmente rappresentante dei Ricercatori a tempo determinato nel Senato Accademico dell'Università degli Studi dell'Aquila.

È autore di circa 50 pubblicazioni sulle maggiori riviste di settore e proceedings di conferenze inserite nei circuiti internazionali di maggior rilievo (SAE, ASME, IFAC, ATI, UIT). Grazie anche a queste, ha superato l'Abilitazione Scientifica Nazionale (ASN 2016) a professore di II fascia nel luglio del 2018 per il settore concorsuale 09/C1 – Macchine e Sistemi per l'Energia e l'Ambiente. È anche revisore di numerose riviste internazionali.

**Simona Abbate** è una dottoranda del XXXV ciclo presso l'Università degli Studi dell'Aquila. Ha lavorato come Consigliere di Amministrazione dell'Università degli Studi dell'Aquila dal 2014 al 2016. Laureata in ingegneria civile - ambientale con una tesi sulla risposta sismica locale e modellazione 1D della Via Zona XX Settembre a L'Aquila e laureata magistrale, presso lo stesso ateneo, in Ingegneria per l'Ambiente e il Territorio; nel lavoro di tesi ha sviluppato un modello per la dinamica del carbonio in atmosfera al fine di formulare futuri scenari energetici. Le sue principali attività di ricerca riguardano i piani energetici, le emissioni di CO<sub>2</sub>, gli scenari energetici e gli impianti di refrigerazione a CO<sub>2</sub>. Il progetto di ricerca sperimentale che sta svolgendo è in collaborazione con la società Epta Spa.

**Marco Di Bartolomeo** è un assegnista di ricerca presso l'Università dell'Aquila. Si è laureato in Ingegneria Meccanica nel 2013 presso la stessa Università con una tesi sul recupero energetico da fonti di calore a bassa e media temperatura tramite sistemi ORC. Ha lavorato come collaboratore esterno presso il Dipartimento di Ingegneria Industriale e dell'Informazione ed Economia dell'Università degli Studi dell'Aquila nell'ambito di un progetto nazionale con il MISE in materia di sicurezza delle piattaforme off-shore. Le sue principali attività sono legate ai settori del recupero di energia termica attraverso cicli Rankine organici, modellazione e ottimizzazione dei componenti ORC e gestione termica dei motori a combustione interna. Ha partecipato a numerosi congressi nazionali ed internazionali e effettuato la pubblicazione di articoli su prestigiose riviste. Dal 2018 è socio dell'Energy Environmental Engineering Research (E3R) uno spin-off dell'Università dell'Aquila.