

# POLITECNICO DI TORINO

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare**

Tesi di Laurea Magistrale

**Utilizzo della Pinch Analysis per l'ottimizzazione dei  
recuperi termici in un impianto solare a concentrazione  
integrato con cicli di potenza a CO<sub>2</sub> supercritica**



**Relatori:**

prof. Vittorio Verda

prof. Elisa Guelpa

dott. Umberto Tesio

**Candidato:**

Paolo Rinaldo

Marzo 2021



## Sommario

Introduzione.....	1
1. Sistemi ad accumulo termochimico: il processo di Calcium-Looping .....	3
2. Obiettivi del progetto SOCRATCES.....	7
3. Tipologie di integrazione al processo di Calcium-Looping .....	10
3.1 Integrazione diretta con ciclo chiuso .....	10
3.2 Integrazione diretta con ciclo aperto.....	12
3.3 Integrazione indiretta.....	14
3.3.1 Ciclo aperto .....	15
3.3.2 Ciclo chiuso.....	16
4. Integrazione indiretta con Cicli Brayton a sCO <sub>2</sub> .....	19
5. Ottimizzazione dei Cicli Brayton a sCO <sub>2</sub> .....	21
6. Approccio alla rete di scambiatori di calore.....	28
7. Rete a fabbisogno di calore nullo per il ciclo a singola interrefrigerazione .....	32
7.1 Variazione del fabbisogno di calore con la $\Delta T_{\min}$ .....	40
8. Rete a fabbisogno di calore nullo per il ciclo a ricompressione.....	41
8.1 Variazione del fabbisogno di calore con la $\Delta T_{\min}$ .....	48
9. Linee guida per la semplificazione della rete di scambio termico .....	49
10. Ciclo a singola interrefrigerazione - semplificazione della rete .....	53
10.1 Prima maglia.....	53
10.2 Seconda maglia .....	57
10.3 Terza maglia .....	61
10.4 Quarta maglia .....	64
11. Ciclo a ricompressione - semplificazione della rete.....	67
11.1 Prima maglia .....	67
11.2 Seconda maglia.....	70

11.3	Terza maglia.....	73
11.4	Quarta maglia.....	76
11.5	Quinta maglia .....	78
12.	Dimensionamento della camera di combustione .....	80
13.	Analisi economica.....	88
13.1	Linee guida per la valutazione economica .....	88
13.2	Calcolo del BEC.....	90
13.2.1	Scambio tra flussi gassosi .....	91
13.2.2	Il problema della corrosione .....	95
13.2.3	Scambio termico con flussi solidi .....	96
13.3	Da BEC a TASC .....	98
13.4	Rateizzazione dei costi .....	103
13.4.1	Stima dei CAPEX .....	103
13.4.2	Stima degli OPEX .....	107
13.4.3	Annualità per i due cicli.....	111
13.5	Contributo al costo dell'energia elettrica .....	113
14.	Conclusioni .....	116
	Bibliografia .....	118

## Introduzione

Oggigiorno, l'incremento demografico e il miglioramento delle condizioni di vita spingono verso una produzione sempre maggiore di energia elettrica. Contestualmente, i cambiamenti climatici dovuti alle attività antropiche rappresentano un pericolo che, se non contrastato con azioni concrete, rischia di aggravarsi ancor di più nei prossimi anni. In quest'ottica, risulta dunque indispensabile ridurre l'impatto causato dai combustibili fossili e fare sempre più affidamento su risorse rinnovabili di energia (*RES*).

Un ostacolo alla transizione energetica è rappresentato però dall'intermittenza intrinseca delle fonti energetiche rinnovabili. Per gli impianti solari a concentrazione (*CSP*), una possibile soluzione a questo problema viene fornita dal progetto europeo *SOCRATCES (Solar Calcium-looping integRAtion for Thermo-Chemical Energy Storage)*, in cui un sistema a torre centrale viene integrato con un accumulo termochimico basato sul processo reversibile di carbonatazione/calcinazione del CaO (*Calcium-Looping*). Sfruttando questa tecnologia, l'obiettivo dell'elaborato è quello di affiancare l'utilizzo della Pinch Analysis (*PA*) all'integrazione indiretta di due tipologie di cicli Brayton a CO<sub>2</sub> supercritica: ciclo a singola interrefrigerazione e ciclo a ricompressione. Il metodo della *PA* è uno strumento importante nell'ottica di un uso più efficiente dell'energia, in quanto permette di identificare la configurazione ottimale per una rete di scambiatori finalizzata al recupero termico, considerando contestualmente anche aspetti tecnico-economici. Il primo passo è stato dunque quello di realizzare, per entrambi i cicli di potenza analizzati, una rete di scambiatori con fabbisogno di calore nullo. Dopodiché, la complessità della rete è stata via via ridotta, per poter valutare l'aumento della richiesta termica dall'esterno al diminuire del numero di scambiatori. La risorsa esterna calda è rappresentata dai fumi in uscita da una camera di combustione, alimentata con gas naturale, combustibile scelto per via del suo non elevato impatto ambientale. Poiché il risparmio di energia primaria non è l'unica funzione obiettivo perseguita in questo lavoro, è stata infine condotta un'analisi economica per tutte le configurazioni impiantistiche ottenute, in modo da mettere a confronto il fabbisogno energetico delle

reti e i relativi costi di investimento e funzionamento. Tutte le simulazioni sono state effettuate sfruttando le potenzialità di Aspen Energy Analyzer V10.

## 1. Sistemi ad accumulo termochimico: il processo di Calcium-Looping

Come già accennato, uno dei limiti principali che caratterizzano le energie rinnovabili è la loro stessa natura intermittente in termini di generazione di potenza: basti pensare, relativamente all'energia solare, a diversi fattori di discontinuità come l'alternanza delle stagioni, quella tra il giorno e la notte e la variazione quotidiana delle condizioni climatiche (presenza di nuvole). Una soluzione a ciò è rappresentata dall'accumulo del calore proveniente dalla fonte energetica, che permette così di evitare un sovradimensionamento dell'impianto e di produrre elettricità il più continuamente possibile. Per quanto riguarda gli impianti solari a concentrazione, diverse tecnologie sono state studiate negli ultimi anni, tra cui:

- Accumulo di calore sensibile: è il metodo di immagazzinamento dell'energia più diffuso in commercio e implica l'utilizzo di sostanze con elevata capacità termica (acqua, sali fusi, materiali ceramici, oli minerali). Il calore  $Q$  trattenuto (espresso in J) è pari a:

$$Q = m \cdot \bar{c}_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

In cui:

- $m$  (kg) è la massa utilizzata per l'accumulo;
- $\bar{c}_p$  ( $\frac{J}{kgK}$ ) è il calore specifico medio della sostanza che immagazzina l'energia;
- $\Delta T$  (K) è la variazione di temperatura rispetto alle condizioni iniziali.

L'aspetto negativo di questa tecnologia consiste però nelle elevate perdite di calore che obbligano all'ingente utilizzo di materiali isolanti. Inoltre, i sali fusi, ovvero il fluido più impiegato in questa tipologia di accumulo, presentano una

temperatura di solidificazione pari a circa 200 °C, di conseguenza le condizioni di esercizio devono sempre oltrepassare questo limite operativo.

- Accumulo del calore latente: sfrutta il cambiamento di fase a temperatura costante per immagazzinare energia e necessita quindi di una minor quantità di materiale rispetto al caso precedente. L'energia accumulata è espressa come:

$$Q = m \cdot \lambda \quad (2)$$

Dove  $\lambda$  è il calore latente in  $\frac{J}{kg}$ .

Il cambiamento di fase deve però avvenire ad elevate temperature per poter ottenere calore ad alta qualità exergetica. Di conseguenza, anche in questo caso, vi saranno delle forti perdite di energia termica.

- Accumulo termochimico (*TCES, Thermochemical Energy Storage*): tecnologia che sfrutta una reazione chimica per accumulare il calore proveniente dal ricevitore dell'impianto CSP, per poi cederlo in un secondo momento per la produzione di energia elettrica. In questo caso, il calore necessario alla reazione è pari a:

$$Q = n_r \cdot \Delta\bar{H}_r \quad (3)$$

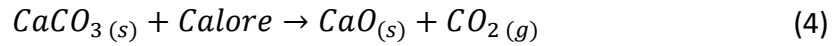
Dove:

- $n_r$  è il numero di moli dei reagenti (mol);
- $\Delta\bar{H}_r$  è il calore di reazione molare ( $\frac{J}{mol}$ ).

Nello specifico, di particolare interesse è la tipologia di accumulo che utilizza il processo reversibile di carbonatazione/calcinazione dell'ossido di calcio (Calcium-Looping process); questa tecnologia è anche alla base del progetto europeo SOCRATCES, che si propone di integrare un impianto CSP a torre centrale con un sistema di accumulo Calcium-Looping per la produzione di energia elettrica attraverso un ciclo chiuso a CO<sub>2</sub>.

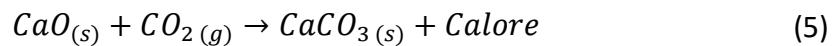


La reazione reversibile consiste in una prima *fase di carica*, in cui il calore fornito dal ricevitore serve a permettere la reazione endotermica di calcinazione del carbonato di calcio ( $\text{CaCO}_3$ ):



Con entalpia di reazione pari a:  $\Delta H_r^0 = 178 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$ .

I prodotti, ovvero  $\text{CaO}_{(s)}$  e  $\text{CO}_{2(g)}$ , possono quindi essere in un primo momento stoccati (*fase di accumulo*), per poi partecipare, in base alla richiesta, alla successiva reazione esotermica di carbonatazione (*fase di scarica*), finalizzata al trasferimento dell'energia termica accumulata all'eventuale ciclo di potenza integrato:



Per cui vale:  $\Delta H_r^0 = -178 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}$ .

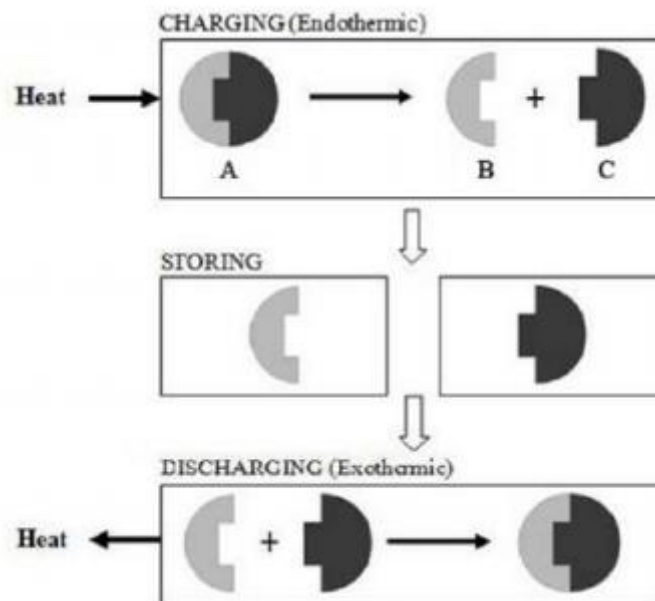


Figura 1. Rappresentazione schematica della reazione reversibile su cui si basa l'accumulo termochimico [1].

I vantaggi dovuti a questo tipo di tecnologia sono molteplici [2]:

- Lo stoccaggio di reagenti e prodotti può avvenire a temperatura ambiente, andando quindi ad annullare le perdite di calore tipiche dei sistemi di accumulo visti in precedenza;
- La densità di potenza è superiore persino a quella relativa al cambiamento di fase, comportando masse e volumi di accumulo inferiori;
- Si utilizza CaO naturale, materiale caratterizzato da un costo basso (< 10€/ton), ampia disponibilità e non pericolosità;
- Possono essere sfruttati componenti e materiali ben conosciuti all'interno dell'industria cementizia;
- Attraverso la carbonatazione rapida ad alte temperature (> 850 °C) ed elevate pressioni parziali di CO<sub>2</sub>, si possono ottenere alte efficienze per la trasformazione dell'energia termica in elettrica (circa il 45 %);
- Con il processo di Flash Calcination, tecnologia resa disponibile da Calix, si lavora invece con temperature di esercizio moderate per il calcinatore, permettendo quindi l'utilizzo di ricevitori solari a T<700 °C (tecnologia già matura e non costosa) ed evitando il fenomeno della sinterizzazione dell'ossido di calcio.

Tutti questi fattori vengono dunque sfruttati all'interno del progetto SOCRATCES, per il quale diversi test hanno dimostrato che si può operare con una temperatura del ricevitore di 675 °C e una generazione di energia termica a 850 °C per il ciclo di potenza da integrare. Questo consente di ridurre i costi di investimento e incrementare le performance rispetto alle precedenti tecnologie applicate ad impianti CSP.

## 2. Obiettivi del progetto SOCRATCES

Finanziato dall'Unione Europea attraverso il programma Horizon 2020, il progetto SOCRATCES coinvolge un consorzio di aziende, centri di ricerca e università, tra cui il Politecnico di Torino [2].

Il progetto prevede lo sviluppo di un impianto pilota da 1 MW con tecnologia CSP a torre centrale, integrata con un sistema di accumulo termochimico (Fig. 2).

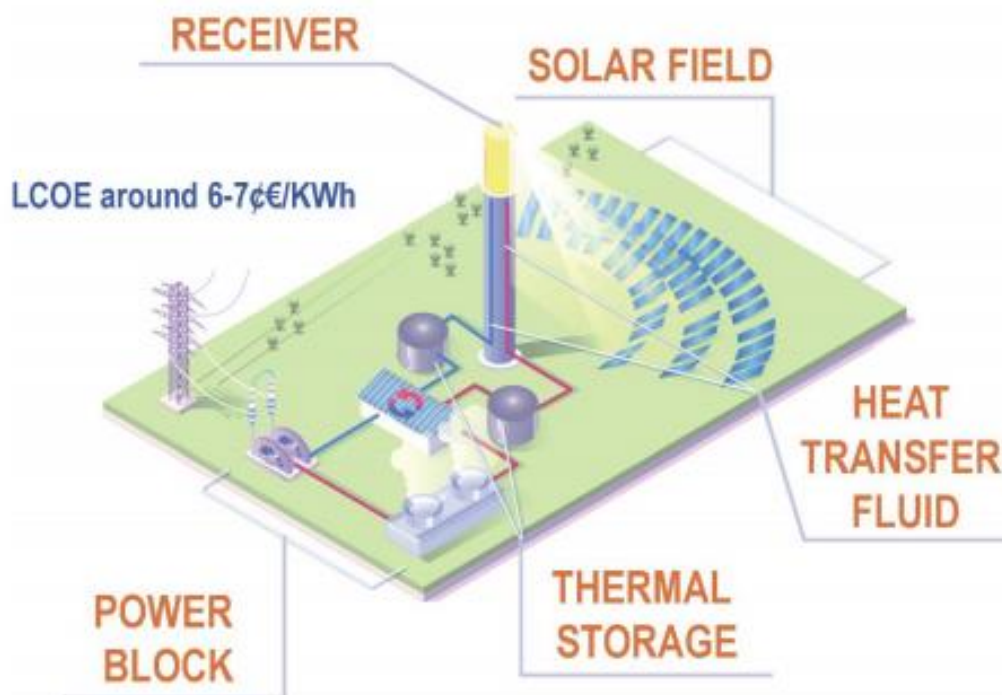


Figura 2. Integrazione tra impianto CSP, sistema di accumulo e ciclo di potenza [2].

La progettazione e la costruzione dell'impianto, che prevede Siviglia come località finale, è basata sulla tecnologia del ciclo ENDEX SOCRATCES e punta ad un'elevata competitività economica, oltre all'ottenimento di un impianto che sia realizzabile, praticabile e sostenibile:

- Realizzabile: sfruttare la combinazione tra la nuova tecnologia CSP/TCES e tecnologie già mature (ricevitori, turbine di potenza);
- Praticabile: riduzione dei costi d'investimento e delle spese operative, per poter giungere ad un valore di LCOE (*Levelized Cost Of Energy*) inferiore a  $7 \frac{c\text{€}}{kWh}$ ;
- Sostenibile: utilizzo di reagenti non tossici (*sostenibilità ambientale*) che permettono lo stoccaggio di energia solare in forma chimica anche per lunghi periodi di tempo; riduzione dell'investimento (*sostenibilità economica*); impiego di strutture già ampiamente utilizzate e quindi totalmente accettate dagli utenti finali (*sostenibilità sociale*).

Si riporta in Tab. 1 una sintesi degli obiettivi del progetto SOCRATCES confrontati con quelli fissati dal programma SUNSHOT, promosso dal Dipartimento dell'Energia Americano (*DOE, Department Of Energy*).

OBIETTIVI	SUNSHOT program of the DOE (USA)	SOCRATCES PROJECT
<b>CAMPO SOLARE</b>	Errore ottimale $\leq 3$ mrad Velocità del vento $\geq 30$ yrs Costo $\leq \$75/m^2$	
<b>RICEVITORE</b>	HTF Temperatura di uscita $\geq 720^\circ\text{C}$ Thermal Efficiency $\geq 90\%$ Lifetime $\geq 10,000$ cycles Costo $\leq \$150/kW_{th}$	HTF Temperatura di uscita $< 700^\circ\text{C}^*$ Efficienza termica $\geq 90\%$ Lifetime $\geq 10,000$ cycles Costo $\leq 132\text{€}/kW_{th}$
<b>HEAT TRANSFER FLUID</b>	Stabilità termica. $\geq 800^\circ\text{C}$ Punto di fusione. $\leq 250^\circ\text{C}$ Costo $\leq \$1/\text{kg}$	Stabilità termica. $\geq 900^\circ\text{C}$ Attività dopo 1000 cicli $> 0.5$ Costo $< 0.01 \text{€}/\text{kg}$
<b>THERMAL STORAGE</b>	Temperatura di ingresso del power cycle $\geq 720^\circ\text{C}$ Efficienza exergetica $\geq 95\%$ Cost $\leq \$15/kWh_{th}$	Perdite termiche nulle Storage at ambient Temp. Exergetic Efficiency $\geq 95\%$ Capacità di stoccaggio maggiore Costo $< 12\text{€}/kWh_{th}$
<b>POWER BLOCK</b>	Efficienza netta del ciclo $\geq 50\%$ Costo $\leq \$900/kWh_e$	Efficienza netta del ciclo $\geq 50\%$ Costo $\leq \$900/kWh_e$

Tabella 1. Confronto tra gli obiettivi del progetto SOCRATCES e del programma americano SUNSHOT [2].

Inoltre, per il progetto SOCRATCES sono state già analizzate su larga scala l'integrazione diretta del ciclo Brayton a CO<sub>2</sub> e quella indiretta di cicli Rankine organici, Rankine a vapore e Brayton-Joule con CO<sub>2</sub> supercritica. Nel prossimo capitolo si valuteranno quindi le possibili modalità di integrazione del ciclo di potenza necessario per la produzione finale di energia elettrica, per poi rivolgere l'attenzione sui vantaggi che la CO<sub>2</sub> supercritica comporta.

### 3. Tipologie di integrazione al processo di Calcium-Looping

L'energia solare, immagazzinata in forma chimica attraverso il processo di Calcium-Looping, necessita ovviamente di un ciclo termodinamico per la conversione in energia elettrica. Le possibilità al riguardo sono molteplici e dipendono dalle condizioni operative del processo di stoccaggio, ma possono comunque essere inglobate nelle due macro-categorie di integrazione diretta e indiretta, a cui si può scegliere di abbinare un ciclo aperto o chiuso.

#### 3.1 Integrazione diretta con ciclo chiuso

In caso di ciclo di potenza chiuso integrato direttamente al processo di Calcium-Looping, il fluido di potenza coincide con la CO<sub>2</sub> in eccesso in uscita dal carbonatore.

Come si può osservare in Fig. 3, il reagente solido della carbonatazione, ovvero l'ossido di calcio, viene prelevato dal relativo serbatoio di accumulo (a pressione ambiente), preriscaldato dai prodotti di reazione ed inviato al reattore. La CO<sub>2</sub> compressa viene anch'essa estratta dal relativo serbatoio e subisce un'espansione fino al raggiungimento della pressione del carbonatore. L'espansione, in realtà, è suddivisa in più stadi (da cinque a sette) in modo da evitare, attraverso riscaldamenti intermedi, una riduzione di temperatura. Successivamente, in seguito ad un miscelamento con l'anidride carbonica di ricircolo, la CO<sub>2</sub> può così entrare nel carbonatore come secondo reagente. Avvenuta la reazione con l'ossido di calcio, l'anidride in eccesso (necessaria per controllare la temperatura del reattore), viene sfruttata, come detto in precedenza, per la produzione diretta di potenza, per poi ricircolare nuovamente dopo aver subito un raffreddamento. Il carbonato di calcio prodotto (insieme all'ossido di calcio non reagito), una volta preriscaldato la CO<sub>2</sub> in ingresso al reattore, viene invece accumulato nel relativo serbatoio a pressione ambiente.

Da qui si passa alla zona del calcinatore, in cui i reagenti solidi sono anche in questo caso preriscaldati prima di fare l'ingresso nel reattore. Per quanto riguarda i prodotti, la  $\text{CO}_2$ , compressa in più stadi ad interrefrigerazione, viene immagazzinata in un serbatoio in pressione; l'ossido di calcio invece cede calore ai solidi in ingresso al calcinatore e viene infine stoccato.

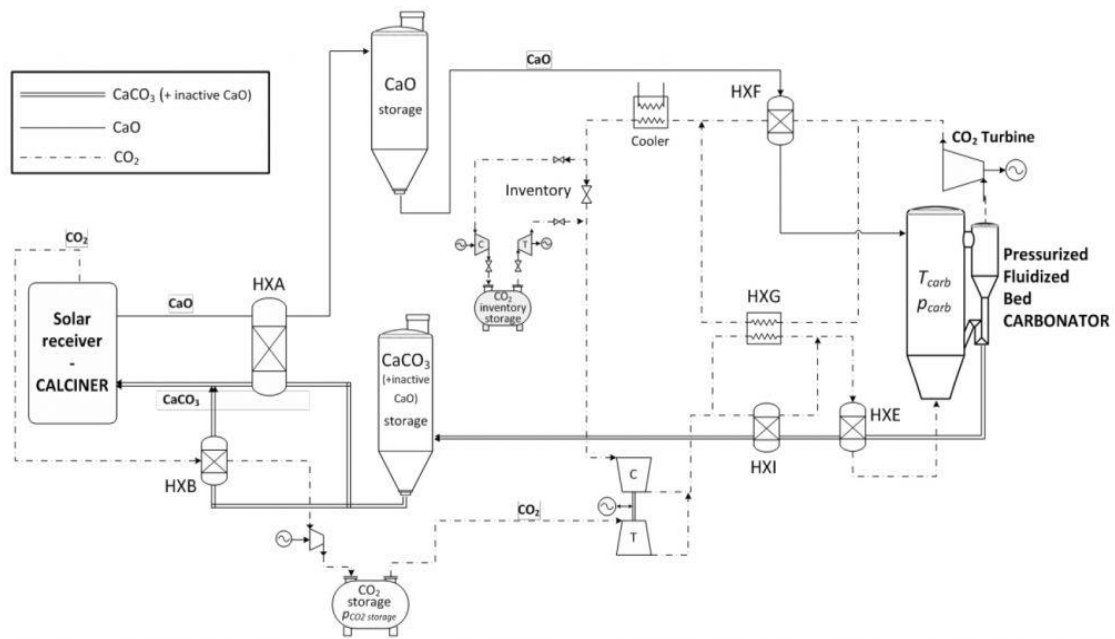


Figura 3. Integrazione diretta con ciclo chiuso [2].

Questo tipo di configurazione permette due condizioni operative per il carbonatore: la prima consiste in un reattore a pressione ambiente e nel raggiungimento delle condizioni di vuoto da parte dell'anidride carbonica in seguito all'espansione in turbina; in alternativa, si può ricorrere ad un carbonatore a letto fluido pressurizzato per sfruttare gli elevati salti di temperatura [3].

Per il calcinatore, invece, in caso di presenza di vapore o elio, occorrerebbe analizzare la loro influenza sul processo di sinterizzazione. Comunque sia, è possibile ottenere facilmente un'atmosfera a  $\text{CO}_2$  pura attraverso uno step di condensazione per la separazione del vapore e l'utilizzo di una membrana selettiva per l'elio [3].

### 3.2 Integrazione diretta con ciclo aperto

Un'alternativa è rappresentata dall'utilizzo di un ciclo aperto, in cui la differenza sostanziale con la configurazione precedente sta nel premiscelamento della  $\text{CO}_2$  stechiometrica con aria compressa (Fig. 4). Il flusso aria/ $\text{CO}_2$  rappresenta quindi il nuovo reagente gassoso in ingresso al carbonatore; dalla reazione viene quindi prodotto ossido di calcio (che seguirà nuovamente il percorso descritto in precedenza), mentre l'aria ad alta temperatura, che è inerte per la carbonatazione, viene dapprima convogliata in turbina per generare potenza elettrica, per poi essere ceduta in atmosfera.

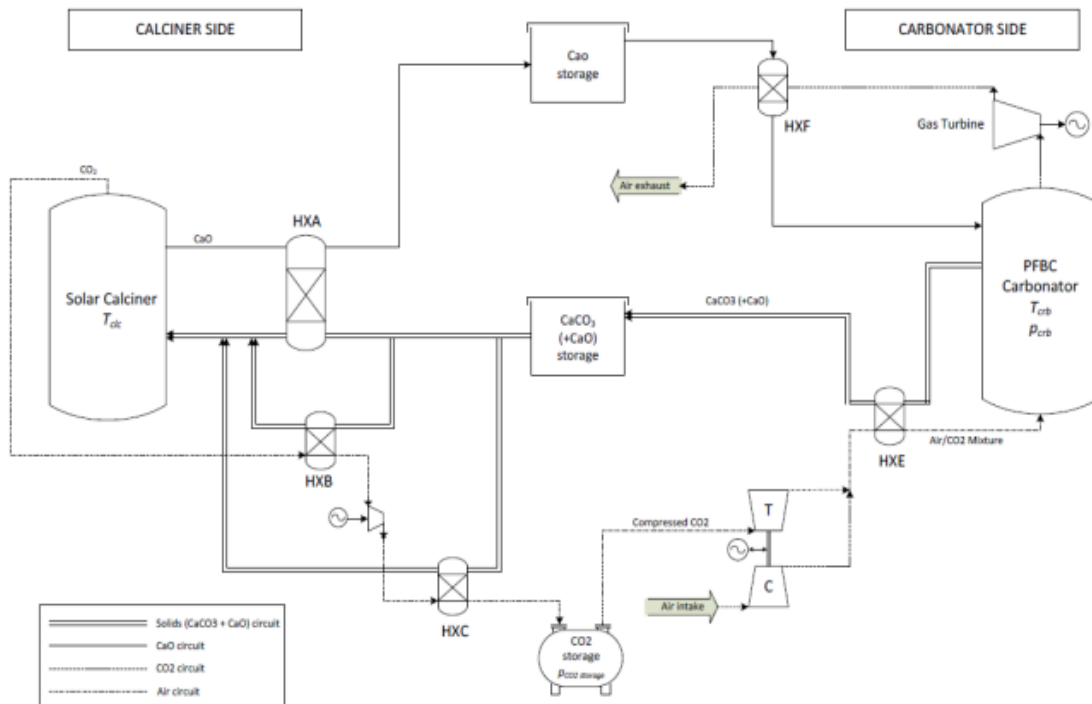


Figura 4. Integrazione diretta con ciclo aperto [1].

Questo tipo di integrazione comporta tuttavia efficienze di carbonatazione basse, oltre a complicazioni a livello impiantistico:

- occorre un carbonatore in pressione per poter espellere l'aria inerte e poter migliorare l'efficienza ( $P > 4$  bar) [1];



- la  $\text{CO}_2$ , facendo ora parte di una miscela e avendo dunque frazione molare inferiore a uno, può determinare problemi riguardanti la temperatura del carbonatore e il controllo dell'equilibrio di reazione [3];
- occorre considerare la complessità che deriva da una reazione di carbonatazione in cui sono presenti anche altri elementi oltre alla  $\text{CO}_2$ . In questo caso, infatti, per migliorare le condizioni operative andrebbe installata un'unità di separazione del vapore e dell'elio dall'atmosfera del reattore;
- è difficile inoltre ottenere in uscita dal reattore aria totalmente priva di anidride carbonica [4], il che comporterebbe quindi un certo impatto ambientale che andrebbe valutato. Infatti, se ad esempio la concentrazione di  $\text{CO}_2$  richiesta nei gas di scarico fosse inferiore all'1% (Fig. 5), occorrerebbe una pressione del carbonatore anche fino 50 bar per alte temperature [4].

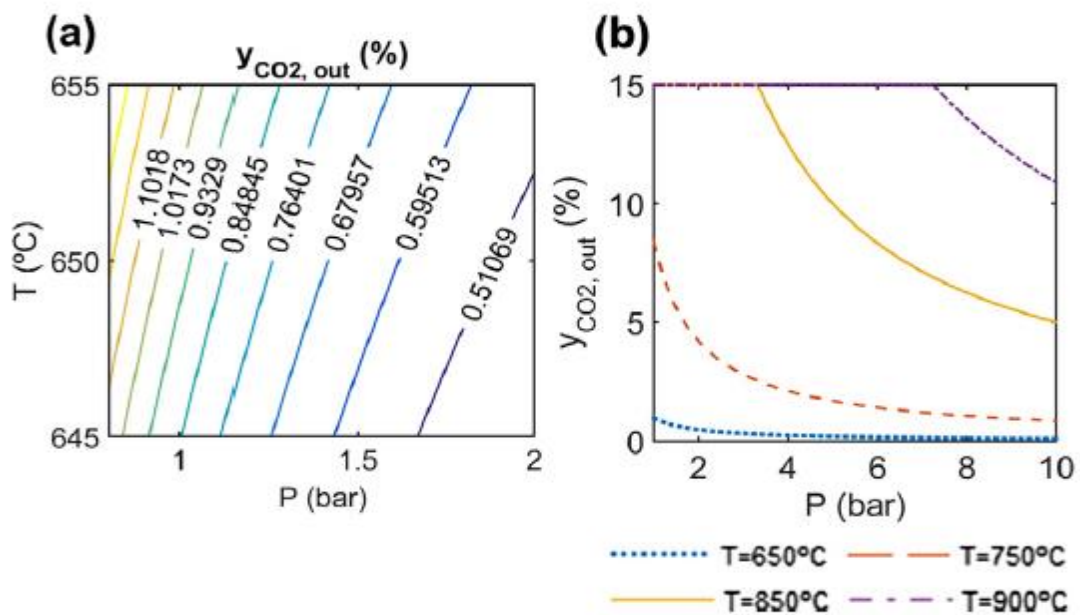


Figura 5. Minima concentrazione di  $\text{CO}_2$  (% v/v) in uscita dal carbonatore, in funzione di pressione e temperatura e per una concentrazione di  $\text{CO}_2$  all'ingresso del reattore pari al 15 %v/v [4].

### 3.3 Integrazione indiretta

Un'altra tipologia di integrazione al processo di Calcium-Looping è quella che vede il ciclo di potenza e il lato carbonatore non più strettamente connessi, in quanto lo scambio termico in questo caso avviene solo indirettamente attraverso uno scambiatore di calore. Occorre comunque anche stavolta fare una distinzione tra ciclo aperto e chiuso, in base alla tipologia di reagente in ingresso al carbonatore e alla presenza o meno di ricircolo per il flusso che alimenta il ciclo di potenza esterno.

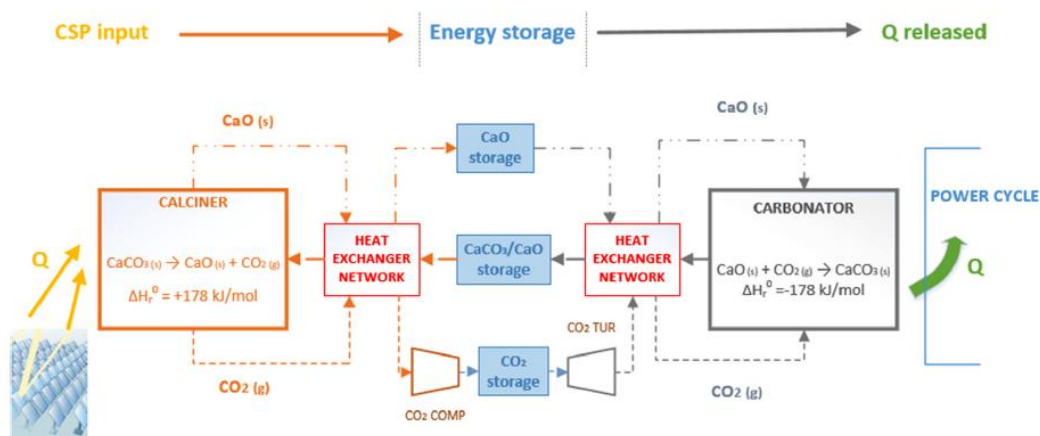


Figura 6. Schema concettuale dell'integrazione indiretta per CSP-CaL. [4].

D'ora in avanti, inoltre, si farà riferimento esclusivamente al lato carbonatore. Infatti, in una prima approssimazione, può essere trascurata la dipendenza delle condizioni del ciclo integrato da quelle relative al layout del lato calcinatore. Una volta che la calcinazione produce il reagente solido per la reazione di carbonatazione (CaO), esso viene in un primo momento stoccato in un relativo serbatoio; vale lo stesso anche per la CO<sub>2</sub>, che viene prelevata dal proprio serbatoio di accumulo. Di conseguenza, nella valutazione del processo che porta al trasferimento di calore al circuito di potenza e nel confronto tra eventuali cicli di potenza da impiegare per la produzione di energia elettrica, può essere trascurato l'effetto apportato sul lato del calcinatore. Esso può essere quindi considerato, per condizioni fisiche fissate di stoccaggio, come un blocco indipendente da quello del lato carbonatore.

### 3.3.1 Ciclo aperto

Anche per l'integrazione indiretta di cicli di potenza, alcuni studi hanno proposto l'utilizzo di aria come fluido termovettore in un ciclo Brayton aperto (Fig. 7) [5].

Come si può osservare nello schema, aria prelevata dall'esterno viene compressa e poi miscelata con  $\text{CO}_2$  stechiometrica, per poi recuperare calore dai prodotti di carbonatazione, prima di entrare nel reattore. L'aria inerte, ad alta temperatura e in uscita dal carbonatore, andrà poi ad alimentare il ciclo di potenza integrato; infine, una volta raffreddata, viene espulsa in atmosfera.

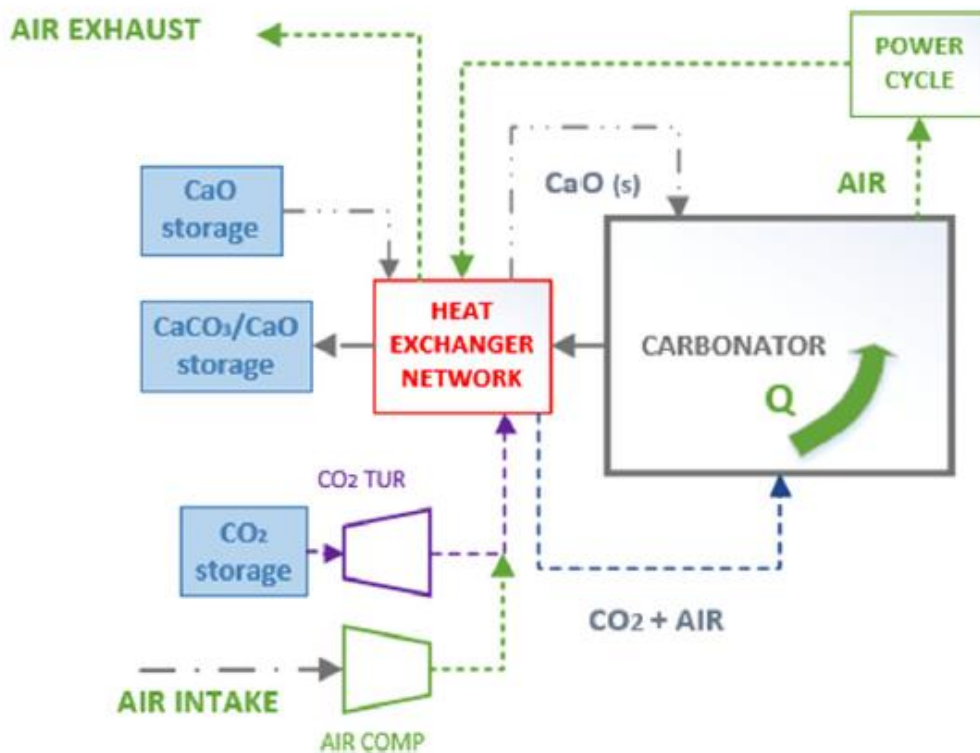


Figura 7. Integrazione indiretta con ciclo aperto ad aria/ $\text{CO}_2$  sul lato del carbonatore [5].

Anche in questo caso valgono tutte le problematiche già viste per l'utilizzo di un ciclo aperto in un'integrazione diretta, in primis dunque il fatto che non sia possibile ottenere in uscita dal carbonatore aria perfettamente priva di anidride carbonica e che, per aumentare le performance del reattore, occorranو elevate pressioni di esercizio.

### 3.3.2 Ciclo chiuso

Per queste ragioni, potrebbe essere dunque preferibile l'impiego di una configurazione chiusa, in cui un fluido termovettore, diverso da quello relativo al processo di Calcium-Looping, alimenta un ciclo di potenza esterno, che scambia indirettamente calore con il lato carbonatore attraverso uno scambiatore.

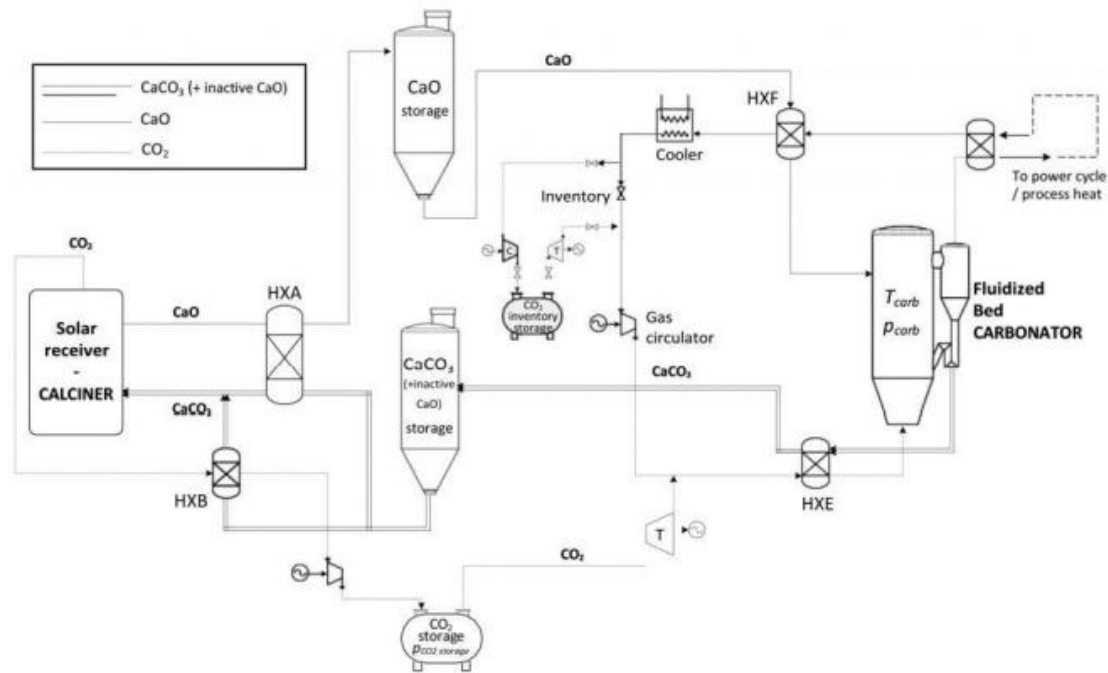


Figura 8. Integrazione indiretta con ciclo chiuso per un impianto CSP-CaL [1].

Questa tipologia di layout permette inoltre una maggiore libertà impiantistica relativamente all'utilizzo del carbonatore. Infatti, secondo gran parte della letteratura attuale, è possibile l'impiego di un reattore a pressione ambiente e con atmosfera caratterizzata da sola  $\text{CO}_2$  pura [3].

Un altro vantaggio è quello relativo al minor numero di vincoli dovuti alle condizioni operative del processo di Calcium-Looping, e dunque alla varietà di cicli di potenza che possono essere sfruttati per la produzione di energia elettrica, sempre in funzione comunque dell'ammontare di calore disponibile e del proprio range di temperature.

Come si può osservare dallo schema in Fig. 8, l'integrazione indiretta con ciclo chiuso (così come anche l'integrazione diretta vista in precedenza) necessita però di uno stoccaggio dell'inventario per la CO<sub>2</sub> (Inventory Storage) con relativi compressore e turbina. Durante i transitori di funzionamento può infatti variare la richiesta termica del ciclo di potenza e di conseguenza quella di CO<sub>2</sub> da parte del carbonatore. Anziché aumentare quindi l'estrazione di anidride carbonica, un sistema del genere permette di variare istantaneamente la quantità di ricircolo necessaria alla carbonatazione attraverso l'immissione o il prelievo del gas dal circuito. Lo studio di questa tipologia di integrazione prenderà comunque in considerazione le condizioni stazionarie di esercizio, quindi non verrà valutata una variazione della portata di CO<sub>2</sub>.

Relativamente allo stoccaggio, essendo allo stato solido, CaO e CaCO<sub>3</sub> possono essere mantenuti alle stesse condizioni dell'ambiente esterno, ovvero 1 bar e 20 °C [3] (approssimazione della temperatura media annuale a Siviglia, località scelta per l'installazione finale dell'impianto). Inoltre, come si vedrà, nell'ottica di un utilizzo di una rete per il recupero termico, i flussi solidi caldi che non riescono ad ottenere un raffreddamento fino a temperatura ambiente, potranno essere stoccati ugualmente a temperature superiori (facendo però ricorso in questo caso a materiale isolante per i serbatoi). CaO e CaCO<sub>3</sub>, disponibili a più alte temperature, necessiteranno dunque di un minore preriscaldamento per il processo di Calcium-Looping.

Per lo stoccaggio della CO<sub>2</sub>, la scelta più interessante risulta essere invece una condizione di 75 bar e temperatura ambiente [3]. In questo modo si riduce il volume di stoccaggio, mantenendo ottimi risultati in termini di densità di potenza, e si evitano nuovamente dispersioni termiche.

Passando infine alla scelta del ciclo di potenza, in letteratura si trovano diversi studi sulle varie alternative di integrazione indiretta, come ad esempio: il ciclo Brayton-Joule, il ciclo Rankine organico o a vapore surriscaldato, il ciclo Stirling, il ciclo combinato e il ciclo Kalina. In particolare, relativamente al progetto SOCRATCES, il più interessante dal punto di vista della complessità e dell'efficienza (fino al 45 %, escluse le perdite del campo solare) è il ciclo Brayton a CO<sub>2</sub> supercritica. L'ottimizzazione termica e la fattibilità economica di questa tipologia di integrazione saranno quindi oggetto di studio nel

seguinte lavoro; nello specifico, si valuteranno e metteranno a confronto due diverse alternative che utilizzano entrambe  $s\text{CO}_2$  come fluido di potenza: il ciclo Brayton a singola interrefrigerazione e il ciclo Brayton a ricompressione.

## 4. Integrazione indiretta con Cicli Brayton a $s\text{CO}_2$

Sebbene non abbia ancora raggiunto appieno la sua maturità tecnologica, il ciclo Brayton a  $\text{CO}_2$  supercritica rappresenta una delle integrazioni più promettenti da poter sfruttare in un impianto di produzione ad alta temperatura CSP-CaL, per via di una serie di vantaggi relativi alle proprietà del suo fluido di potenza.

Innanzitutto, le elevate pressioni e temperature, che possono essere raggiunte grazie all'utilizzo della  $\text{CO}_2$  supercritica, consentono di ottenere un'efficienza che può teoricamente superare il 50%. Il suo punto critico ( $T_c=30,88\text{ °C}$ ,  $P_c=73,77\text{ bar}$ ) è inoltre relativamente facile da raggiungere e, in prossimità di esso, la  $\text{CO}_2$  presenta valori bassi di compressibilità (fattore compreso tra 0,2 e 0,5), che rendono il suo comportamento simile a quello di un fluido incomprimibile. Lavorando all'interno della regione supercritica, il lavoro di compressione sarà dunque minore, determinando un incremento della potenza utile fornita dal ciclo [6]. Per di più, le elevate pressioni di esercizio mantengono alta la densità del fluido e questo permette una portata volumetrica minore e un utilizzo di turbomacchine con dimensioni fino a dieci volte inferiori rispetto a quelle basate su un ciclo Rankine a vapore [7]. La riduzione dell'ingombro riguarda anche gli scambiatori della rete di recupero termico che si andrà a considerare: infatti, sul mercato sono presenti scambiatori di calore compatti ad elevata efficienza di scambio, che possono ulteriormente contribuire a ridurre di quattro volte le dimensioni dell'impianto [8].

Le elevate pressioni di esercizio che caratterizzano questa tipologia di ciclo e la lontananza dalle condizioni di condensazione, minimizzano le infiltrazioni d'aria e non rendono necessario, a differenza degli impianti a ciclo Rankine, l'impiego di sistemi di purificazione. Viceversa, l'eventuale fuoriuscita di fluido può essere invece risolta attraverso un semplice impianto di aerazione appropriato [8].

Infine, aspetto non meno importante consiste nella più bassa corrosività della  $\text{CO}_2$  supercritica rispetto al vapore ad elevate condizioni di temperatura, il che permette di dover sottostare a minori vincoli strutturali [9].

Come anticipato in precedenza, lo scopo del seguente lavoro è quello di valutare diverse configurazioni di recupero termico in relazione all'integrazione indiretta dei cicli Brayton a singola interrefrigerazione e a ricompressione; per entrambi, si procede però partendo dai risultati ottenuti da Tesio [3] circa l'ottimizzazione, in termini di rendimento del carbonatore, dei cicli di potenza sopra citati, con l'imposizione iniziale di fabbisogno di calore esterno pari a zero (nessun utilizzo di combustibili fossili).

Nei paragrafi successivi verrà quindi descritta tale configurazione a rendimento massimo e fabbisogno nullo, per poi andare a realizzare una rete di scambiatori (sempre a fabbisogno di calore pari a zero), che verrà via via semplificata in modo da poter avviare un'analisi economica che porti alla scelta della configurazione di rete più competitiva.



## 5. Ottimizzazione dei Cicli Brayton a $s\text{CO}_2$

Come anticipato, l'algoritmo per il processo di ottimizzazione utilizzato da Tesio, sintetizzato in Fig. 9 e ripreso nel lavoro di Viti [10], mira a massimizzare l'efficienza del lato carbonatore (massima potenza elettrica prodotta col minimo consumo di reagenti), imponendo comunque una richiesta esterna di calore pari a zero, in modo da evitare l'utilizzo di combustibili fossili.

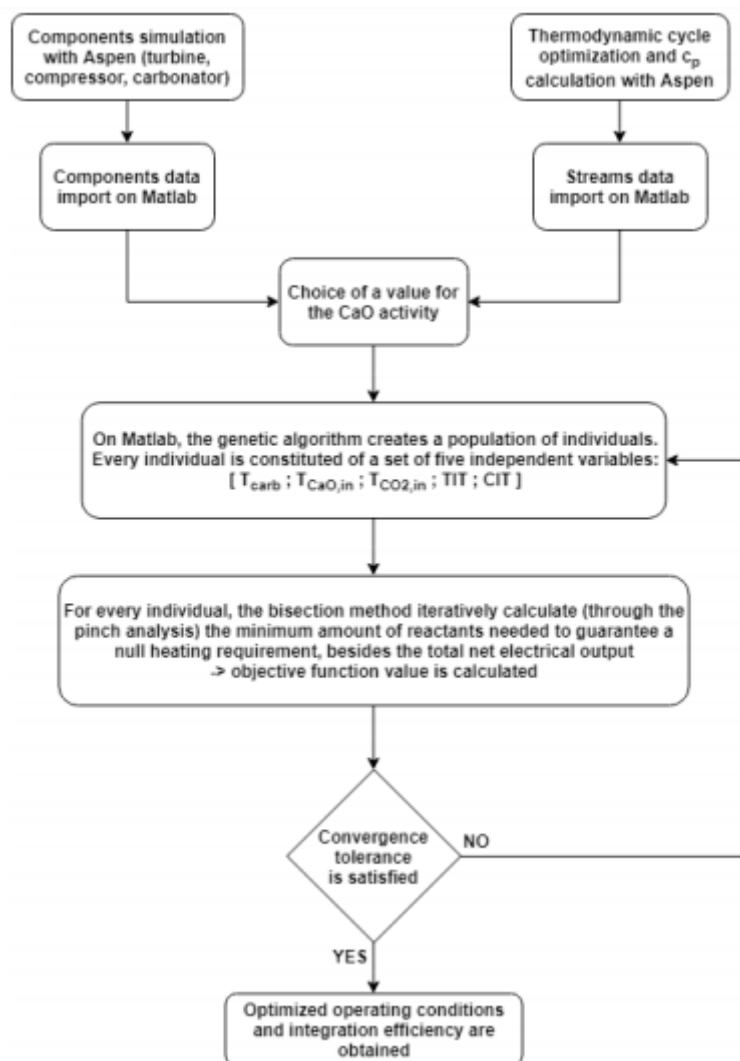


Figura 9. Algoritmo per l'ottimizzazione dell'integrazione indiretta con ciclo Brayton a  $s\text{CO}_2$  [3].

L'algoritmo parte dalla separazione concettuale del ciclo di potenza dal resto dell'impianto (Fig. 10), poiché, sebbene teoricamente sarebbe più opportuno effettuare un'ottimizzazione simultanea del lato carbonatore e del ciclo integrato, è più semplice e pratico dal punto di vista computazionale ottenere dapprima la configurazione ottimale del ciclo di potenza, per poi ricavare, attraverso le temperature risultanti nel primo step, quella relativa al carbonatore.

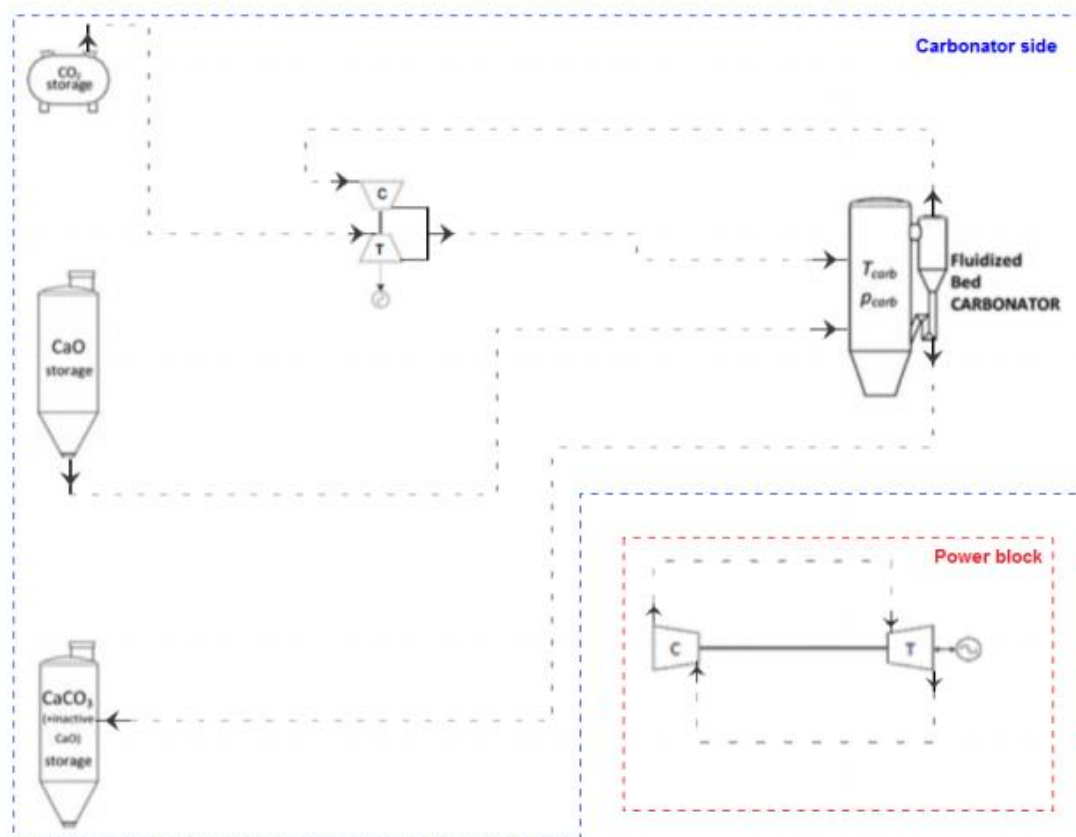


Figura 10. Layout concettuale per il processo di ottimizzazione (configurazione generica del ciclo di potenza) [3].

In questa fase, poiché si ha a che fare con alte pressioni in termini assoluti, è stata ottimizzata la dinamica del fluido tra uscita del compressore ed ingresso in turbina, riducendo così la penalizzazione dovuta alle perdite di pressione. Vengono quindi considerate due percentuali diverse per le zone ad alta e bassa pressione (rispettivamente 0,5 % e 1 % della pressione in ingresso, Tabella 2). È stato anche fissato il vincolo della pressione minima raggiungibile all'interno del ciclo ( $P_{\min,abs} = 74 \text{ bar}$ ,

Tabella 3), per evitare di incorrere in condizioni sub-critiche; inoltre, poiché il lavoro di Tesio [3] si rifà alle condizioni operative del prototipo di turbina da 1 MW, testata da General Electric per l'iniziativa SunShot del Dipartimento dell'Energia Americano, tale potenza ha rappresentato il valore minimo da raggiungere ai fini dell'ottimizzazione ( $P_{el,net}$ , Tabella 3).

Qui di seguito, dunque, una sintesi delle ipotesi operative e dei vincoli utilizzati per la configurazione ottimale.

Ipotesi operative			
$TIP_{max}$	250 bar	$\Delta T_{HEX}$	15 °C
$TIT_{max}$	715 °C	$\eta_{is,turb}$	0,9
$\Delta P_{LP}$	1 % · $P_{in}$	$\eta_{is,compr}$	0,87
$\Delta P_{HP}$	0,5 % · $P_{in}$	$\eta_{el}$	0,97

Tabella 2: Ipotesi di partenza per l'ottimizzazione realizzata da Tesio [3].

Vincoli	
$P_{el,net}$	1 MW
$\dot{Q}_{th,need}$	0 MW
$P_{min,abs}$	74 bar

Tabella 3: Vincoli per l'ottimizzazione realizzata da Tesio [3].

In cui:

- $TIP_{MAX}$  è la pressione massima in ingresso in turbina;
- $TIT_{MAX}$  è la temperatura massima in ingresso in turbina;
- $\Delta P_{LP}$  e  $\Delta P_{HP}$  sono le cadute di pressione rispettivamente nella zona a bassa ed alta pressione;
- $\Delta T_{HEX}$  è la minima differenza di temperatura adottata per gli scambi termici;
- $\dot{Q}_{th,need}$  è la potenza termica richiesta esternamente.

Successivamente, col metodo di approssimazione quadratica, si giunge ai dati relativi ai flussi in gioco (temperatura, portata, pressione). Le simulazioni in Aspen forniscono anche altri dati importanti dell'impianto, come ad esempio le temperature in uscita di turbina e compressore (TOT e COT), importate poi in Matlab per il passo successivo dell'algoritmo.

All'interno della simulazione, la reattività del CaO, definita come il rapporto tra le moli di CaO che reagiscono e quelle fornite al carbonatore, viene considerata come variabile indipendente in forma discreta per motivi di semplicità (dovendo effettuare una simulazione per ogni valore della stessa). Dopodiché, l'algoritmo genetico seleziona una popolazione di individui caratterizzata da un set di cinque variabili indipendenti: temperatura del carbonatore, temperature in ingresso al reattore di CO<sub>2</sub> e CaO, temperature in ingresso al compressore (CIT) e alla turbina (TIT). Da questi elementi sono state ricavate poi le variabili dipendenti, ovvero temperature intermedie, pressioni e portate.

Come ulteriore step, attraverso il metodo di bisezione, è stata ricavata iterativamente, per ogni set di variabili dipendenti e indipendenti, la portata minima di CaO che mantiene comunque nullo il fabbisogno di calore dall'esterno. Da tale valore, è stata calcolata infine la potenza elettrica netta per unità di portata di reagente solido, che rappresenta la funzione obiettivo massimizzata.

Vengono qui di seguito mostrati i risultati ottenuti da Tesio, in cui si può notare come la configurazione ottimale (massimo rendimento del lato carbonatore), per entrambi i cicli di potenza, sia quella caratterizzata da una reattività del CaO pari a 0,5 (Tabelle 4-5).

	X [-]	Storage turbine power [kW <sub>s</sub> ]	Compressor power [kW <sub>s</sub> ]	Conveying power [kW <sub>e</sub> ]	Rejection power [kW <sub>e</sub> ]	Total auxiliaries consumption [kW <sub>e</sub> ]	Total plant net power [kW <sub>e</sub> ]
SINGLE INTERCOOLING	0,2	258	1,5	88	8,3	97	1152
	0,3	255	14,7	60	8,6	69	1164
	0,4	254	20,6	47	8,8	55	1171
	0,5	252	24,6	38	8,9	47	1174
RECOMPRESSION	0,2	228	32,4	78	6,8	85	1105
	0,3	215	54,7	53	7,1	60	1095
	0,4	212	67,6	41	7,2	48	1092
	0,5	204	73,9	33	7,3	41	1085

Tabella 4. Potenze risultanti per i diversi valori di reattività (in evidenza la configurazione ottimale) [3].

	INDEPENDENT VARIABLES						DEPENDENT VARIABLES				FLOWRATES					
	X [-]	T <sub>carb</sub> [°C]	T <sub>CaO,in</sub> [°C]	T <sub>CO<sub>2</sub>,in</sub> [°C]	TIT [°C]	CIT [°C]	COT [°C]	TOT [°C]	T <sub>co<sub>2</sub>,mix</sub> [°C]	Excess index [-]	$\dot{m}_{CaO}$ [kg/s]	$\dot{m}_{CO_2,stoic}$ [kg/s]	$\dot{m}_{CO_2,rec}$ [kg/s]	$\dot{m}_{CaO,unr}$ [kg/s]	$\dot{m}_{CaCO_3}$ [kg/s]	$\eta_{carb}$ [%]
SINGLE INTERCOOLING	0,2	875	387	179	650	215	230	294	285	1,157	4,09	0,64	0,101	3,28	1,46	44,27
	0,3	875	446	241	650	125	138	294	192	2,886	2,70	0,64	1,198	1,89	1,44	45,29
	0,4	875	433	303	650	113	126	294	171	3,725	2,02	0,63	1,728	1,21	1,44	45,79
	0,5	875	493	291	650	114	127	294	166	4,269	1,60	0,63	2,057	0,80	1,43	46,12
RECOMPRESSION	0,2	875	516	504	650	401	419	293	386	3,731	3,62	0,57	1,554	2,90	1,29	47,99
	0,3	875	514	514	616	438	458	270	424	5,458	2,37	0,56	2,488	1,66	1,27	48,50
	0,4	875	506	521	612	468	488	267	453	6,308	1,77	0,56	2,950	1,06	1,26	48,71
	0,5	875	511	518	589	472	492	251	457	6,847	1,40	0,55	3,211	0,70	1,25	48,86

Tabella 5. Variabili indipendenti, dipendenti e portate per i diversi valori di reattività (in evidenza la configurazione ottimale) [3].

La Tabella 6 mostra quindi i capisaldi del ciclo a singola interrefrigerazione, ottenuti a seguito del processo di ottimizzazione. Vengono anche riportati il rendimento del ciclo, le potenze relative ai due compressori e alla turbina e la portata di sCO<sub>2</sub>.

	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>
<b>Pressure [bar]</b>	74	80,3	79,5	251,3	250	74,7
<b>Temperature [°C]</b>	35	40,7	35	97,6	715	555,1
$\dot{W}_{s,turb}$	1313,3 [kW]	$\dot{W}_{s,comp,1}$		18,8 [kW]	$\eta_{cycle}$	17,13%
$\dot{m}_{CO_2}$	6,931 [kg/s]	$\dot{W}_{s,comp,2}$		263,6 [kW]		

Tabella 6. Risultati relativi alla configurazione ottimale del ciclo a singola interrefrigerazione [3].

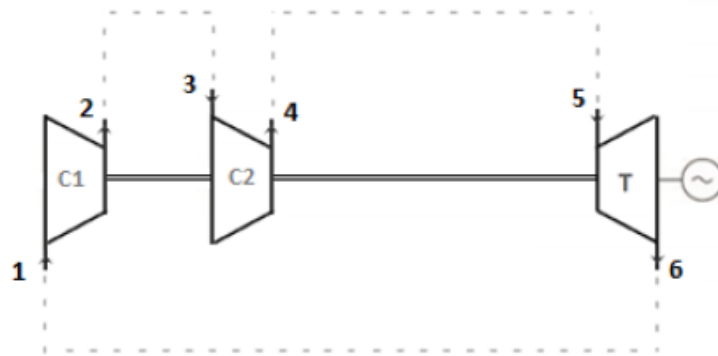


Figura 11. Layout del ciclo a singola interrefrigerazione, con capisaldi [3].

In Tabella 7, invece, i valori ottimali per il ciclo a ricompressione, con relativo layout (Fig. 12).

	1a	1b≡9≡10a	2a	2b	3a	4	5	6	7	8
<b>Pressure [bar]</b>	82,7	83,7	253,8	252,5	252,5	252,5	251,3	250	85,4	84,6
<b>Temperature</b>	35	89,7	74,7	199,2	197,5	198,1	522	715	571	213
$\dot{W}_{s,turb}$	1419,4 [kW]		$\dot{W}_{s,comp,1}$		159,8 [kW]		$\dot{m}_{10a}/\dot{m}_9$		0,6492	
$\dot{m}_{CO_2,tot}$	8,315 [kg/s]		$\dot{W}_{s,comp,2}$		228,8 [kW]		$\eta_{cycle}$		49,25%	

Tabella 7. Risultati relativi alla configurazione ottimale del ciclo a ricompressione [3].

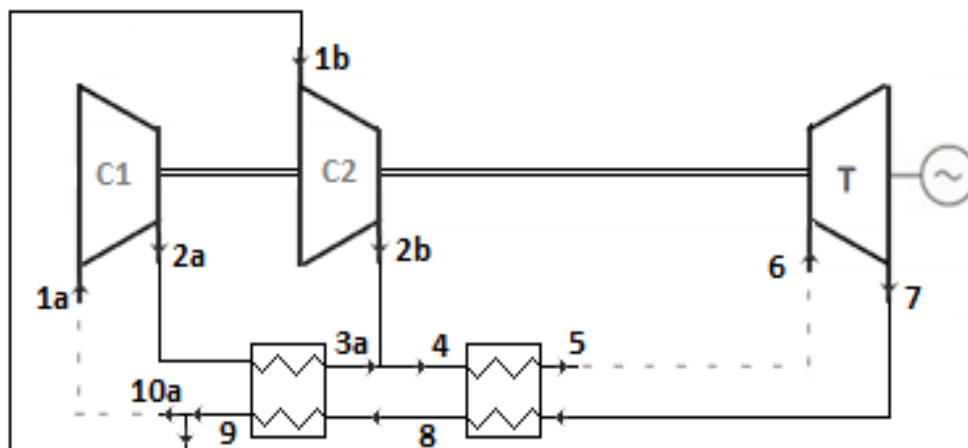


Figura 12. Layout del Ciclo a Ricompressione, con capisaldi [3].

I dati relativi alla migliore soluzione impiantistica rappresentano dunque il punto di partenza del seguente lavoro, finalizzato in un primo momento alla realizzazione di una rete di scambiatori a fabbisogno di calore nullo, a cui farà seguito una serie di semplificazioni che permetteranno poi una valutazione di carattere economico.

## 6. Approccio alla rete di scambiatori di calore

Nella progettazione della rete di recupero termico, il primo passo è stato quello di analizzare i calori specifici relativi al range di temperature degli scambi termici. Poiché il calore specifico varia, più o meno fortemente, con la temperatura, per ciascun flusso sono stati considerati piccoli sotto-intervalli all'interno dei quali è stato calcolato il calore specifico medio attraverso correlazioni empiriche disponibili in letteratura. Per quanto riguarda la calce viva, ad esempio, è stata utilizzata l'equazione di Shomate [11], con T espressa in K/1000 e range di validità tra 298 e 3200 K:

$$c_{p_{CaO}}(T) = \frac{A + BT + CT^2 + DT^3 + \frac{E}{T^2}}{PM_{CaO}} \quad (6)$$

In cui:

- $c_{p_{CaO}}$  è espresso in  $\frac{kJ}{kgK}$ ;
- $PM_{CaO} = 56,0774 \frac{kg}{kmol}$ ;
- $A = 49,95403$ ;
- $B = 4,887916$ ;
- $C = -0,352056$ ;
- $D = 0,046187$ ;
- $E = -0,825097$ .



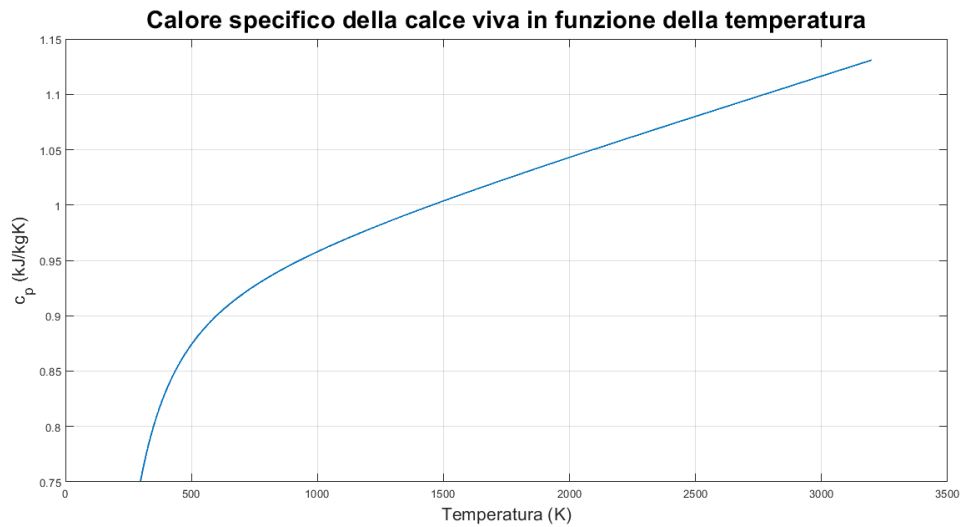


Figura 13. Calore specifico della calce viva (correlazione da [11]).

Per il calcare, invece, è stata sfruttata la seguente correlazione, con validità in 0-1033 °C [12]:

$$c_{p_{CaCO_3}}(T) = \frac{A + BT + CT^{-2}}{PM_{CaCO_3}} \quad (7)$$

Dove:

- $c_{p_{CaCO_3}}$  è espresso in  $\frac{kJ}{kgK}$ ;
- $PM_{CaCO_3} = 100,0869 \frac{kg}{kmol}$ ;
- $A = 82,34$ ;
- $B = 4,975 * 10^{-2}$ ;
- $C = -12,87 * 10^5$ .

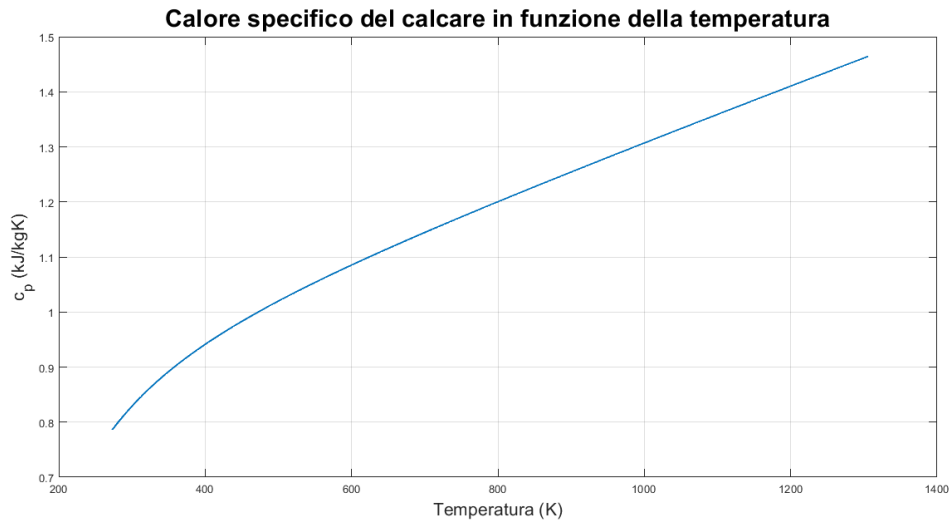


Figura 14. Calore specifico di  $\text{CaCO}_3$  (correlazione da [12]).

Dopodiché, grazie ad una media integrale, si utilizzano le relazioni empiriche mostrate sopra per calcolare i calori specifici medi in ciascun sotto-intervallo di temperatura. Definendo  $T_1$  e  $T_2$  le temperature alle estremità di tali intervalli, si ottiene:

$$\bar{c}_p = \frac{\int_{T_1}^{T_2} c_p(t) \cdot dt}{(T_2 - T_1)} \quad (8)$$

Per quanto riguarda invece il calore specifico medio del flusso  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$ , esso è stato ricavato partendo dai singoli  $c_p$  medi delle due sostanze, ma attraverso i pesi della reattività ( $x = 0,5$ ) e dei rispettivi PM:

$$\bar{c}_{p_{\text{CaCO}_3 + \text{CaO}}} = \frac{0,5 \cdot PM_{\text{CaO}} \cdot \bar{c}_{p_{\text{CaO}}} + 0,5 \cdot PM_{\text{CaCO}_3} \cdot \bar{c}_{p_{\text{CaCO}_3}}}{0,5 \cdot PM_{\text{CaO}} + 0,5 \cdot PM_{\text{CaCO}_3}} \quad (9)$$

Passando alla  $\text{CO}_2$ , sono state invece utilizzate correlazioni ricavate attraverso il software REFPROP (NIST – Reference Fluid Properties). In particolare, per la  $\text{CO}_2$  supercritica, ad ogni pressione in ingresso, si è ottenuta una specifica correlazione  $c_p$ - T.

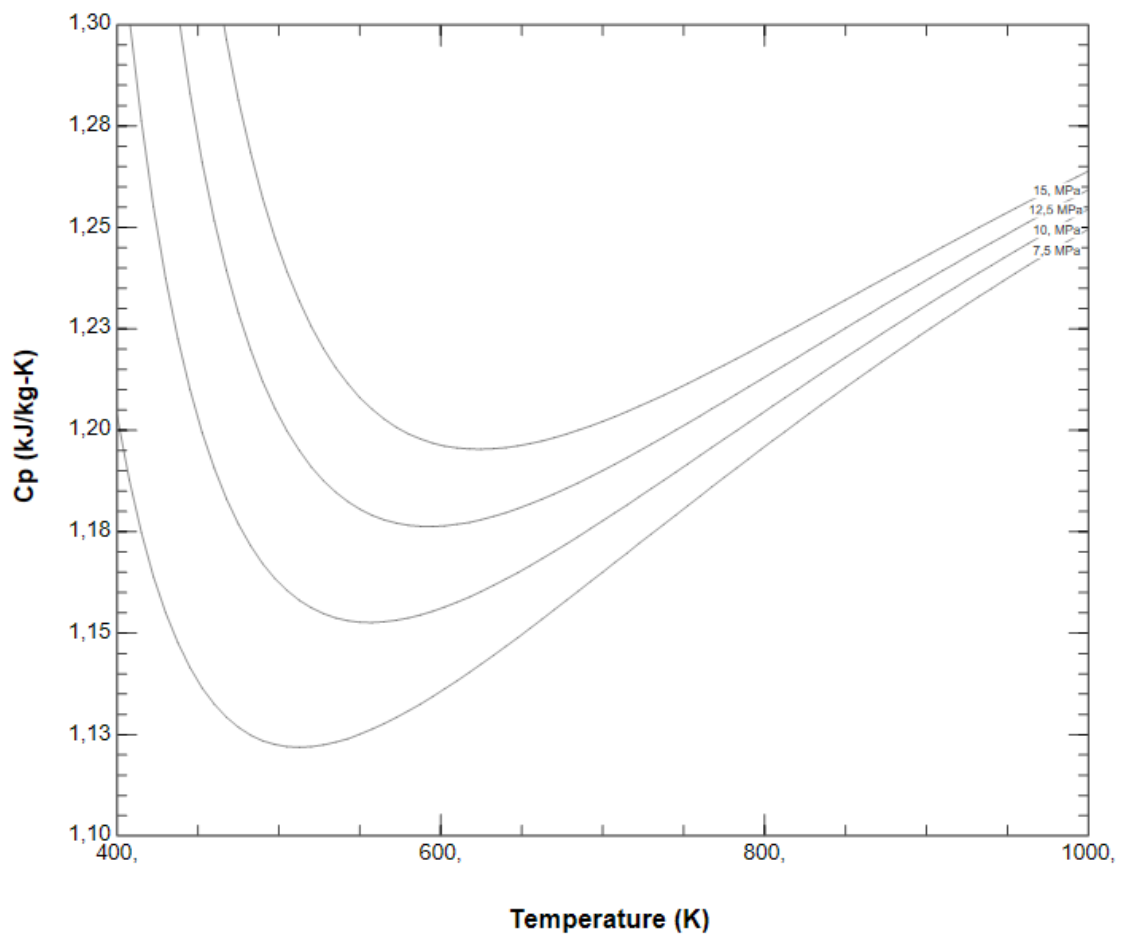


Figura 15. Calore specifico della CO<sub>2</sub> supercritica in funzione di temperatura e pressione (NIST-REFPROP)

Dopodiché, tutti i calori specifici ottenuti sono stati immessi nei rispettivi segmenti di validità all'interno di Aspen Energy Analyzer, software utilizzato per la modellazione richiesta in questo progetto di tesi.

## 7. Rete a fabbisogno di calore nullo per il ciclo a singola interrefrigerazione

Sempre nella pagina di lavoro di Aspen, sono stati inoltre assegnati ai vari flussi le proprietà termo-fisiche indispensabili per la realizzazione della successiva rete di scambiatori.

I flussi coinvolti nella rete sono distinguibili in flussi caldi (dunque da raffreddare) e flussi freddi (da riscaldare). Tra quelli caldi vi sono:

- il flusso solido in uscita dal carbonatore ( $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$ );
- l'anidride carbonica in uscita anch'essa dal carbonatore ( $\text{CO}_2_{\text{rec}}$ );
- la  $\text{CO}_2$  supercritica in uscita dalla turbina del ciclo di potenza ( $\text{SCO}_2_{6-1}$ );
- la  $\text{CO}_2$  che subisce l'interrefrigerazione tra i due compressori ( $\text{SCO}_2_{2-3}$ ).

I flussi freddi invece sono rappresentati da:

- l'ossido di calcio che entra nel carbonatore ( $\text{CaO}$ );
- l'anidride carbonica prelevata dallo storage ( $\text{CO}_2_{\text{stech}}$ );
- la miscela tra  $\text{CO}_2_{\text{stech}}$  e  $\text{CO}_2_{\text{rec}}$  ( $\text{CO}_2_{\text{mix}}$ );
- la  $\text{CO}_2$  supercritica in uscita dal secondo compressore del ciclo di potenza ( $\text{CO}_2_{4-5}$ ).

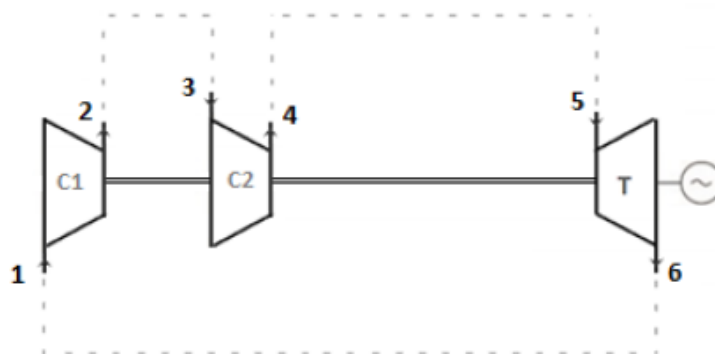


Figura 16. Ciclo di potenza da integrare (Single Intercooling) [3].

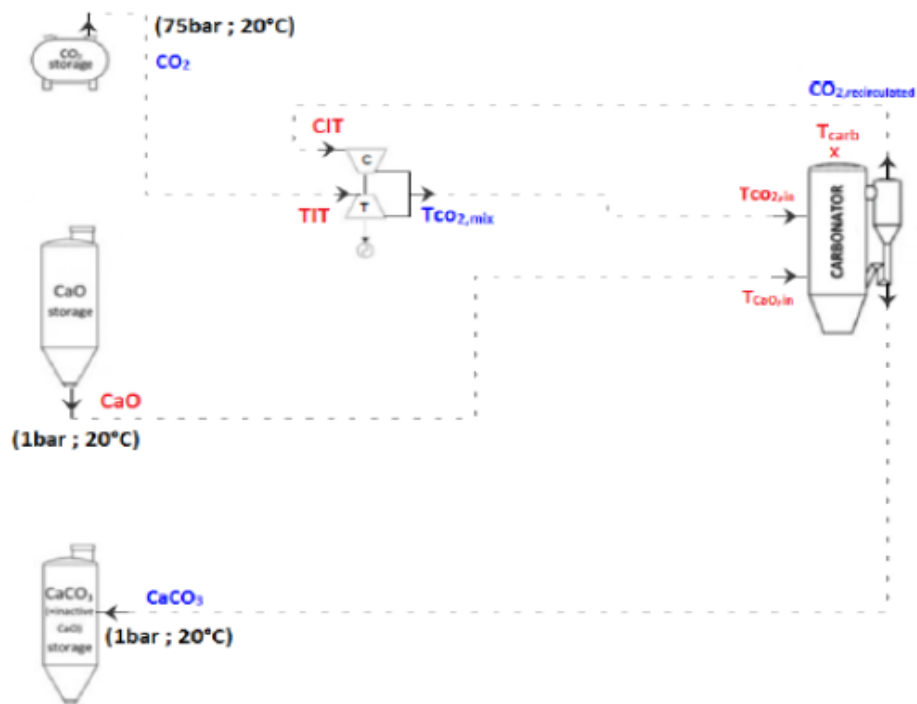


Figura 17. Layout, lato carbonatore.[3].

Una volta impostata nel software la minima differenza di temperatura (15 °C), quello in Fig. 18 rappresenta lo schema iniziale da cui si è partiti per la realizzazione della rete di scambiatori:



Figura 18. Schema di partenza per la rete di scambiatori.

In Tab. 8, invece, una sintesi delle temperature in ingresso e in uscita dei vari flussi e delle relative portate, ricavate dall'ottimizzazione realizzata da Tesio [3]:

Flussi	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)	G (kg/s)
CaCO <sub>3</sub> +CaO <sub>(un)</sub>	875	20	2,23
CO <sub>2 rec</sub>	875	114,2	2,057
SCO <sub>2 6-1</sub>	555,1	35	7,014
SCO <sub>2 2-3</sub>	40,7	35	6,93
SCO <sub>2 4-5</sub>	97,6	715	6,93
CO <sub>2 stech</sub>	20	650	0,629
CaO	20	493,1	1,601
CO <sub>2 mix</sub>	166	290,6	2,686

Tabella 8. Portate e range di temperatura dei flussi coinvolti nel ciclo a singola interrefrigerazione [3].

Per quanto riguarda invece il refrigerante, sono diverse le scelte possibili. Per facilità impiantistica e risparmio dal punto di vista economico, si sceglierà, come vedremo, di cedere il calore direttamente in atmosfera. Eccezion fatta per il raffreddamento del flusso CaCO<sub>3</sub>+CaO<sub>(un)</sub> in uscita dalla rete, che, essendo solido, può essere immagazzinato in un serbatoio ad alte temperature. Tuttavia, per riuscire comunque a comprendere quanto calore metta ancora a disposizione tale flusso, si ipotizza un ulteriore raffreddamento fittizio fino alla temperatura di 20 °C. Se però accoppiassimo questo flusso col refrigerante “aria”, Aspen segnalerebbe una violazione del secondo principio, ipotizzando l’aria stessa ad una temperatura maggiore o uguale a 20 °C.

In definitiva, essendo la questione irrilevante ai fini del calcolo del fabbisogno di freddo, si è optato in Aspen per un refrigerante convenzionale di riferimento con le seguenti caratteristiche:

- T<sub>in</sub> = -80 °C;
- T<sub>out</sub> = 0 °C;
- C<sub>p</sub> = 4  $\frac{kJ}{kgK}$ .

La scelta della risorsa esterna calda è anch’essa non particolarmente rilevante in questa prima parte di progetto: l’obiettivo da raggiungere attraverso il software di

modellazione è solo l'ammontare del fabbisogno di calore e di come esso vari in funzione di diverse configurazioni della rete (e non di come venga fornito).

La risorsa esterna calda di riferimento utilizzata in Aspen è rappresentata dunque da un fluido con le seguenti caratteristiche termiche:

- $T_{in} = 1000 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- $T_{out} = 800 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- $C_p = 3 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ .

Le portate di entrambe le risorse, in un primo momento, sono state dunque scelte in automatico dal software volta per volta, in base al fabbisogno da soddisfare.

Una volta immessi in input i range di temperatura dei flussi, i calori specifici ricavati nei rispettivi sotto-intervalli e il vincolo tecnico della  $\Delta T_{min}$ , è stato avviato il processo di pinch analysis, avente come primo obiettivo quello di azzerare la richiesta di fabbisogno di calore dall'esterno. A tal proposito, Energy Analyzer fornisce due grafici fondamentali per lo studio di questa prima configurazione, ovvero il diagramma delle curve composite e quello della grande curva composta (Fig. 19-20).

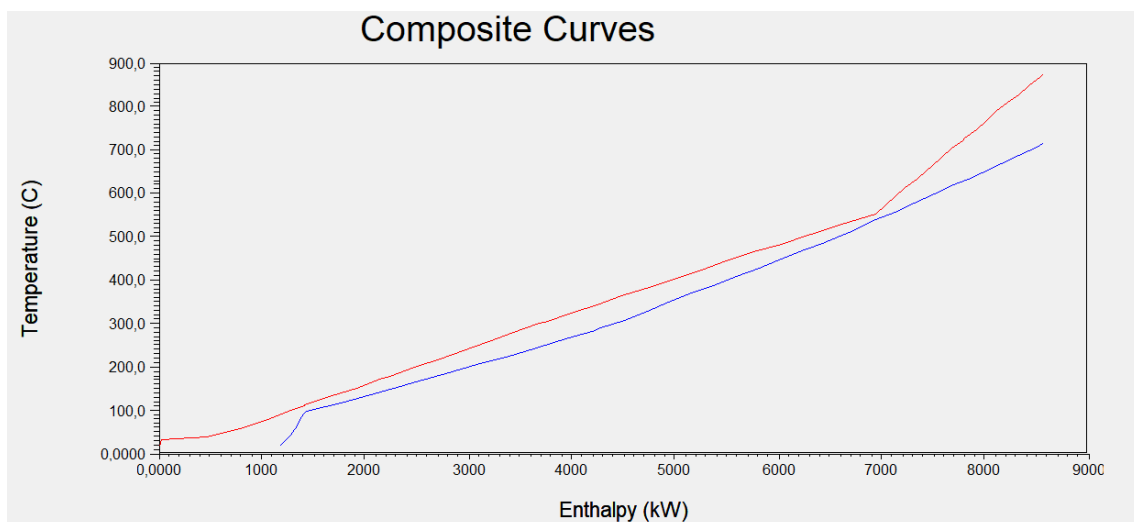


Figura 19. Curve composite.

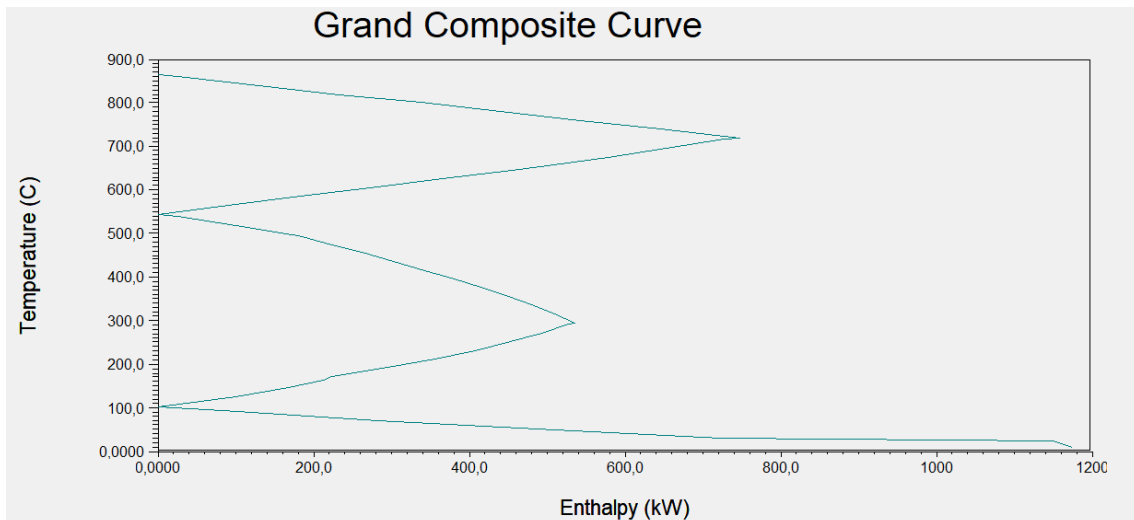


Figura 20: Grande curva composita.

Come si evince dalle due figure, è presente solo un fabbisogno di freddo, pari a 1231,2 kW, ottenuto a basse temperature e soddisfatto dal tipo di refrigerante descritto in precedenza. Inoltre vi sono due pinch point, uno situato a 555,1/540,1 °C ed un secondo a 112,6/97,6 °C. È importante sottolineare come i risultati finali non possiedano una precisione unitaria, ma rappresentino una convergenza alla soluzione reale, al netto di una piccola tolleranza. Infatti, lavorando con un software che dispone di una memoria finita, vi saranno inevitabilmente degli errori di arrotondamento dovuti all'immagazzinamento dei valori sino ad una certa cifra decimale. Questo, insieme alla presenza di capacità termiche elevate, determina un errore che tenderà a propagare e dovrà per forza di cose sfociare nella leggera modifica di almeno un parametro in gioco (se si vuole mantenere un fabbisogno di calore nullo). Si è deciso tuttavia di lasciare inalterate le temperature in ingresso e in uscita dei vari flussi, così come l'ottenimento di un fabbisogno di calore esattamente uguale a zero. Tutto ciò però a discapito di due accoppiamenti in cui la minima differenza di temperatura, settata a 15 °C, risulta essere nella soluzione numerica di poche cifre decimali inferiore. Questo fa sì che, come si può notare nella grande curva composita, in corrispondenza dei due pinch point si è riusciti ad ottenere un flusso termico perfettamente nullo.

Nella realizzazione della rete di scambiatori si è cercato poi di soddisfare alcuni vincoli di tipo impiantistico:



- per prima cosa, si è evitato lo scambio termico tra solidi, per via delle difficoltà tecnologiche che questo tipo di accoppiamento ancora comporta [4];
- sempre per via di difficoltà prettamente tecniche, si è cercato anche di non effettuare split riguardanti i flussi solidi [4], ma in questo caso non è stato possibile raggiungere in toto tale obiettivo, dovendone realizzare uno per il flusso  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$  al di sopra del secondo pinch point.

Per quanto riguarda invece la scelta di ogni accoppiamento, come regola generale si è deciso di collegare dapprima i flussi aventi il maggior quantitativo di potenza termica da fornire o ricevere, in particolare quelli caratterizzati dal prodotto  $G \cdot c_p$  maggiore. Gli split sono stati inoltre concepiti per tentare di raggiungere, tra flussi caldo e freddo, la stessa differenza di temperatura agli estremi degli scambiatori. Tale modo di procedere prende come riferimento alcuni studi disponibili in letteratura riguardanti anch'essi reti di scambiatori realizzate per sistemi Ca-L integrati [13]

Come si può notare dal grafico delle curve composite (Fig. 19), tra i due pinch point vi è una differenza di temperatura di poco superiore a quella minima stabilita (15 °C). Ciò rende arduo l'accoppiamento tra i flussi presenti in questo range, poiché si può benissimo ricadere in un mismatch di temperature. Si è cercato quindi in questa fase, per quanto possibile, di accoppiare flussi aventi  $G \cdot c_p$  simili (e di conseguenza curve T- $\phi$  parallele).

Inoltre, un altro aspetto che ha certamente contribuito alla complessità della rete, è il fatto di non poter lavorare con calori specifici costanti. Infatti, come visto in precedenza, essi, e quindi anche i prodotti  $G \cdot c_p$ , sono fortemente dipendenti dalla temperatura: tale dipendenza è quasi lineare per i solidi, piuttosto non lineare nel caso della  $\text{CO}_2$ .

Nella pagina a fianco, la configurazione finale a fabbisogno di calore nullo (Fig. 21).

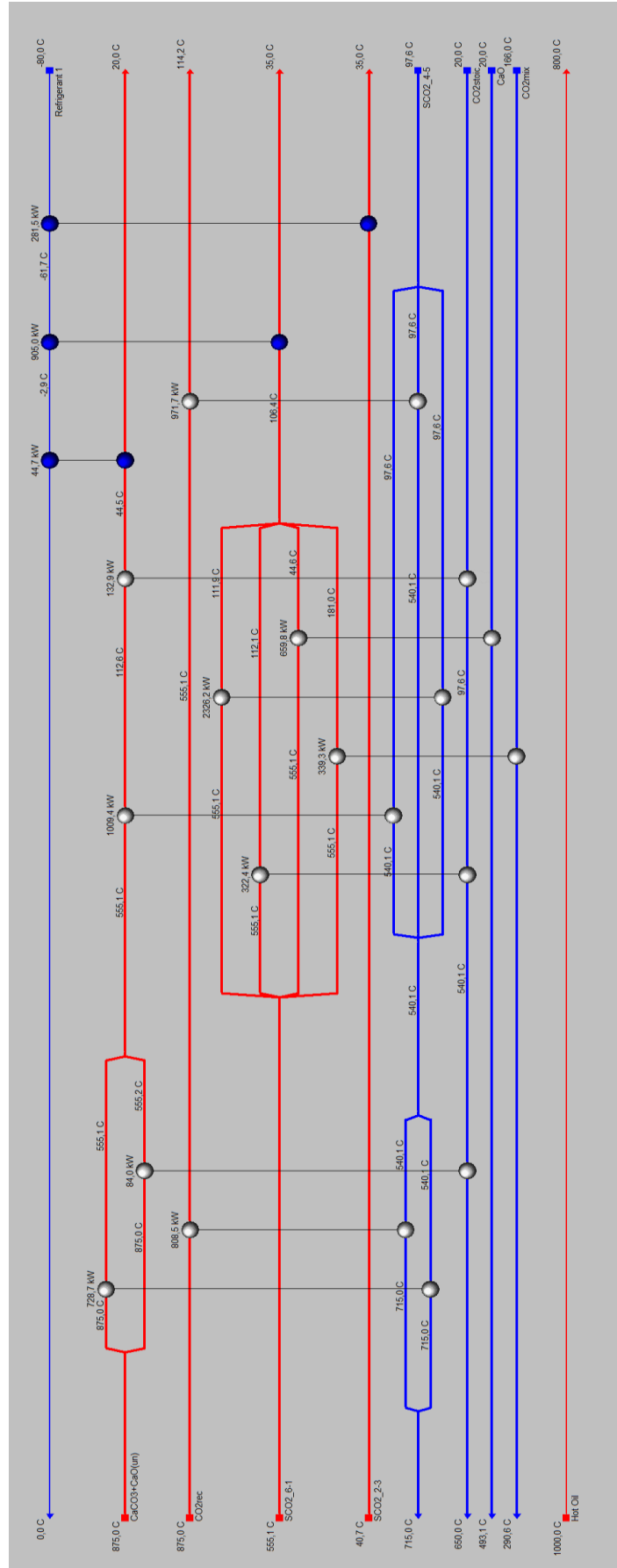


Figura 21. Rete di scambiatori corrispondente a un fabbisogno di calore nullo (Single Intercooling).

Qui di seguito, invece, le frazioni di split necessarie per la realizzazione della configurazione a fabbisogno nullo:

Flusso	Frazione di split
$\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$	0,897
	0,103
$\text{SCO}_{2\ 4-5}$	0,474
	0,526

Tabella 9. Frazioni di split per i flussi al di sopra del secondo pinch point.

Flusso	Frazione di split
$\text{SCO}_{2\ 6-1}$	0,646
	0,090
	0,152
	0,112
$\text{SCO}_{2\ 4-5}$	0,234
	0,540
	0,226

Tabella 10. Frazioni di split per i flussi al di sotto del secondo pinch point.

Come si può notare, per giungere alla prima configurazione, sono stati utilizzati 10 scambiatori, più 3 raffreddatori relativi alla risorsa esterna. Tuttavia si potrebbe anche parlare di 2 soli cooler, poiché può essere trascurato quello per il flusso  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$ ,

in quanto è possibile il suo stoccaggio a più alte temperature, evitando quindi un ulteriore raffreddamento. Per convenzione verrà comunque tenuto in considerazione tale scambio termico “virtuale” tra flusso solido e refrigerante.

## 7.1 Variazione del fabbisogno di calore con la $\Delta T_{min}$

Tutti i dati di input fanno sì che, con una differenza di temperatura minima di 15 °C, si ottenga un fabbisogno di calore nullo. È stato però anche analizzata la variazione di tale fabbisogno al variare di questo vincolo. Come si può osservare in Fig. 22, riducendo la  $\Delta T_{min}$ , si giunge nuovamente ad un fabbisogno nullo, e questo perché, al diminuire della differenza di temperatura, la curva composta dei flussi freddi trasla verso sinistra, avvicinandosi a quella dei flussi caldi e riducendo ancor di più il fabbisogno di calore (che, essendo già nullo, continuerà a maggior ragione a restare tale). Viceversa, aumentando la  $\Delta T_{min}$ , la curva composta dei flussi freddi tenderà a traslare stavolta verso destra, restando in parte “scoperta” e determinando l’aumento del fabbisogno linearmente con la  $\Delta T_{min}$ .

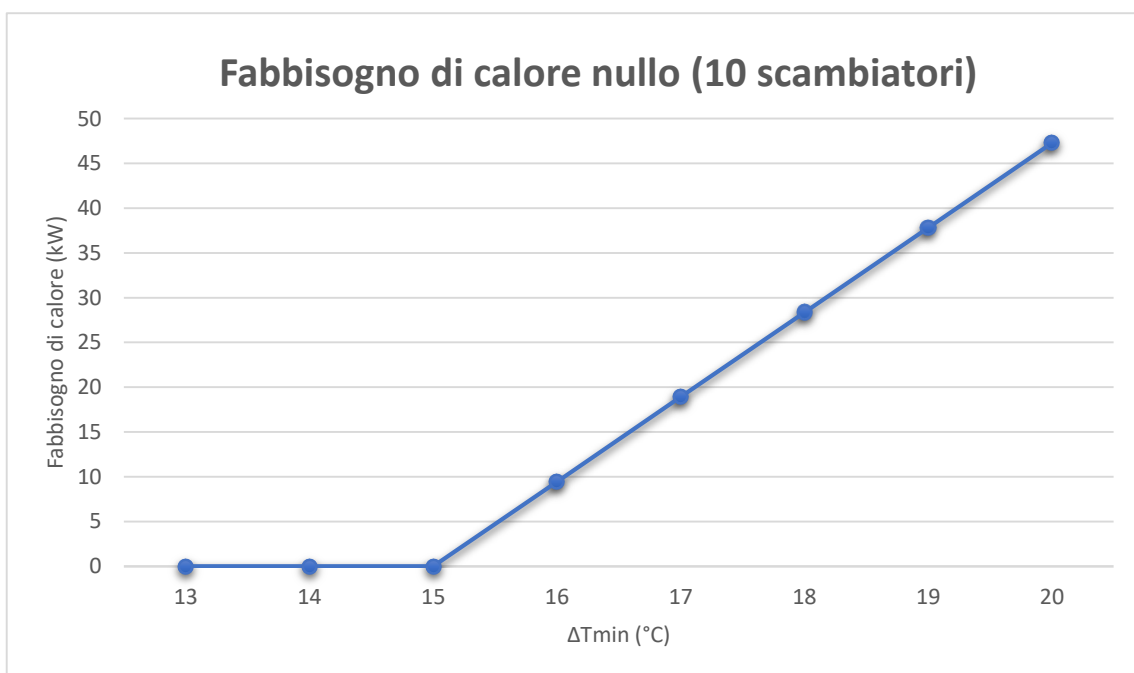


Figura 22. Fabbisogno di calore al variare della  $\Delta T_{min}$  (Single Intercooling).

## 8. Rete a fabbisogno di calore nullo per il ciclo a ricompressione

Passando alla seconda tipologia di integrazione, i flussi caldi da considerare nella realizzazione della rete di scambiatori sono:

- l'anidride carbonica in uscita dal carbonatore ( $\text{CO}_2_{\text{rec}}$ );
- il flusso solido anch'esso all'uscita del carbonatore ( $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$ );
- l'anidride carbonica in ingresso al primo compressore del ciclo di potenza ( $\text{CO}_2_{10a-1a}$ ).

Per quanto riguarda i flussi freddi, invece, si hanno:

- $\text{CO}_{2,5-6}$ , ovvero l'anidride carbonica in ingresso alla turbina del ciclo di potenza;
- l'anidride carbonica prelevata dallo storage ( $\text{CO}_{2,\text{stech}}$ );
- la miscela tra  $\text{CO}_{2,\text{stech}}$  e  $\text{CO}_{2,\text{rec}}$  ( $\text{CO}_{2,\text{mix}}$ );
- l'ossido di calcio che entra nel carbonatore ( $\text{CaO}$ ).

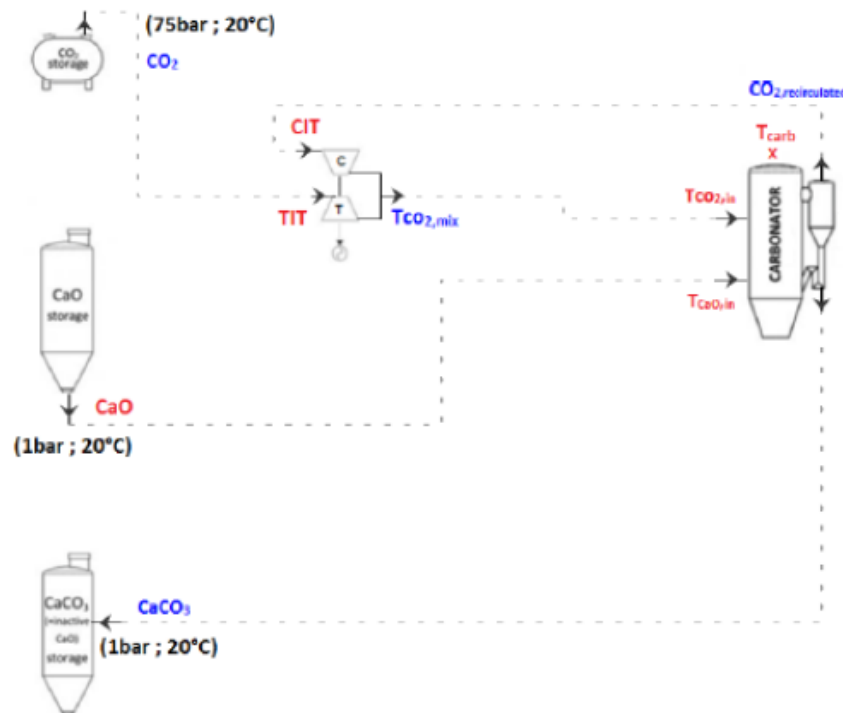


Figura 23. Layout, lato carbonatore [3].

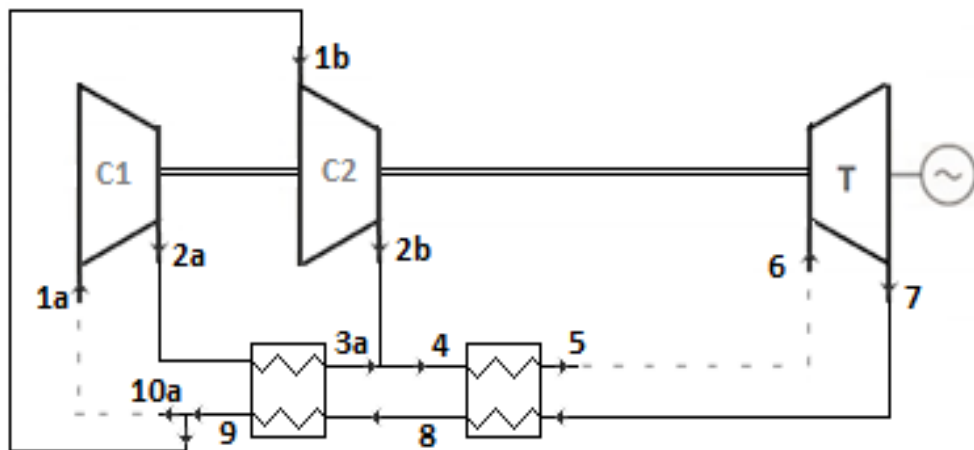


Figura 24. Ciclo di potenza (Recompression Cycle) [3].

Anche qui, come nel caso precedente, ci si è spostati sulla piattaforma di Aspen Energy Analyzer, dove, settando tutti i flussi con le rispettive proprietà termiche ed impostando la differenza di temperatura minima (15 °C), si è giunti allo schema iniziale su cui realizzare la rete di scambiatori (Fig. 25).

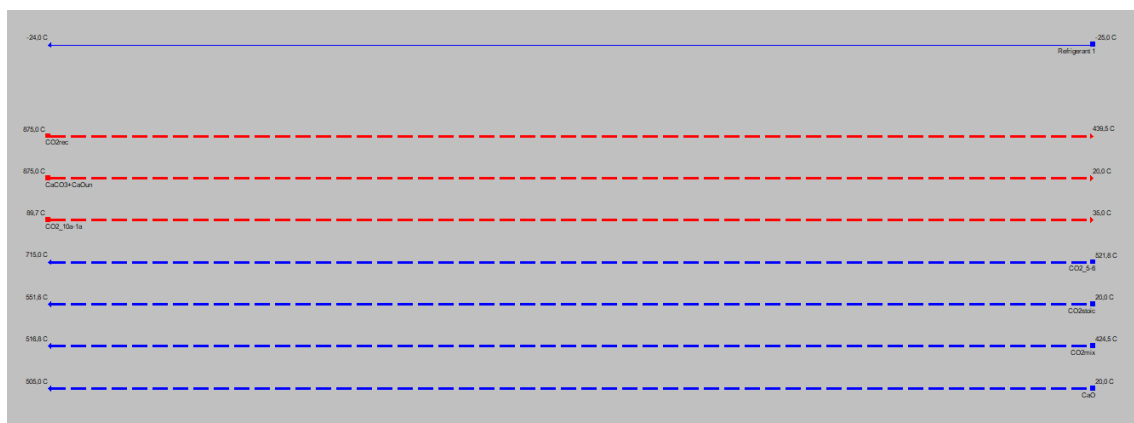


Figura 25. Schema iniziale della rete di scambiatori (Recompression Cycle).

In Tab. 11, invece, una sintesi delle temperature in ingresso ed uscita dei vari flussi, con le relative portate, ricavate dall'ottimizzazione di Tesio [3].

Flussi	T <sub>in</sub> (°C)	T <sub>out</sub> (°C)	G (kg/s)
CaCO <sub>3</sub> +CaO <sub>(un)</sub>	875	20	1,936
CO <sub>2 rec</sub>	875	439,5	3,161
CO <sub>2, 10a-1a</sub>	89,7	35	5,397
CO <sub>2 5-6</sub>	521,8	715	8,317
CO <sub>2 stech</sub>	20	551,6	0,546
CaO	20	505	1,39
CO <sub>2 mix</sub>	424,5	516,8	3,7

Tabella 11. Temperature e portate dei flussi coinvolti nel ciclo a ricompressione [3].

Anche in questo caso vale l'assunzione fatta per il ciclo a singola interrefrigerazione: il flusso solido CaCO<sub>3</sub>+CaO<sub>(un)</sub> subisce un ulteriore raffreddamento sino alla temperatura di 20 °C, anche se, nella pratica, tale calore può essere immagazzinato in un serbatoio a più alta temperatura.

Poiché quindi lo scopo principale è conoscere il fabbisogno di freddo e non necessariamente come esso venga fornito, si è optato per un refrigerante generico, presente nel database di Aspen, con proprietà termiche che sicuramente consentano di soddisfare senza alcun problema tale fabbisogno: temperature in ingresso ed uscita basse (-25/-24 °C) e grande capacità termica.

Per quanto riguarda invece le successive configurazioni a fabbisogno di calore non nullo, anche stavolta è stato scelto in Aspen un flusso di riferimento col solo scopo di ricavare la quantità di calore da richiedere alla sorgente esterna. Tale fluido possiede le seguenti caratteristiche:

- T<sub>in</sub> = 1200 °C;
- T<sub>out</sub> = 1000 °C;
- $C_p = 3 \frac{kJ}{kgK}$ .

In seguito, le portate delle due risorse esterne aumenteranno ovviamente insieme ai fabbisogni. Il primo obiettivo però è quello di analizzare la configurazione a fabbisogno

di calore nullo, di cui vengono mostrate innanzitutto le curve composite e la grande curva composita (Fig. 26-27).

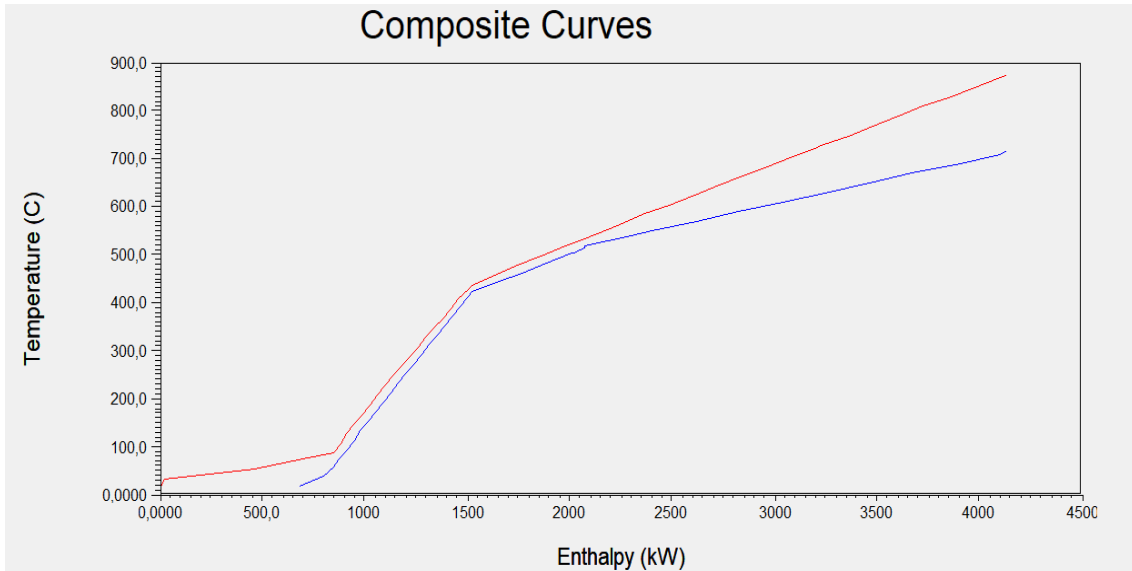


Figura 26. Curve composite (Recompression Cycle).

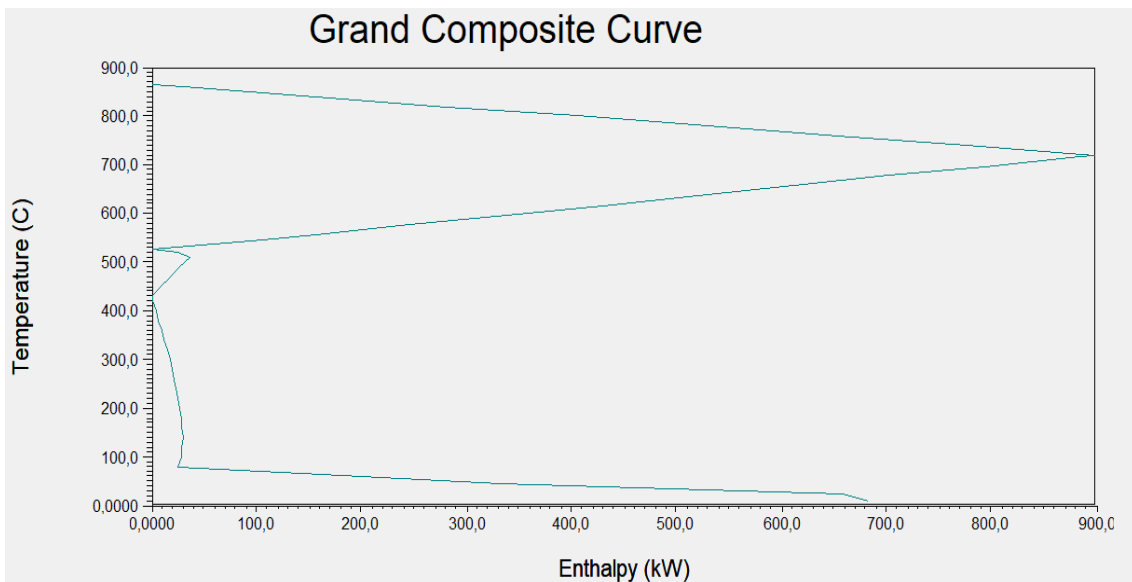


Figura 27. Grande curva composita (Recompression Cycle).



Nella prima configurazione, è presente solamente il fabbisogno di freddo richiesto a basse temperature, pari a 683 kW. Inoltre sono previsti due pinch point: il primo a 439,5/424,5 °C, il secondo a 536,8/521,8 °C.

Su come collegare i flussi all'interno della rete di scambiatori, valgono nuovamente tutte le linee guida già descritte nella tipologia di integrazione precedente, oltre alle ipotesi già fatte sul flusso solido  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$  (anche qui non è stato possibile evitare del tutto gli split e viene realizzato stavolta un solo collegamento tra solidi). Inoltre, pure in questo caso, in due collegamenti è presente una piccola violazione sulla differenza di temperatura minima, necessaria però per compensare l'errore numerico del software ed ottenere un fabbisogno di calore esattamente uguale a zero.

Nella pagina a fianco, la configurazione finale ottenuta (Fig. 28).

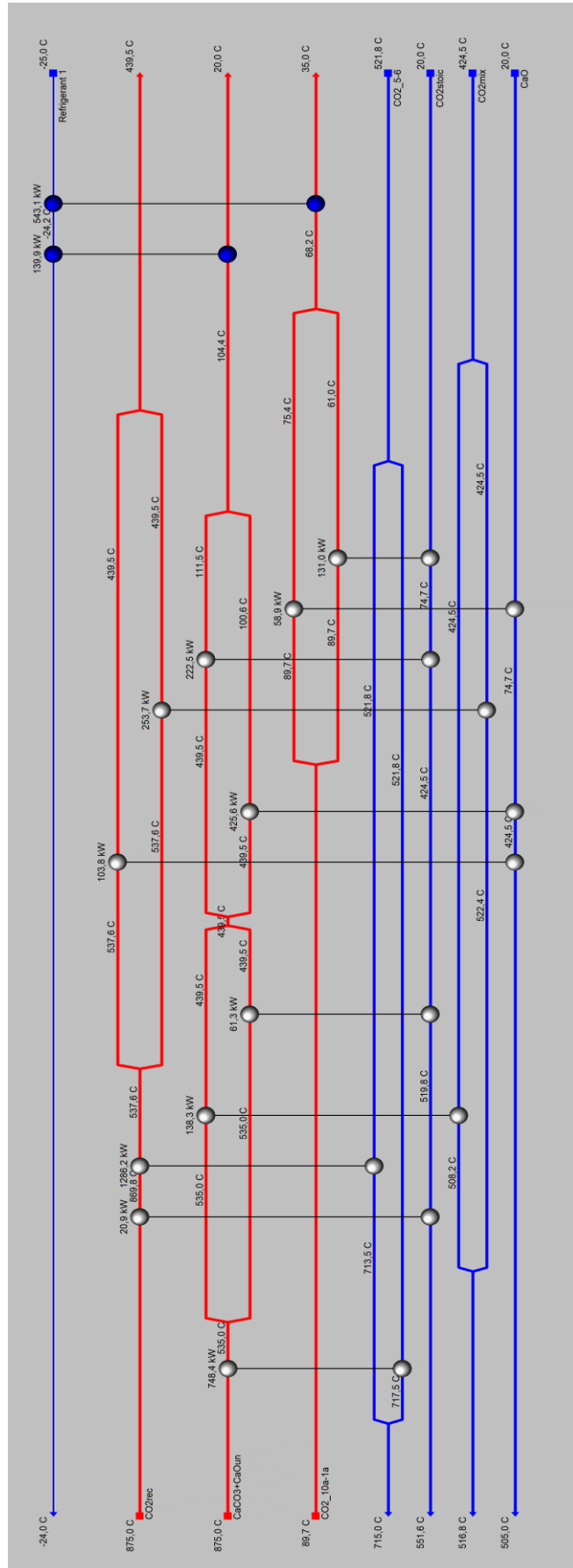


Figura 28. Rete di scambiatori corrispondente a un fabbisogno di calore nullo (Recompression Cycle).

Come si può osservare, sono 11 gli scambiatori utilizzati per la realizzazione della rete. Oltre a questi, vi sono anche i 2 cooler relativi al fabbisogno di freddo, di cui, però, quello che raffredda il flusso  $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  in uscita dalla rete, può teoricamente essere trascurato per consentire lo stoccaggio ad alte temperature.

Vengono quindi elencati gli split realizzati nella configurazione (Tabelle 12-13).

Flusso	Frazione di Split
$\text{CO}_2, \text{rec}$	0,29
	0,71
$\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$	0,693
	0,307
$\text{CO}_2_{5-6}$	0,637
	0,363
$\text{CO}_2, \text{mix}$	0,39
	0,61

Tabella 12. Frazioni di split per i flussi al di sopra del primo pinch point.

Flusso	Frazione di split
$\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$	0,35
	0,65
$\text{CO}_2_{10a-1a}$	0,5
	0,5

Tabella 13. Frazioni di split per i flussi al di sotto del primo pinch point.

## 8.1 Variazione del fabbisogno di calore con la $\Delta T_{\min}$

Si riporta, anche in questo caso, la variazione del fabbisogno di calore al variare della differenza di temperatura minima adottata, per cui valgono le stesse considerazioni fatte per il caso del ciclo a singola interrefrigerazione.

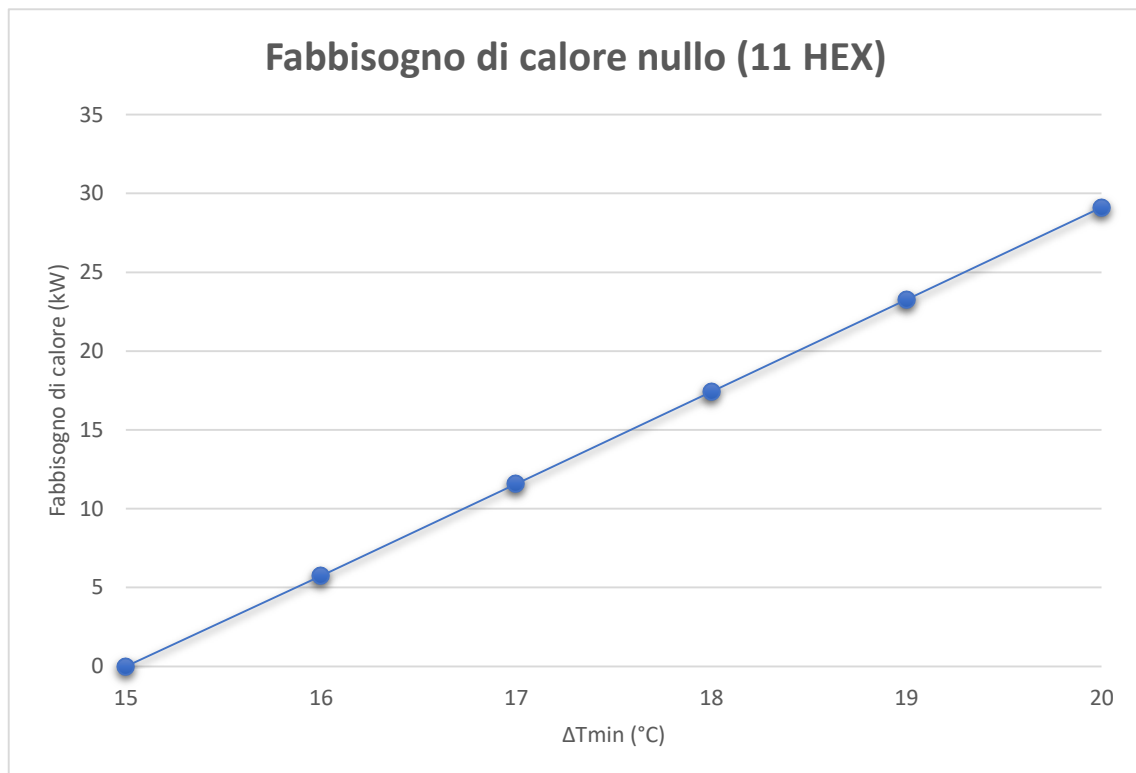


Figura 29. Variazione del fabbisogno di calore al variare della  $\Delta T_{\min}$  (Recompression Cycle).

## 9. Linee guida per la semplificazione della rete di scambio termico

Il risparmio di energia primaria non è l'unica funzione obiettivo perseguibile: lo scopo di questo lavoro è infatti quello di valutare anche la fattibilità economica dell'intervento della pinch analysis. Infatti, minimizzare il fabbisogno di calore, ed in questo caso annullarlo, implica un'importante complessità impiantistica. Inoltre, occorre pure valutare il costo d'investimento, che dipende, oltre che dal numero di scambiatori di calore utilizzati (e quindi dall'area complessiva di scambio), anche da altri fattori, quali la pressione di funzionamento, i materiali, il tipo di scambiatori utilizzati; in letteratura esistono funzioni di costo complesse [14] che descrivono bene l'influenza di tutti questi parametri.

L'investimento aumenta in modo non lineare con l'area di scambio; dunque, a parità di area complessiva, una rete con un numero maggiore di scambiatori sarà caratterizzata da un investimento superiore.

Come è stato detto, semplificare la rete vuol dire quasi inevitabilmente rinunciare ai minimi fabbisogni di calore e di freddo, ma ottenere in compenso una riduzione del numero di scambiatori e dunque una maggiore semplicità di gestione in fase operativa. Si è proceduto dunque a ridurre per step il numero di scambiatori, cercando di non alterare i fabbisogni energetici e, nel caso non fosse possibile, di optare per la modifica meno invasiva.

A tal proposito, si è fatto riferimento alla teoria dei grafi, ideale per la trattazione di sistemi dalla tipologia complessa, in cui vi sia scambio di flussi. Alla rete di scambio infatti è possibile applicare concetti quali quello di:

- ramo ( $u$ ), inteso come segmento orientato;
- nodo ( $N$ ): ciascuno dei due punti che delimitano un ramo (un nodo può appartenere a rami diversi);
- maglia ( $M$ ): percorso chiuso e indipendente, non combinazione lineare di altri percorsi;

- sottosistema (S): sottorete che non ha né nodi né rami in comune con altre sottoreti.

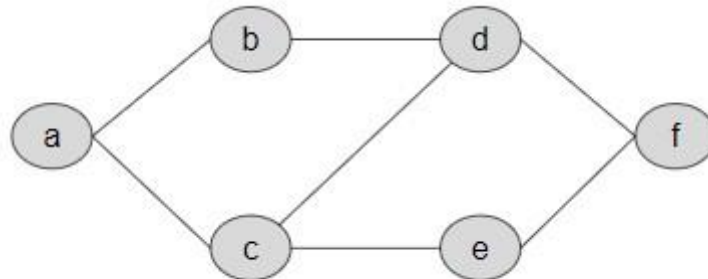


Figura 30. Esempio di sistema con:  $N=6$ ,  $u=7$ ,  $M=2$  ( $abdc$  e  $cdfe$ ),  $S=1$ . [15]

Nel parallelismo con la rete di scambio, i rami rappresentano proprio gli scambiatori di calore (compresi raffreddatori e riscaldatori), i quali collegano i vari flussi-nodi (comprese le risorse esterne).

In tale ambito, di fondamentale importanza è il Teorema generale di Eulero, che mette in relazione i concetti espressi sopra e consente di valutare il numero minimo di scambiatori di calore per il sistema considerato [16]:

$$u = N + M - S \quad (10)$$

Per ridurre il numero di scambiatori, risulta dunque evidente la necessità di diminuire le maglie o, in alternativa, aumentare i sottosistemi. Quest'ultima possibilità, tuttavia, è di difficile applicazione, in quanto implicherebbe la separazione della rete, già di per sé complessa, in due sottoreti separate ed energeticamente bilanciate.

Nell'eliminazione delle maglie, la scelta è sempre ricaduta sullo scambiatore con la potenza termica inferiore, in modo tale da minimizzare, come è già stato accennato, il surplus di fabbisogno termico esterno. Quest'ultimo, infatti, aumenterà al più della stessa potenza relativa allo scambiatore eliminato, a meno che il passaggio successivo,

che è quello della riassegnazione delle nuove potenze e il ricalcolo delle temperature appartenenti alla maglia, non riequilibri intrinsecamente il deficit/surplus di potenza. In tal caso, l'apporto di risorse esterne rimarrebbe invariato.

I nuovi valori di temperatura conseguenti alla cancellazione della maglia possono però includere ulteriori problematiche. La destabilizzazione termica causata dall'eliminazione dello scambiatore può infatti determinare in alcuni punti la violazione della differenza di temperatura minima imposta. Tuttavia, anche nei casi in cui viene rispettato il secondo principio, tale differenza è stata sempre ripristinata. Questo grazie al *percorso di intervento*, un percorso in cui, modificando il flusso termico degli scambiatori, si riesce a variare almeno una delle due temperature coinvolte nella violazione del vincolo, in modo da ristabilirlo.

Per ottenere questo risultato, occorre però rispettare due condizioni [16]:

- 1) Variando i flussi scambiati, è necessario soddisfare sempre per intero i fabbisogni termici dei fluidi. Questo può avvenire attraverso quattro tipologie di percorso:
  - a) percorso aperto, non magliato: inizia da una risorsa esterna e termina in un'altra risorsa esterna;
  - b) Percorso chiuso: viene trattato proprio come se fosse una maglia, modificando le potenze termiche al suo interno. Non prevede l'aggiunta di un nuovo riscaldatore o raffreddatore;
  - c) Percorso aperto, in cui stavolta si parte dal punto in ingresso di un flusso caldo nell'impianto e si arriva al punto d'uscita di un flusso freddo. Questo tipo di percorso prevede sì l'eliminazione di uno scambiatore, ma anche la successiva aggiunta di un raffreddatore/riscaldatore. Risulterebbe utile dunque solo nel caso in cui il nuovo scambiatore da immettere sia conveniente dal punto di vista tecnico o economico, oppure sia fittizio come nel caso dell'espulsione dei fumi in atmosfera. Questo tipo di percorso è stato utilizzato nelle situazioni in cui lo scambiatore affetto da violazione di un vincolo colleghi due flussi che non sono ancora connessi a risorse esterne in alcun modo. Basti pensare al caso di fabbisogno ancora nullo, in cui la prima semplificazione di rete determina l'introduzione di un primo riscaldatore. Nell'eliminazione delle maglie successive

si è invece cercato di evitare questa tipologia di percorso per non incrementare il numero di scambiatori esterni.

- d) Percorso aperto in cui si parte da una risorsa esterna fredda, ma si arriva all'uscita dall'impianto di un flusso freddo. Questo percorso è stato sfruttato solamente quando non sono ancora presenti riscaldatori relativi al flusso freddo in esame (come nel caso della configurazione a fabbisogno ancora nullo) e dunque risulta impossibile fare un collegamento tra la risorsa calda e quella fredda.
- 2) Il percorso deve interessare necessariamente la zona in cui è presente la criticità, e può farlo in due modi:
- a) attraversando lo scambiatore su un solo lato (coinvolgendo dunque solo uno dei due flussi): questo fa sì che non venga modificato il flusso termico scambiato;
  - b) attraversando internamente lo scambiatore (coinvolgendo quindi entrambi i flussi): in questo caso la potenza viene alterata. Inoltre, se ad essere coinvolto è un riscaldatore o un raffreddatore, esso subirà un incremento finale di potenza (dovuto all'eliminazione della maglia prima e al percorso d'intervento poi) che può superare il flusso termico relativo allo scambiatore eliminato precedentemente nella maglia.



## 10. Ciclo a singola interrefrigerazione - semplificazione della rete

In questo capitolo si procede con la riduzione della complessità impiantistica della rete di recupero termico, in riferimento all'integrazione del ciclo a singola interrefrigerazione.

Partendo dalla configurazione con fabbisogno di calore nullo, vengono evidenziati, attraverso Energy Analyzer, sei loop, di cui però solamente quattro non sono combinazione lineare di altri percorsi e dunque da considerare maglie effettive. Infine si valuteranno gli andamenti dei fabbisogni di calore e freddo al variare del numero di scambiatori.

### 10.1 Prima maglia

Come mostrato in Fig. 31, la maglia da cui si è partiti per la semplificazione della rete coinvolge i flussi  $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  e  $\text{CO}_2$ , stoich:

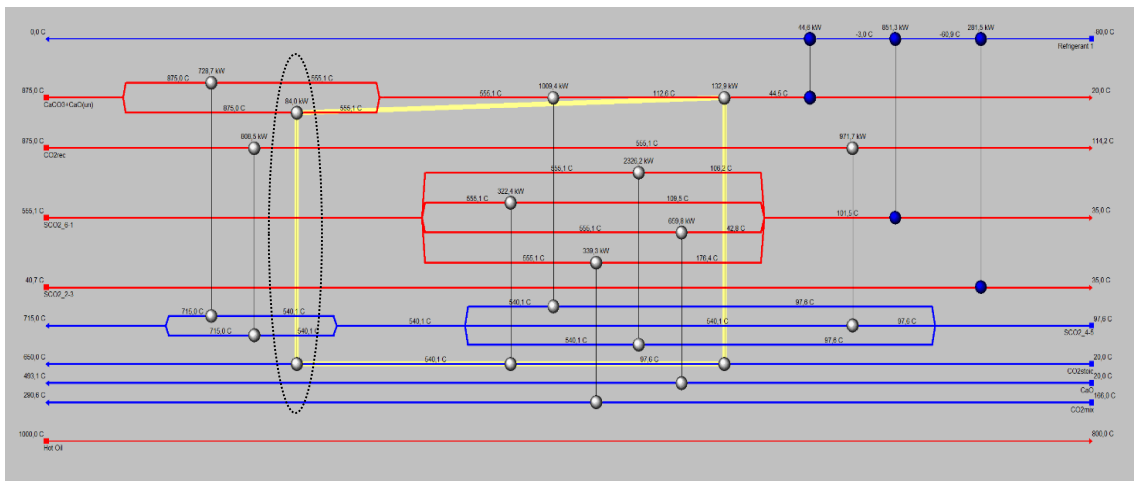


Figura 31. 1ª maglia e scambiatore da eliminare.

Come già affermato in precedenza, lo scambiatore da eliminare è quello con la potenza termica minore, ovvero in questo caso 84 kW. Tale semplificazione determina pure la cancellazione dello split sul flusso solido  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$  (si ottiene quindi anche una semplificazione impiantistica). Dopodiché, il deficit di potenza termica viene ristabilito aggiungendo la stessa potenza al secondo scambiatore coinvolto nella maglia.

Ci si rende conto, tuttavia, che risulta violata la minima differenza di temperatura (e persino il secondo principio) in corrispondenza dei due scambiatori evidenziati in giallo in Fig. 32:

- $\text{SCO}_2, 6-1, \text{split } 2 - \text{CO}_2, \text{ stoich}$ : la violazione riguarda entrambi i lati dello scambiatore (555,1/650 °C sul lato sinistro, 112,1/211,4 °C su quello destro);
- $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})} - \text{CO}_2, \text{ stoich}$ : qui il problema vale solo tra ingresso del flusso caldo ed uscita di quello freddo (153,3/211,4 °C).

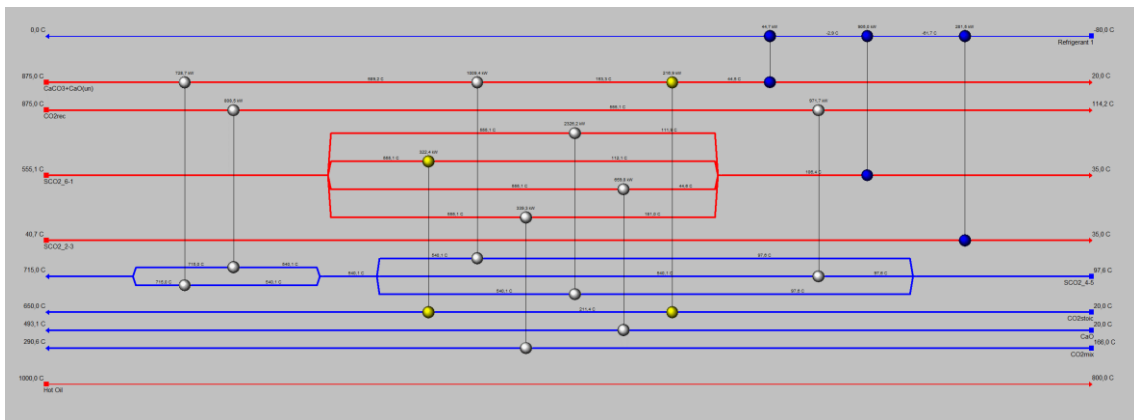


Figura 32. Violazioni della  $\Delta T_{\min}$  (1ª semplificazione)

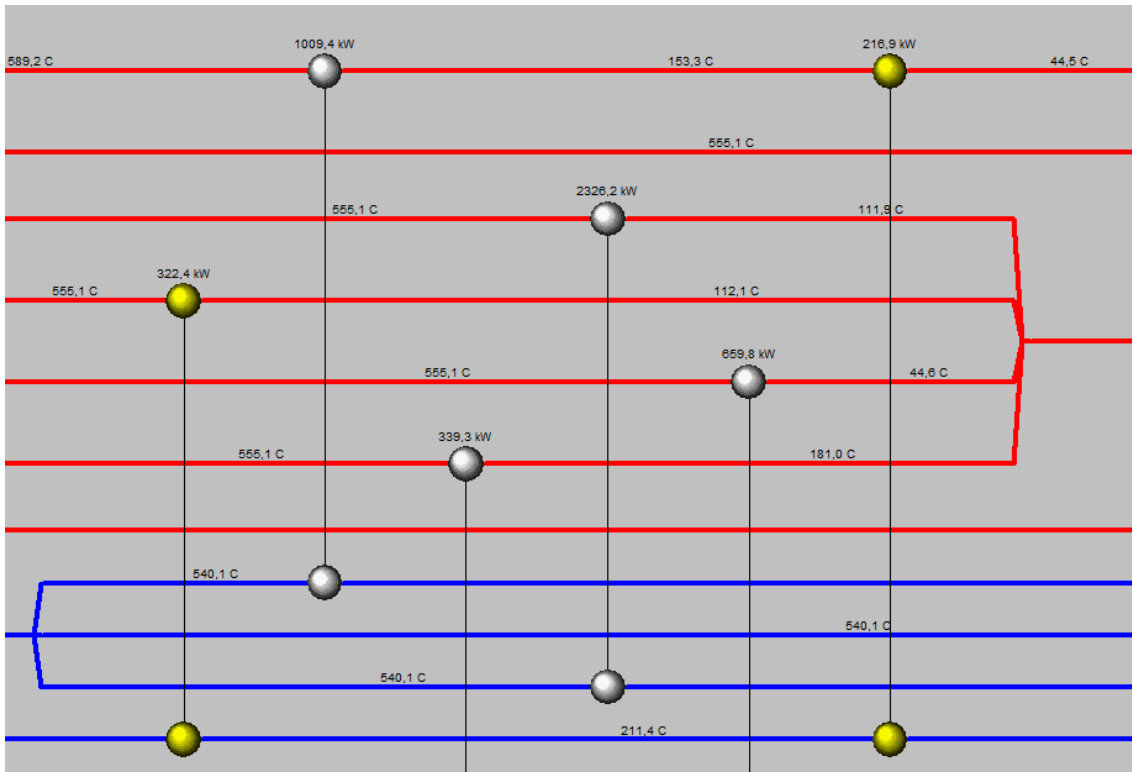


Figura 33. Violazioni della  $\Delta T_{min}$  (dettaglio)

Si ricorre ad un percorso di intervento che parte dall'ingresso nell'impianto del flusso caldo  $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(un)}$  e termina nell'uscita del flusso freddo  $\text{CO}_2, \text{stoich}$ .

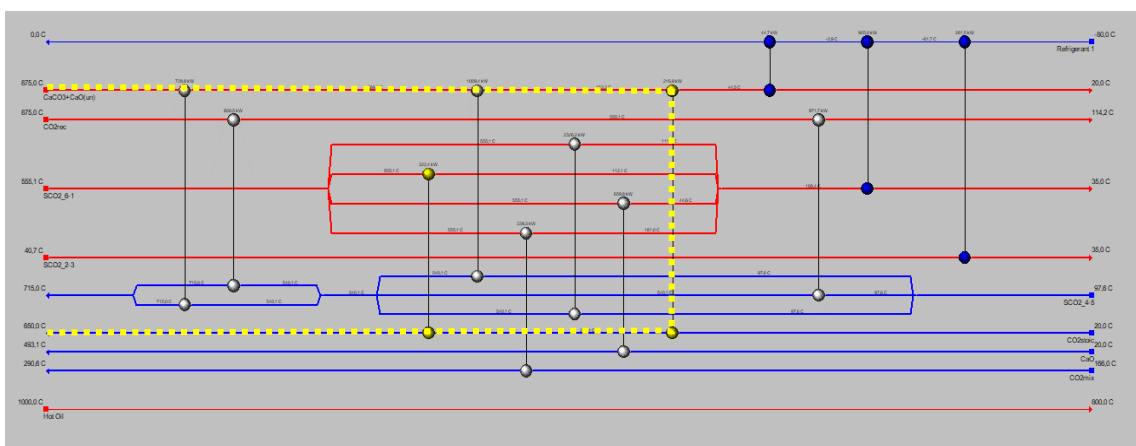


Figura 34. Percorso d'intervento (1ª semplificazione).

È stata quindi ridotta la potenza dello scambiatore attraversato dal percorso della stessa quantità di potenza dello scambiatore eliminato in precedenza. Dalla Fig. 35 si può

osservare come l'intervento abbia riportato tutte le temperature in condizioni di normalità (il software non fornisce più il warning precedente). Come già detto, questo tipo di percorso prevede però l'aggiunta di un riscaldatore, conseguenza tuttavia già preventivata, visto che si parte da un fabbisogno di calore ancora nullo. Tale riscaldatore, che serve a colmare il fabbisogno di  $CO_{2, \text{stech}}$ , avrà esattamente la potenza dello scambiatore eliminato nella maglia, dunque 84 kW, quantità che rappresenta il nuovo fabbisogno di calore della rete.

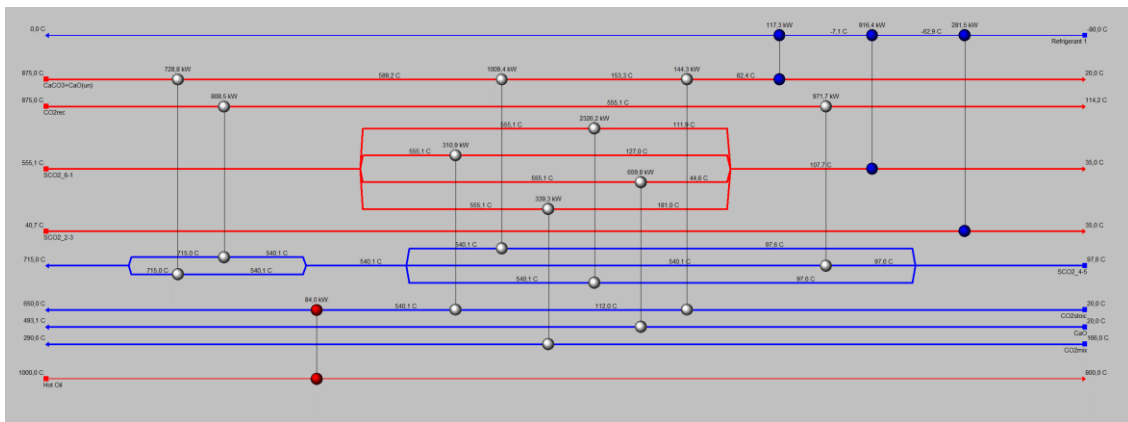


Figura 35. Post intervento (1ª semplificazione).

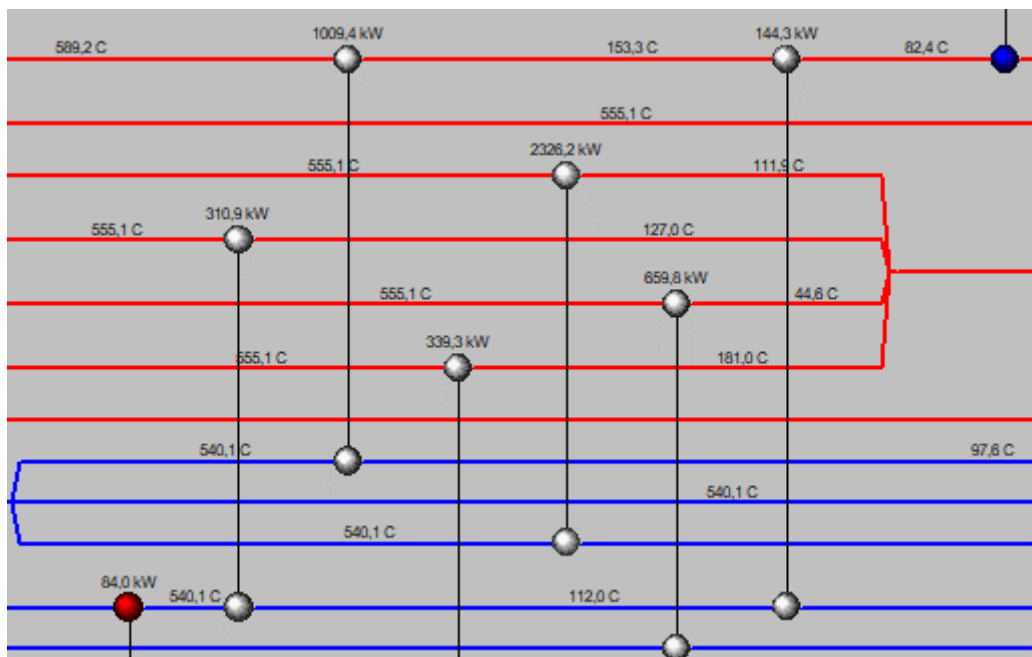


Figura 36. Post intervento (dettaglio).

Dopo la 1<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	84
Freddo	1315,2

Tabella 14. Fabbisogni – 1<sup>a</sup> semplificazione (Single Intercooling Cycle).

## 10.2 Seconda maglia

La seconda maglia da eliminare coinvolge quattro scambiatori, di cui quello con la potenza di scambio inferiore (144,3 kW) collega i flussi  $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  e  $\text{CO}_2, \text{ stoich}$ .

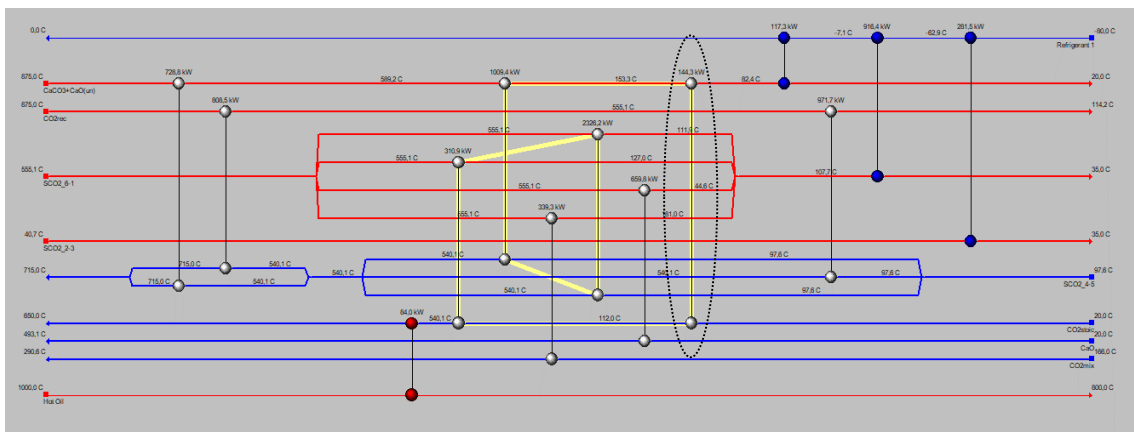


Figura 37. 2<sup>a</sup> maglia.

Anche in questo caso, il deficit prodotto viene ristabilito sommando e sottraendo tale potenza alternativamente agli altri scambiatori della stessa maglia. Nella nuova configurazione risulta però violato il secondo principio in più punti:

- $\text{SCO}_2, 6-1, \text{ split } 2/\text{CO}_2, \text{ stoich}$ : violazione tra uscita del flusso caldo ed ingresso del flusso freddo;

- $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(un)}/\text{SCO}_2$ , 4-5, split 1: violazione in entrambi i lati dello scambiatore.

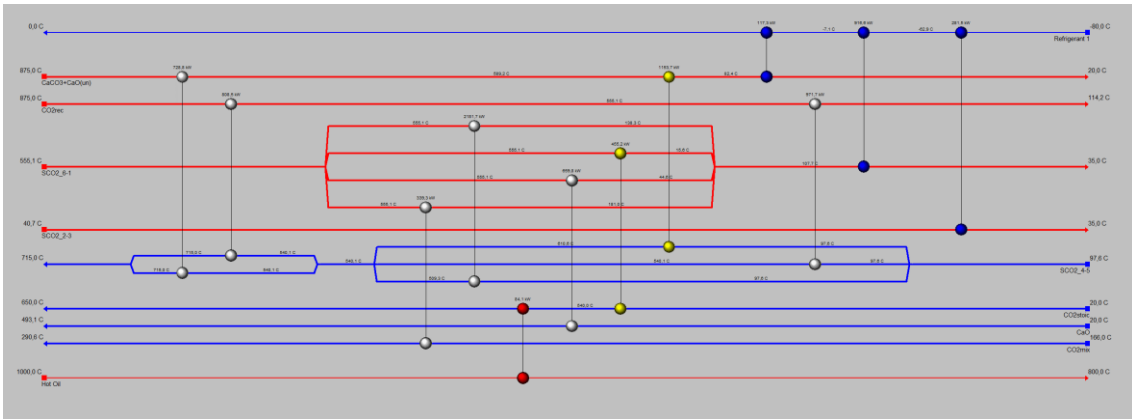


Figura 38. Violazioni della  $\Delta T_{min}$  (2ª semplificazione)

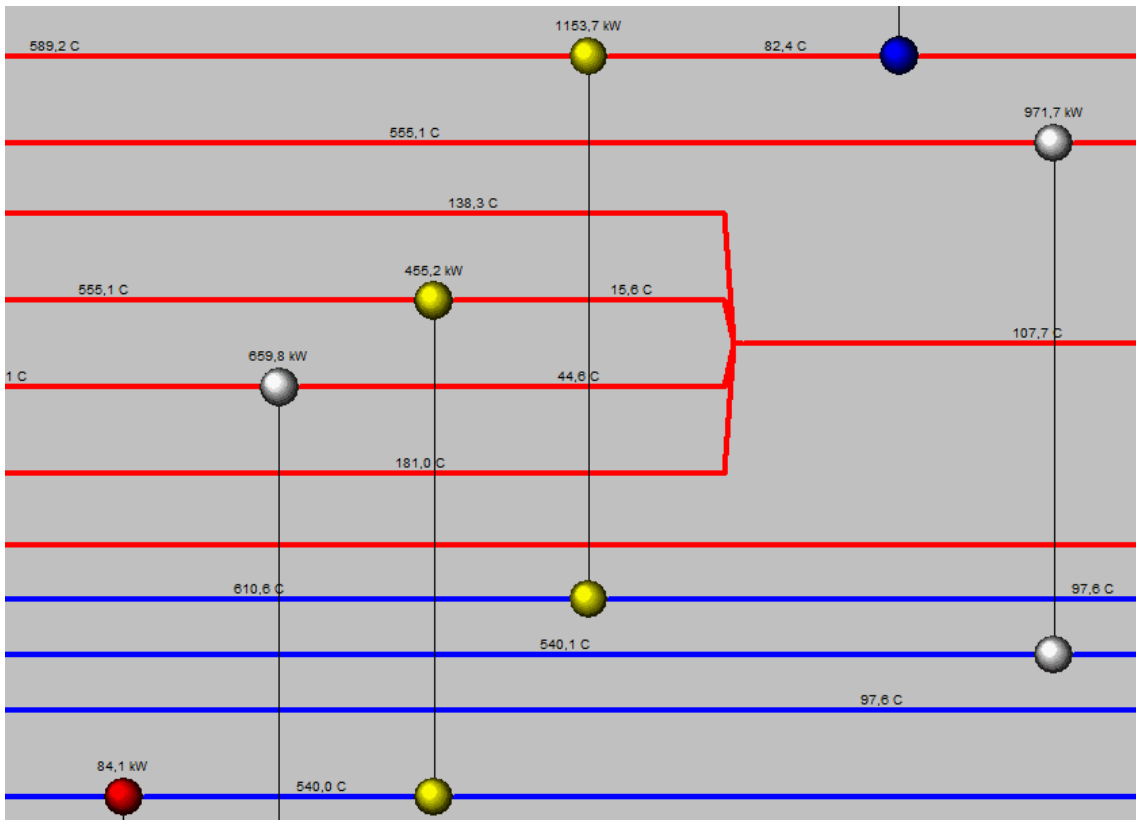


Figura 39. Violazioni della  $\Delta T_{min}$  (dettaglio).

Viene tracciato un percorso d'intervento che parte dalla risorsa esterna calda e termina in quella che raffredda il flusso solido. Il percorso attraversa internamente tre scambiatori appartenenti alla rete, i quali modificheranno dunque la loro potenza.

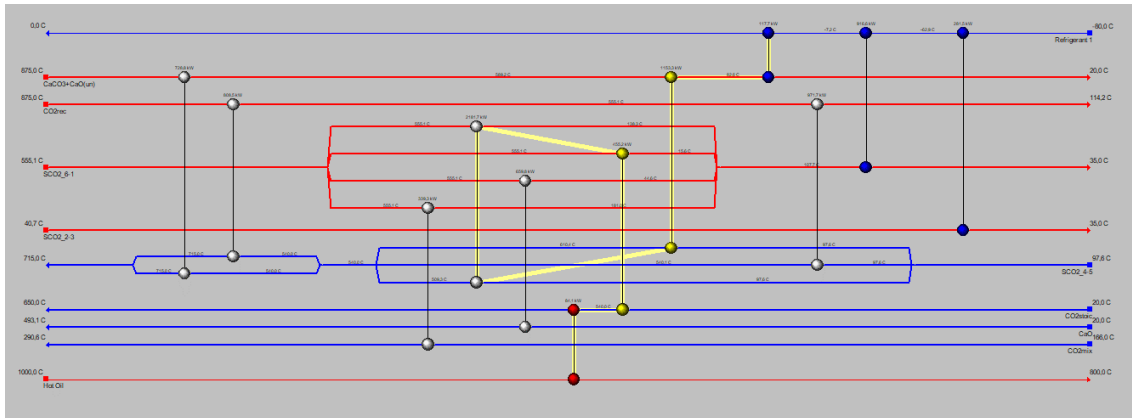


Figura 40. Percorso d'intervento (2<sup>a</sup> semplificazione).

Andando a ristabilire la differenza di temperatura minima, i fabbisogni di calore e di freddo aumenteranno e si avrà l'aggiunta di un nuovo riscaldatore (cerchiato in rosso in Fig. 41) per soddisfare il fabbisogno del flusso SCO<sub>2</sub>,4-5.

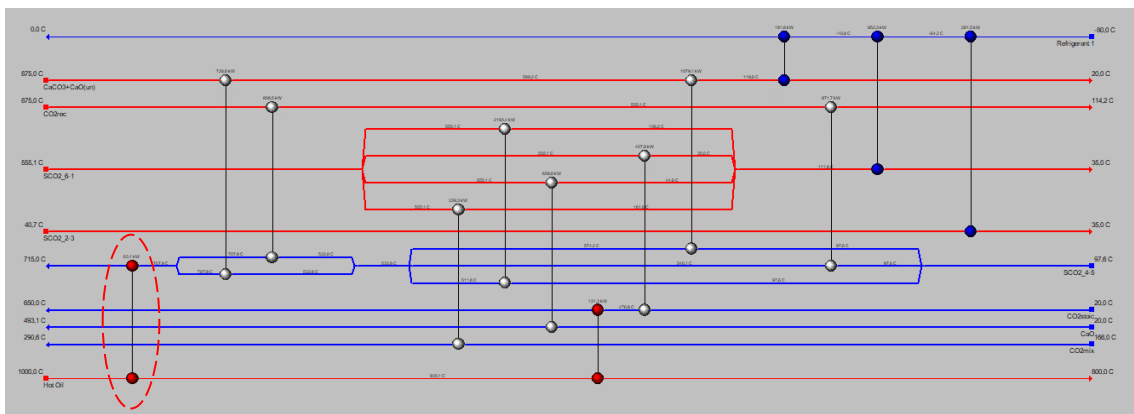


Figura 41. Post intervento (2<sup>a</sup> semplificazione).

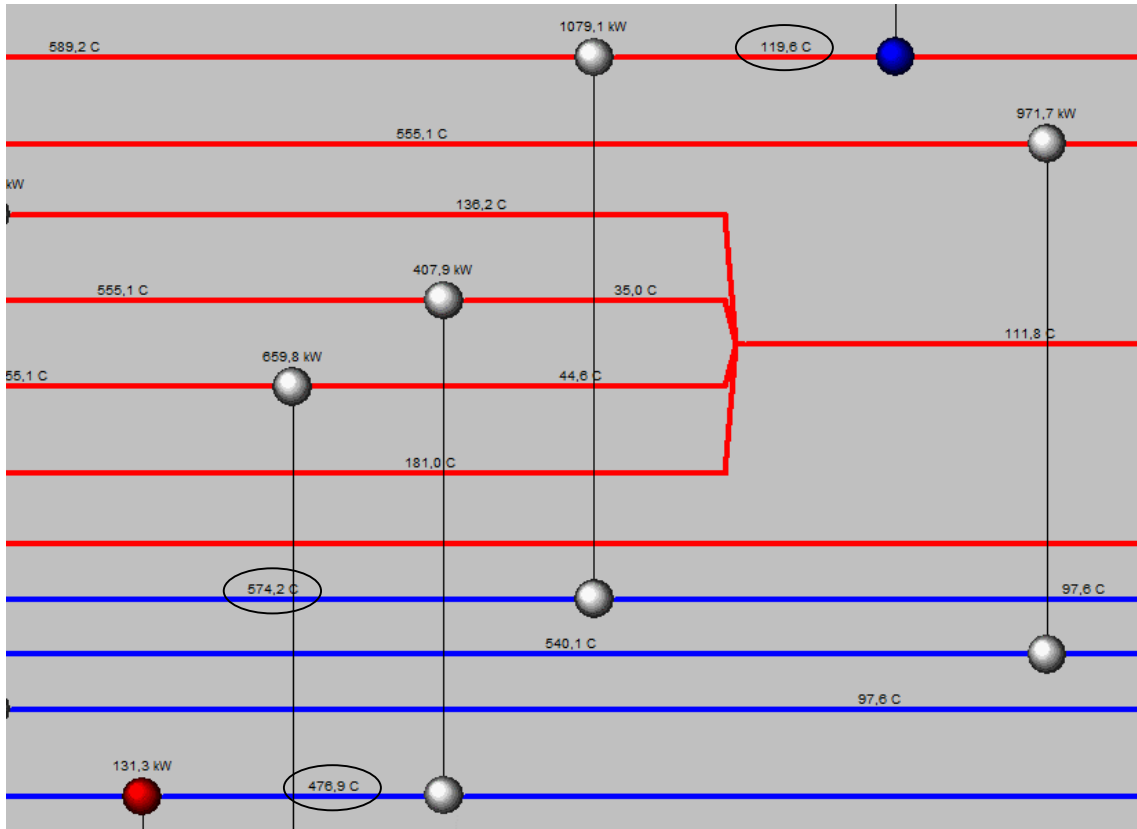


Figura 42: post intervento (vincoli ristabiliti).

Dopo la 2<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	194,4
Freddo	1425,6

Tabella 15. Fabbisogni – 2<sup>a</sup> semplificazione (Single Intercooling Cycle).



### 10.3 Terza maglia

La terza maglia, rappresentata in Fig. 43, comprende due scambiatori, di cui quello da eliminare ha una potenza di 728,8 kW.

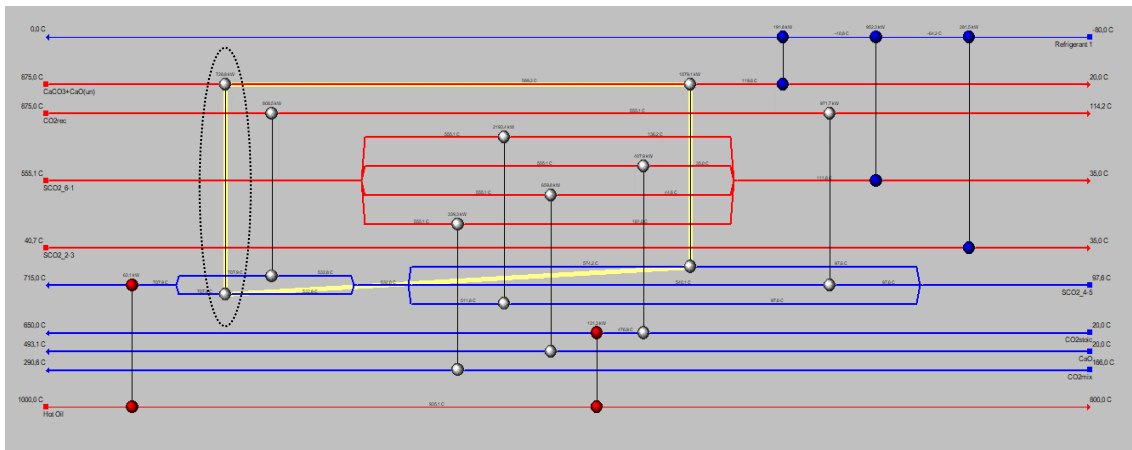


Figura 43. 3ª maglia.

La potenza eliminata viene sommata all'altro scambiatore appartenente alla maglia, e si vanno nuovamente ad analizzare le violazioni del 2° principio:

- $\text{CO}_2, \text{rec} - \text{SCO}_2, 4-5$ : violazione tra uscita del flusso caldo ed ingresso del flusso freddo (555,1/616,3 °C);
- $\text{CaCO}_3+\text{CaO}(\text{un}) - \text{SCO}_2, 4-5, \text{split } 1$ : violazione tra ingresso del flusso caldo e uscita di quello freddo (875/925,5 °C).

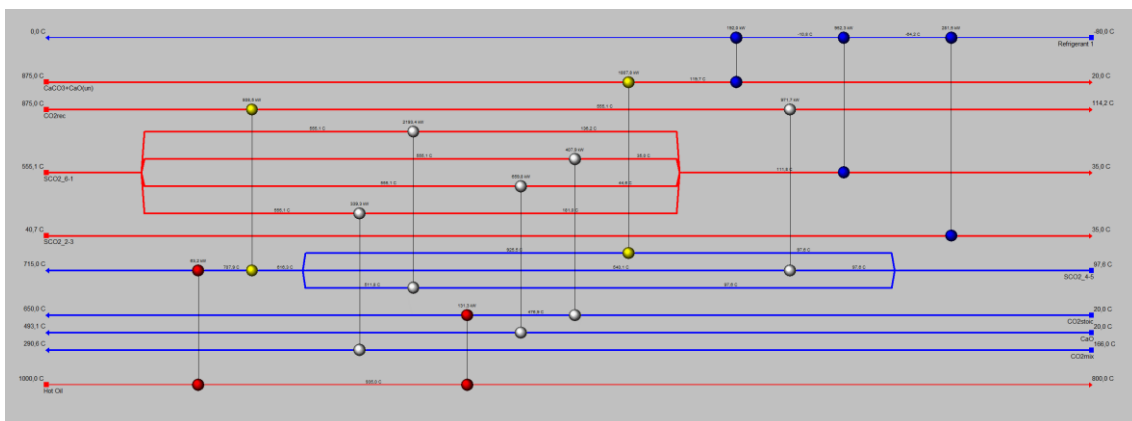


Figura 44. Violazioni della  $\Delta T_{\min}$  (3ª semplificazione).

Si adotta il seguente percorso d'intervento tra risorsa calda e fredda:

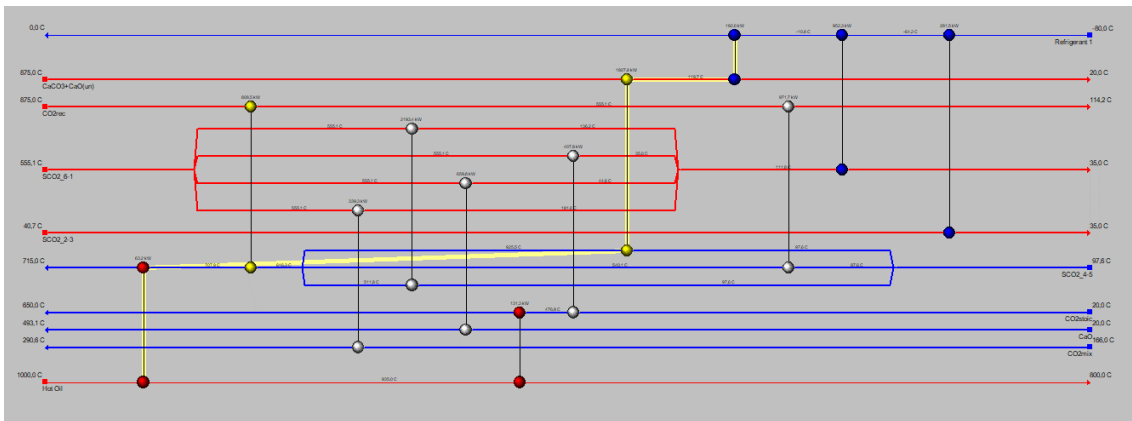


Figura 45. Percorso d'intervento (3<sup>a</sup> semplificazione).

Variando la potenza dello scambiatore attraversato dal percorso, si ristabilisce la minima differenza di temperatura, con conseguente aumento dei fabbisogni di calore e di freddo:

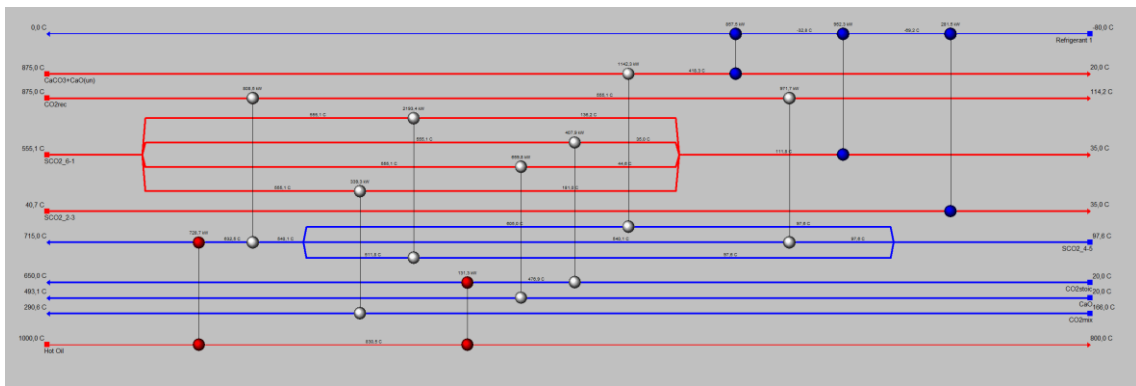


Figura 46. Post intervento (3<sup>a</sup> semplificazione).

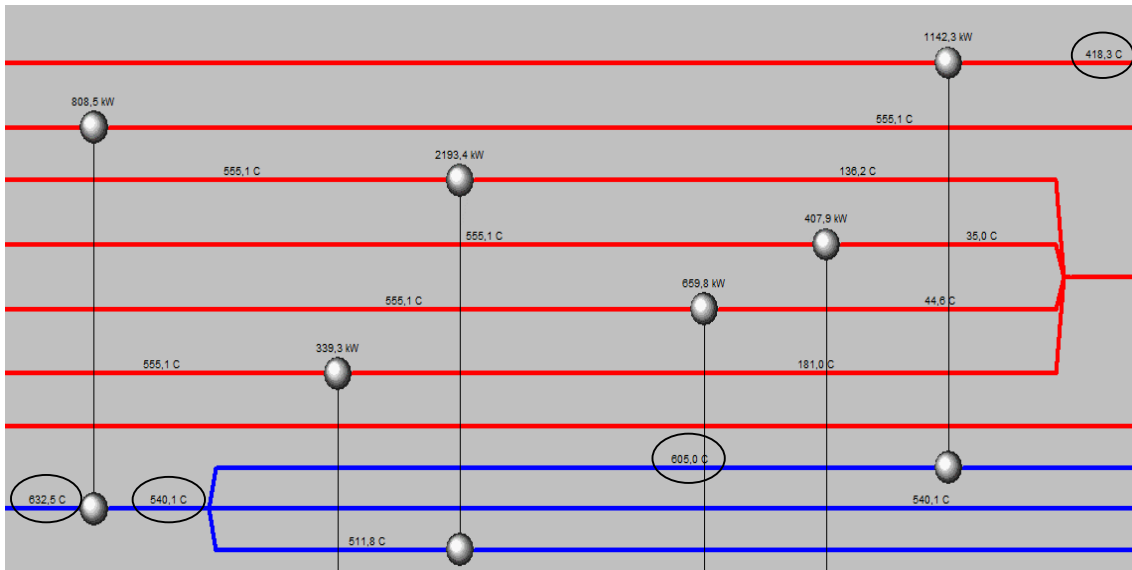


Figura 47. Post intervento (vincoli ristabiliti).

Dopo la 3<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	860
Freddo	2091,3

Tabella 16: Fabbisogni – 3<sup>a</sup> semplificazione (Single Intercooling Cycle).

## 10.4 Quarta maglia

Si procede infine all'ultima semplificazione della rete, che prevede l'eliminazione dello scambiatore da 808,5 kW, che collega i flussi  $CO_{2,rec}$  e  $SCO_{2,4-5}$  :

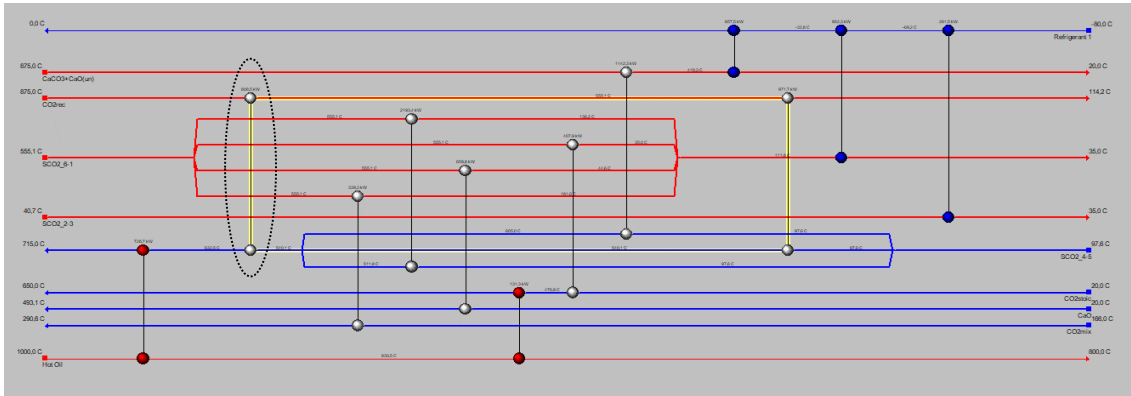


Figura 48. 4ª maglia e scambiatore da eliminare.

Come mostrato in Fig. 49, questo comporta, in corrispondenza dell'altro scambiatore appartenente alla maglia, una violazione della  $\Delta T_{min}$  tra l'ingresso del flusso caldo e l'uscita di quello freddo (875/945,4 °C).

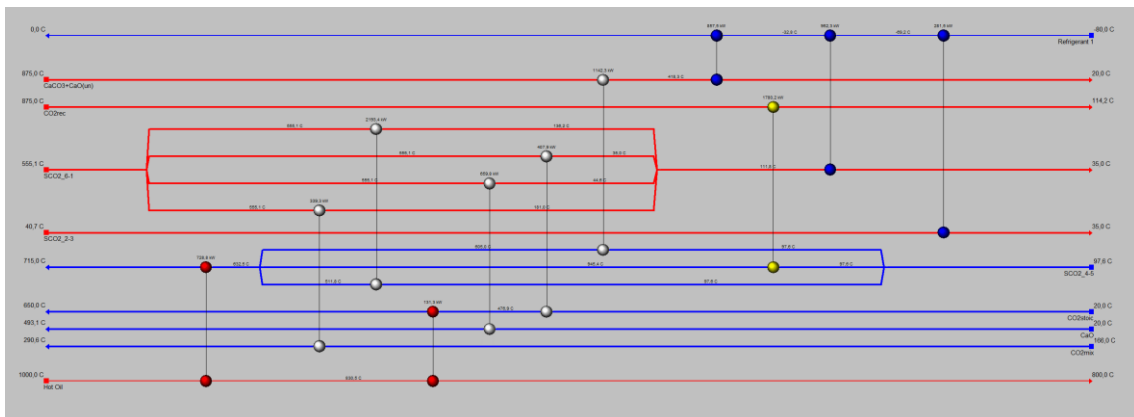


Figura 49. Violazione della  $\Delta T_{min}$  (4ª semplificazione)

Per ristabilire la  $\Delta T_{\min}$  è stato sfruttato un percorso d'intervento che, partendo dall'ingresso nell'impianto del flusso caldo  $CO_{2, rec}$ , termina con la risorsa esterna calda.

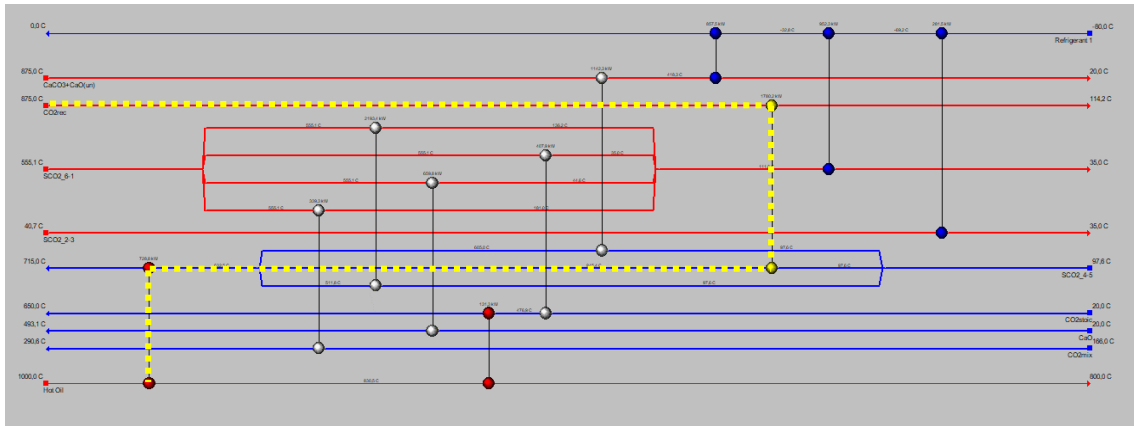


Figura 50. Percorso d'intervento (4<sup>a</sup> semplificazione).

L'intervento ha incrementato i fabbisogni ed ha reso necessaria l'aggiunta di un ulteriore scambiatore di calore per il raffreddamento del flusso  $CO_{2, rec}$ . Il numero di scambiatori relativi alla risorsa calda è rimasto invece, ancora una volta, inalterato.

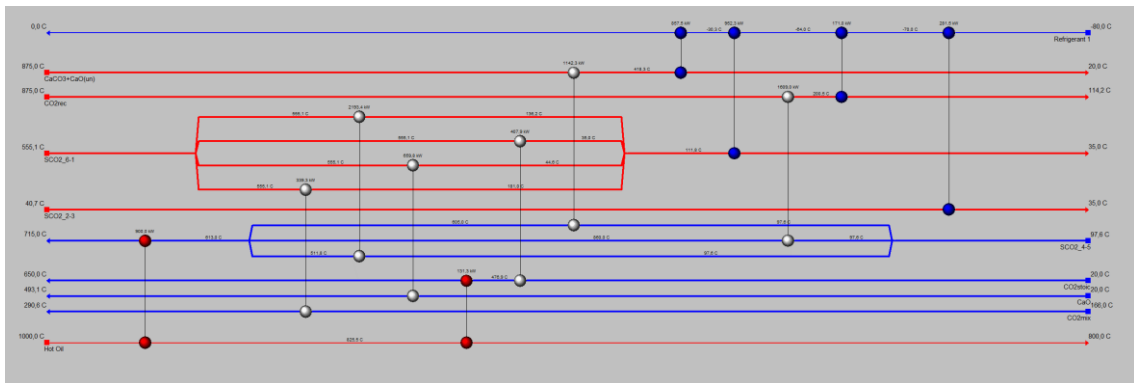


Figura 51. Post intervento (4<sup>a</sup> semplificazione).

Dopo la 4<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	1031,3
Freddo	2262,3

Tabella 17. Fabbisogni – 4<sup>a</sup> semplificazione (Single Intercooling Cycle).

In Fig. 52 vengono quindi mostrati i fabbisogni termici per ciascuna delle configurazioni di rete ricavate.

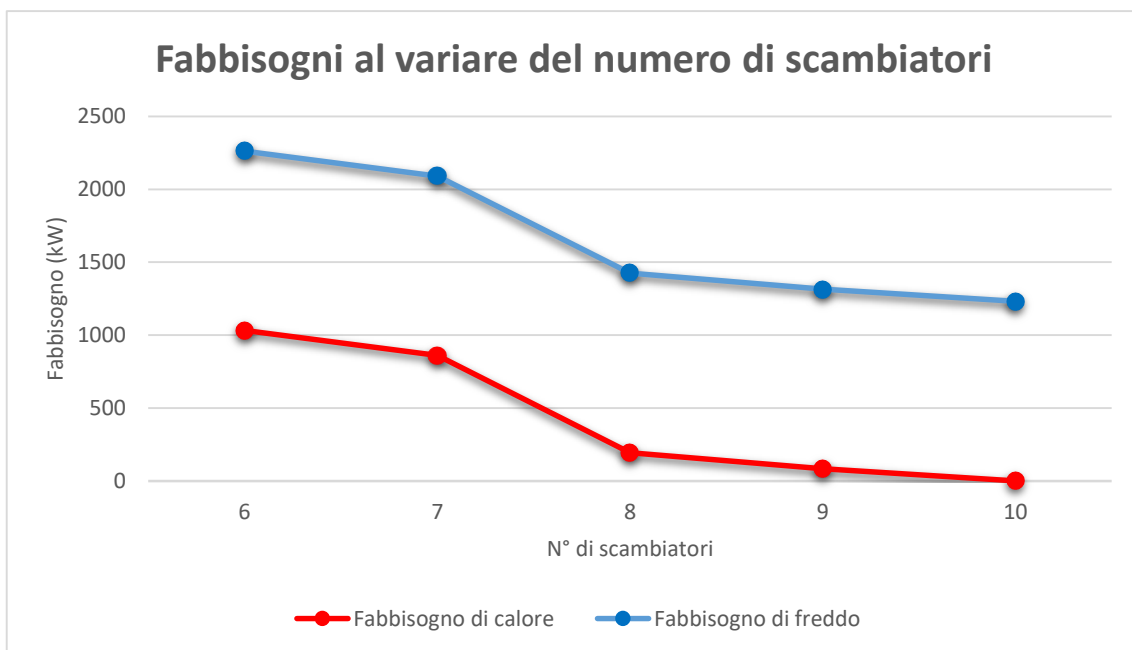


Figura 52. Andamento dei fabbisogni al variare del numero di scambiatori (Single Intercooling Cycle).

## 11. Ciclo a ricompressione- semplificazione della rete

Si passa quindi alla semplificazione della rete di recupero termico riferita all'integrazione del ciclo a ricompressione. Questa volta saranno cinque le maglie semplificate per ottenere la configurazione con il minimo numero di scambiatori. Infine verranno valutati i fabbisogni di calore e di freddo al variare del numero di scambiatori.

### 11.1 Prima maglia

Partendo dalla configurazione a fabbisogno di calore nullo, si procede anche qui con l'eliminazione della prima maglia. Dei 4 scambiatori coinvolti, viene eliminato ovviamente quello con la potenza termica minore (20,9 kW), che collega i flussi  $CO_{2, rec}$  -  $CO_{2, stoich}$ .

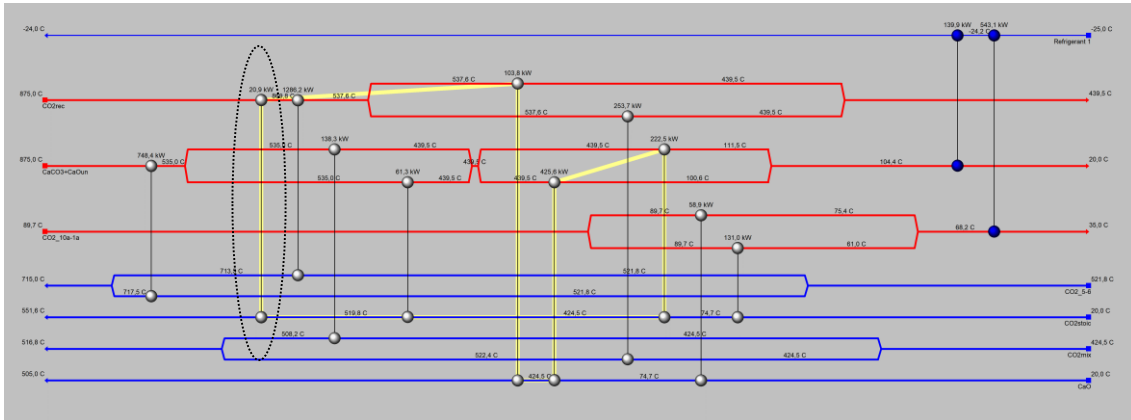


Figura 53. 1<sup>a</sup> maglia e scambiatore da eliminare.

Ridistribuita tale potenza all'interno della maglia, si va a ristabilire la validità del secondo principio in corrispondenza di due scambiatori:

- $CaCO_3+CaO_{(un)}$  (ramo 2, sopra il pinch) -  $CO_{2, stoich}$ : violazione del secondo principio in entrambi i lati dello scambiatore;

- $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$  (ramo 1, sotto il pinch) -  $\text{CO}_{2,\text{stoich}}$ : violazione del secondo principio sul lato sinistro dello scambiatore, mancato rispetto della minima differenza di temperatura sul lato destro.

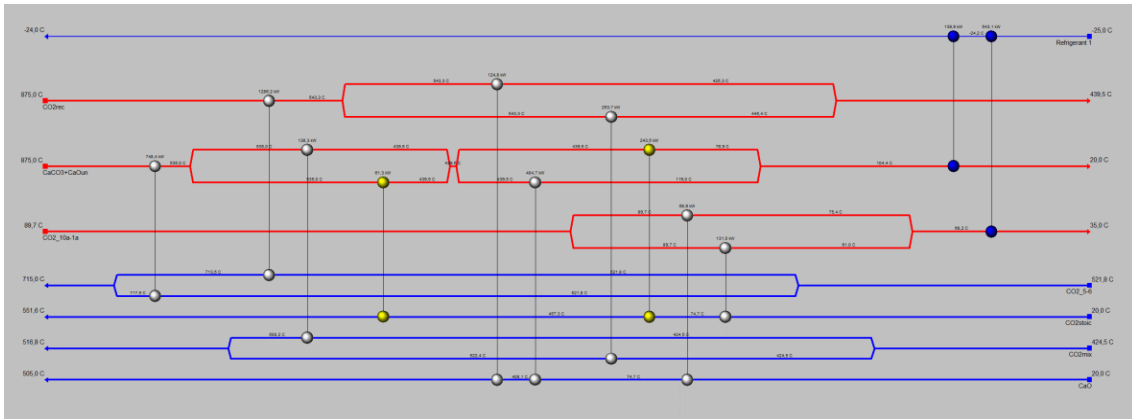


Figura 54. Violazioni della  $\Delta T_{\min}$

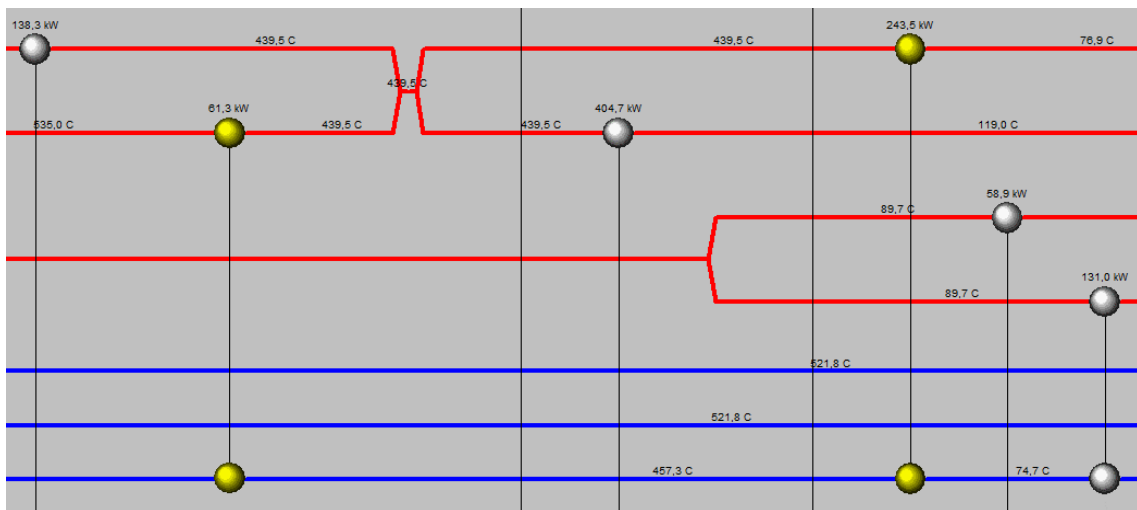


Figura 55. Violazioni della  $\Delta T_{\min}$  (particolare).

Si decide per un percorso d'intervento che va dalla risorsa fredda fino all'uscita di  $\text{CO}_{2,\text{stoich}}$  dall'impianto:



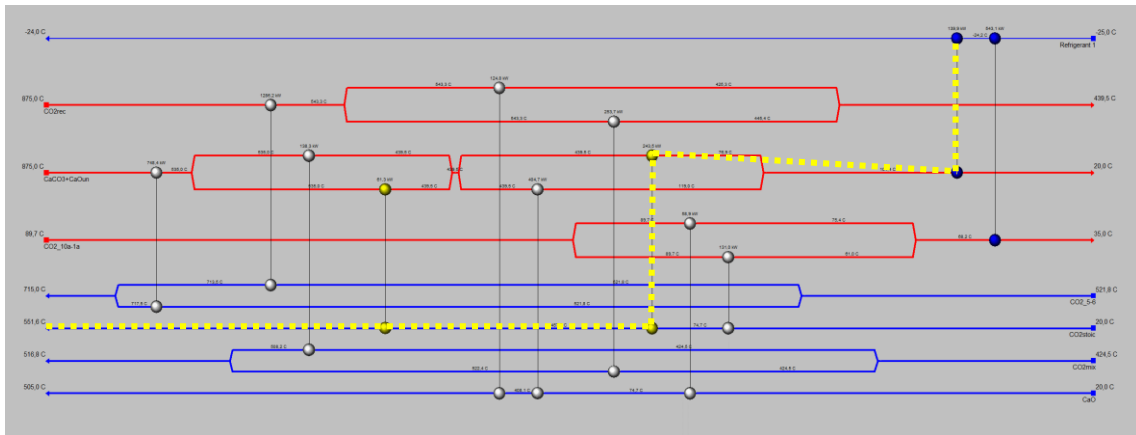


Figura 56. Percorso d'intervento (1° semplificazione).

Andando a ridurre la potenza dello scambiatore attraversato dal percorso, viene ristabilita la  $\Delta T_{\min}$  in entrambi i lati dei due scambiatori considerati. Questo tuttavia richiede l'introduzione di un primo riscaldatore da 20,9 kW.

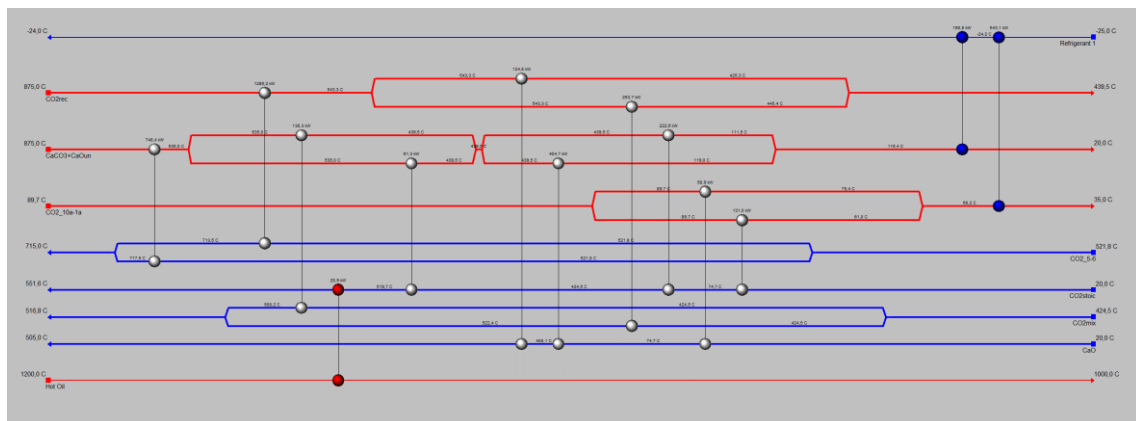


Figura 57. Post intervento (1° semplificazione).

Dopo la 1ª semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	20,9
Freddo	703,9

Tabella 18. Fabbisogni – 1ª semplificazione (Recompression Cycle).

## 11.2 Seconda maglia

In Fig. 58 è evidenziata la seconda maglia da semplificare. Lo scambiatore eliminato risulta quello con potenza pari a 58,9 kW (potenza minima nella maglia). Tale scambiatore collega i flussi  $\text{CO}_2, 10a-1a$  (ramo 1) e CaO.

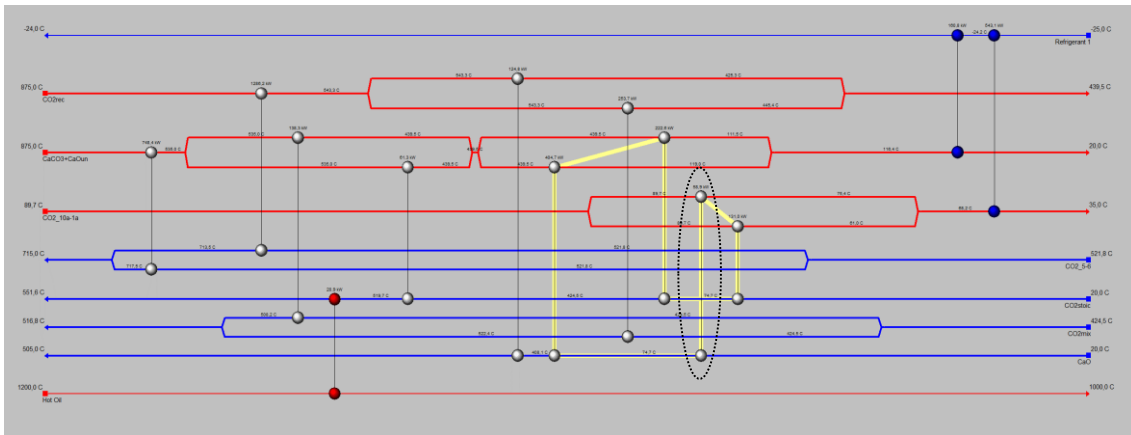


Figura 58. 2<sup>a</sup> maglia e scambiatore da eliminare.

Si può notare come la semplificazione abbia eliminato pure lo split relativo al flusso  $\text{CO}_2, 10a-1a$ . Successivamente, dopo aver ridistribuito il deficit/surplus di potenza nella maglia, occorre andare a ristabilire la  $\Delta T_{\min}$  sul lato sinistro dello scambiatore  $\text{CO}_2, 10a-1a/\text{CO}_2, \text{stoich}$ , in cui, ad un ingresso del flusso caldo a 89,7 °C, si contrappone un'uscita del flusso freddo a 160,8 °C.

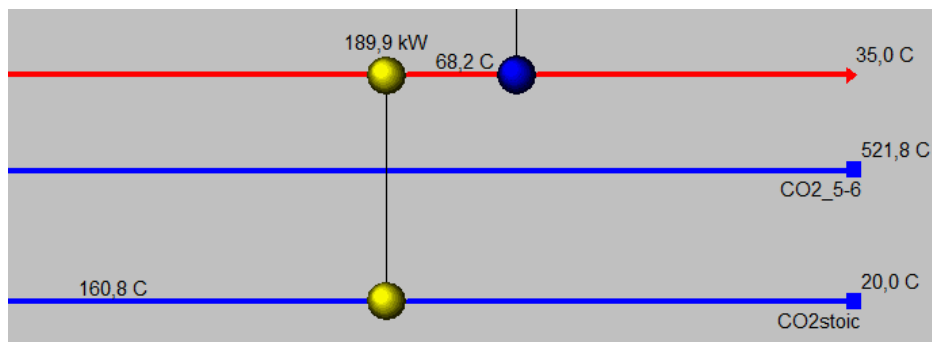


Figura 59. Violazione della  $\Delta T_{\min}$  (particolare).

Si ricorre perciò al percorso d'intervento in Fig. 60, che va dal riscaldatore al primo raffreddatore.

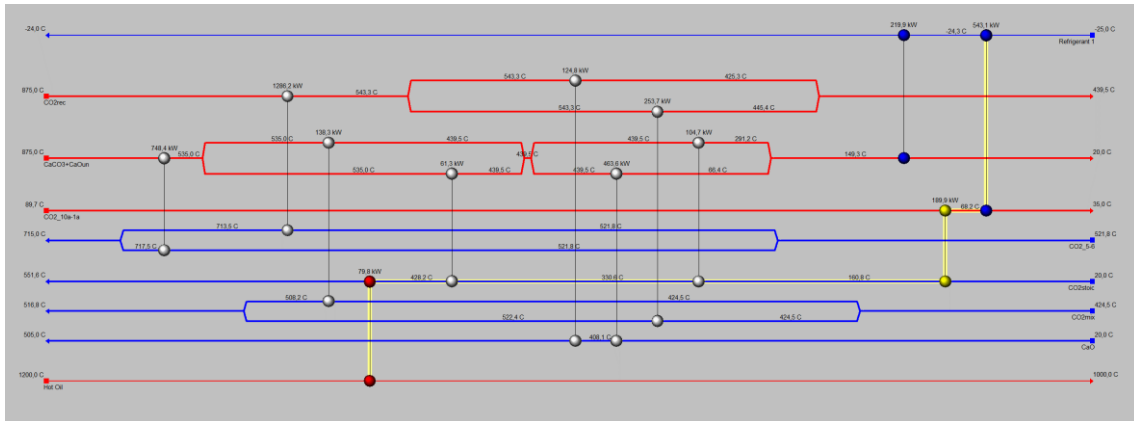


Figura 60. Percorso d'intervento (2<sup>a</sup> semplificazione)

Incrementando le potenze del riscaldatore e del raffreddatore attraversati dal percorso, si ristabilisce la minima differenza di temperatura. Questo ovviamente determinerà un ulteriore aumento dei fabbisogni.

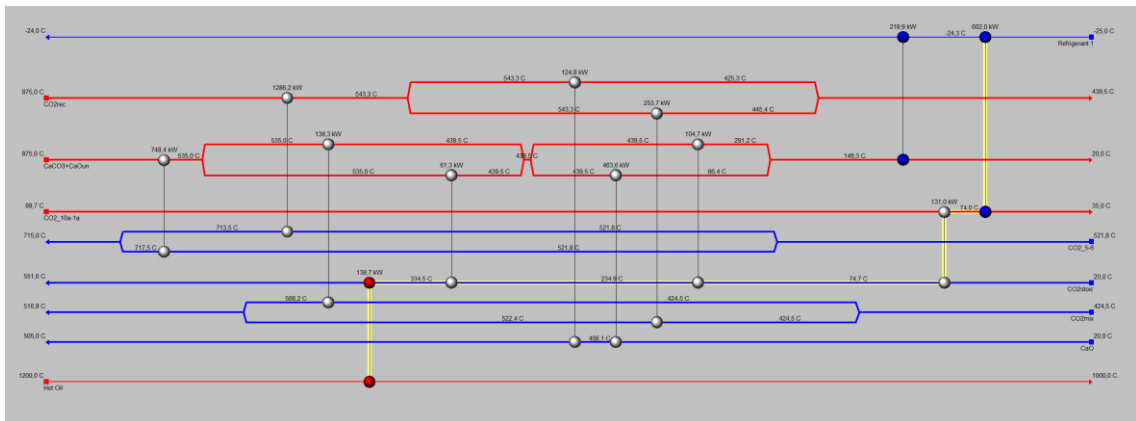


Figura 61. Post intervento (2<sup>a</sup> semplificazione).

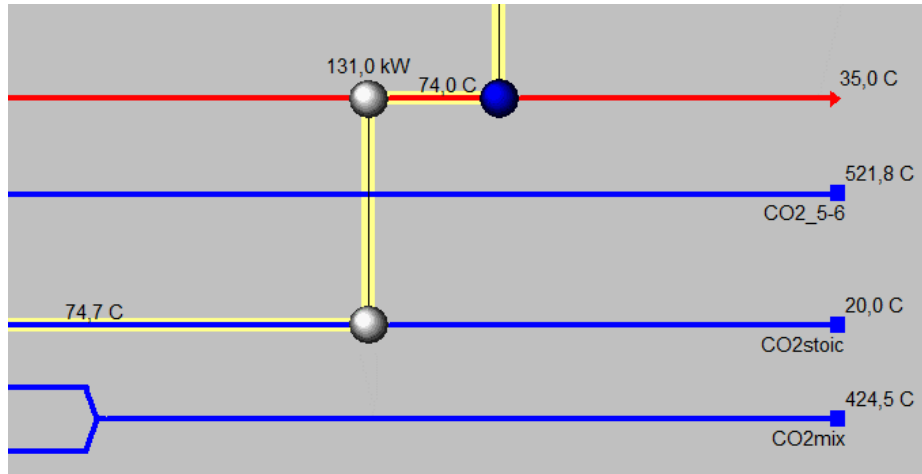


Figura 62. Vincolo ristabilito (2<sup>a</sup> semplificazione).

Dopo la 2<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	138,7
Freddo	821,9

Tabella 19. Fabbisogni – 2<sup>a</sup> semplificazione (Recompression Cycle).

### 11.3 Terza maglia

Il terzo scambiatore da eliminare ha una potenza di 124,8 kW e collega i flussi  $\text{CO}_2, \text{rec}$  e  $\text{CaO}$ . La semplificazione anche in questo caso porta alla cancellazione di uno split.

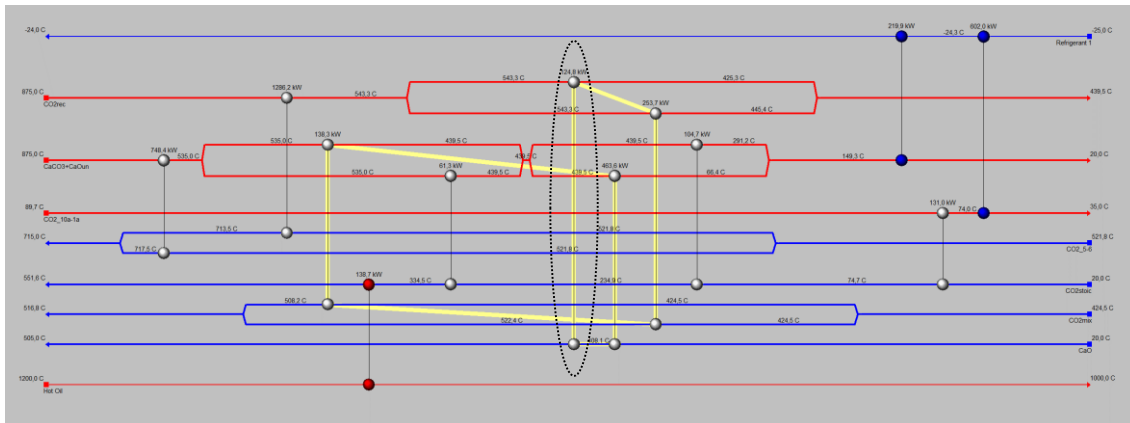


Figura 63. 3<sup>a</sup> maglia e scambiatore da eliminare.

Si va dunque a ristabilire la  $\Delta T_{\min}$  in corrispondenza di due scambiatori:

- $\text{CO}_2, \text{rec}$  -  $\text{CO}_2, \text{mix}$ : violazione del secondo principio sul lato sinistro dello scambiatore ( $543,3/569,9$  °C);
- $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  (ramo 2, sotto il pinch) -  $\text{CaO}$ : violazione del secondo principio sul lato sinistro dello scambiatore ( $499,5/505$  °C) e della  $\Delta T_{\min}$  sul lato destro ( $25/20$  °C).

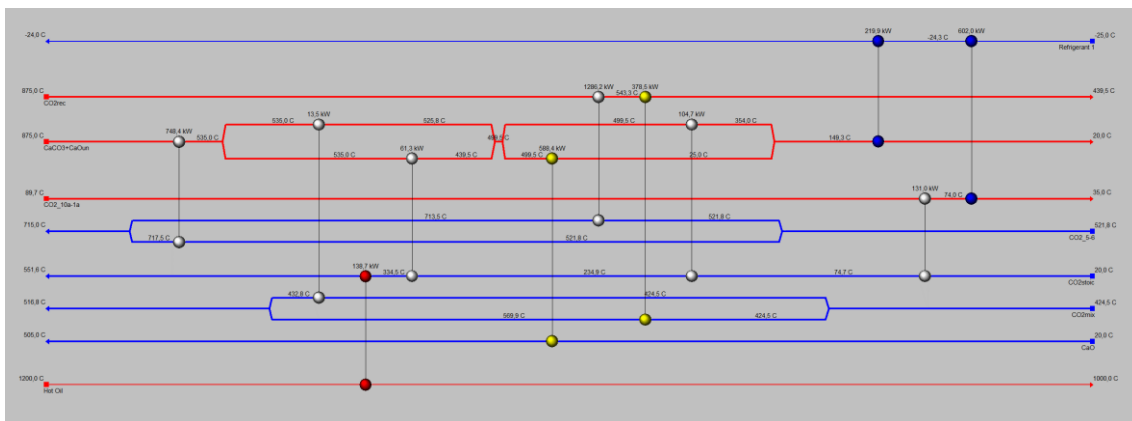


Figura 64. Violazione della  $\Delta T_{\min}$  (3<sup>a</sup> semplificazione).

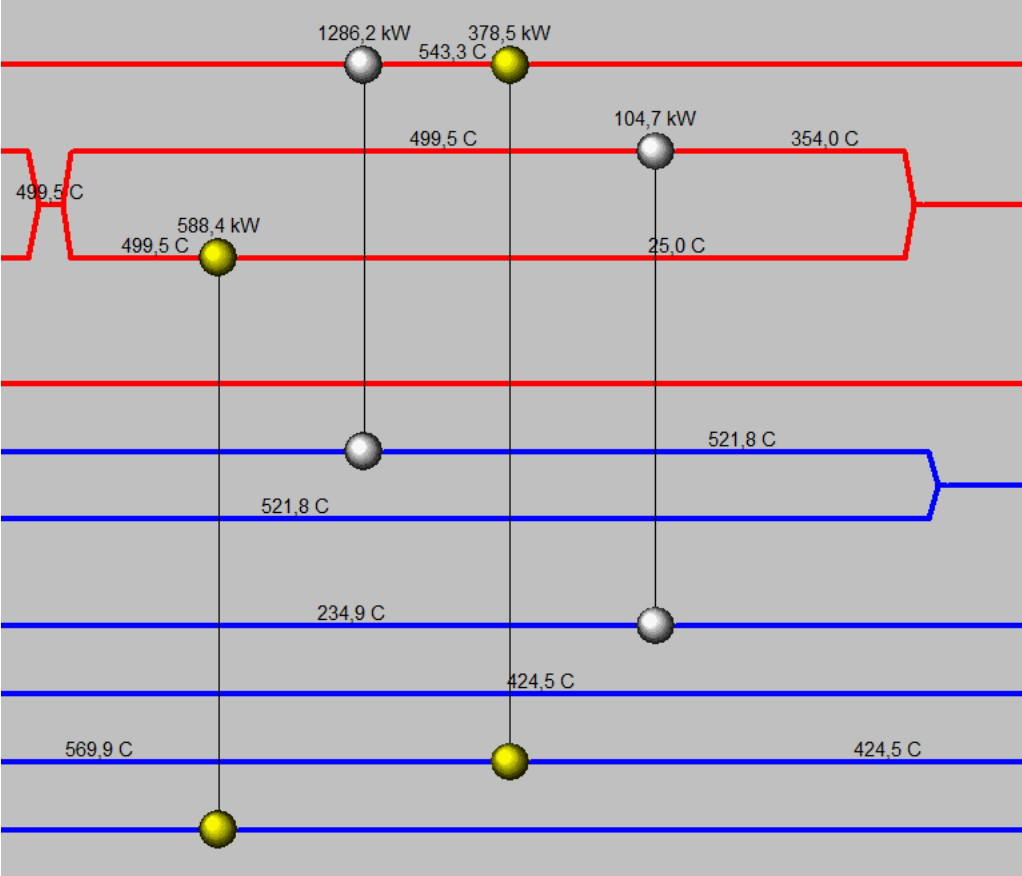


Figura 65. Violazione della  $\Delta T_{min}$  (particolare).

In questo caso si è costretti a ricorrere contemporaneamente a due percorsi d'intervento che partono dall'ingresso del flusso caldo e terminano all'uscita del relativo flusso freddo dall'impianto. Entrambi i percorsi attraversano internamente i due scambiatori considerati, che varieranno dunque la loro potenza.

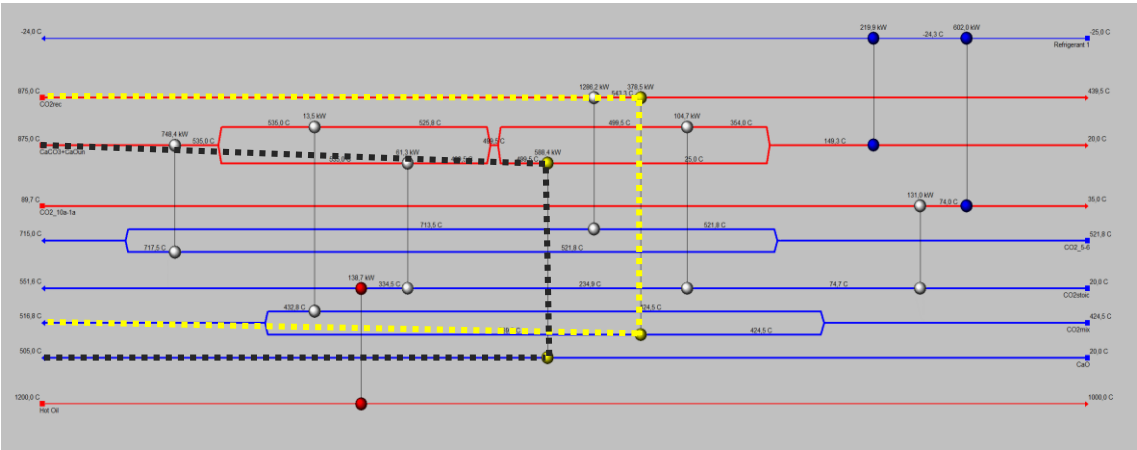


Figura 66. Percorsi d'intervento (3° semplificazione).

I due percorsi d'intervento così definiti determinano l'introduzione di altrettanti riscaldatori (Fig. 67).

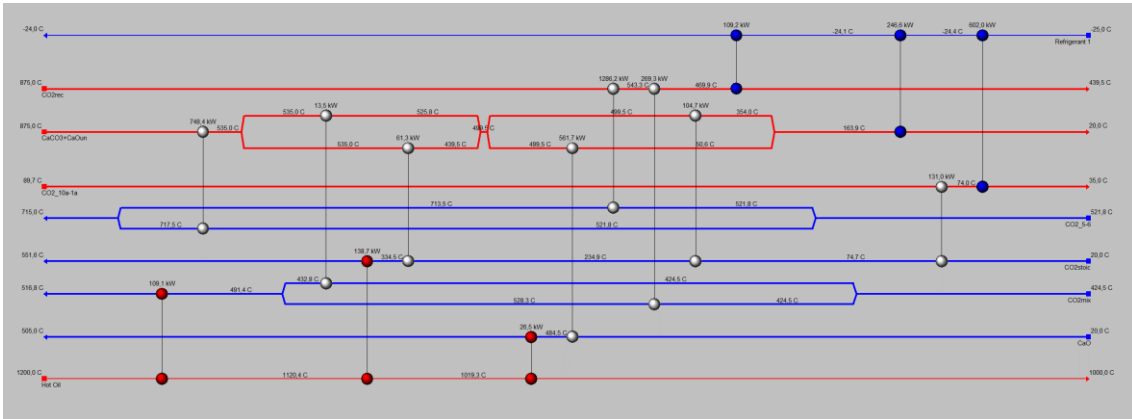


Figura 67. Post intervento (3° semplificazione).

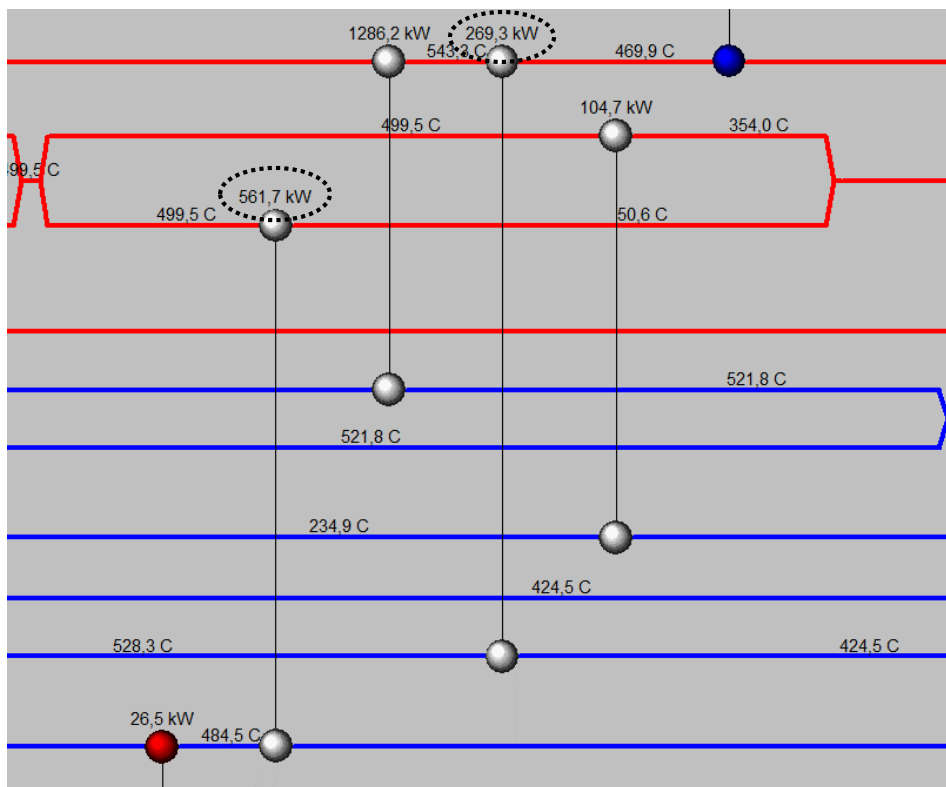


Figura 68. Vincoli ristabiliti (3° semplificazione).

Dopo la 3<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	274,3
Freddo	957,9

Tabella 20. Fabbisogni – 3<sup>a</sup> semplificazione (Recompression Cycle).

### 11.4 Quarta maglia

Per quanto riguarda la 4<sup>a</sup> maglia, si va ad eliminare lo scambiatore da 13,5 kW che collega i flussi  $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  (ramo 1) e  $\text{CO}_2, \text{mix}$  (ramo 1). Di conseguenza vengono semplificati anche i relativi split.

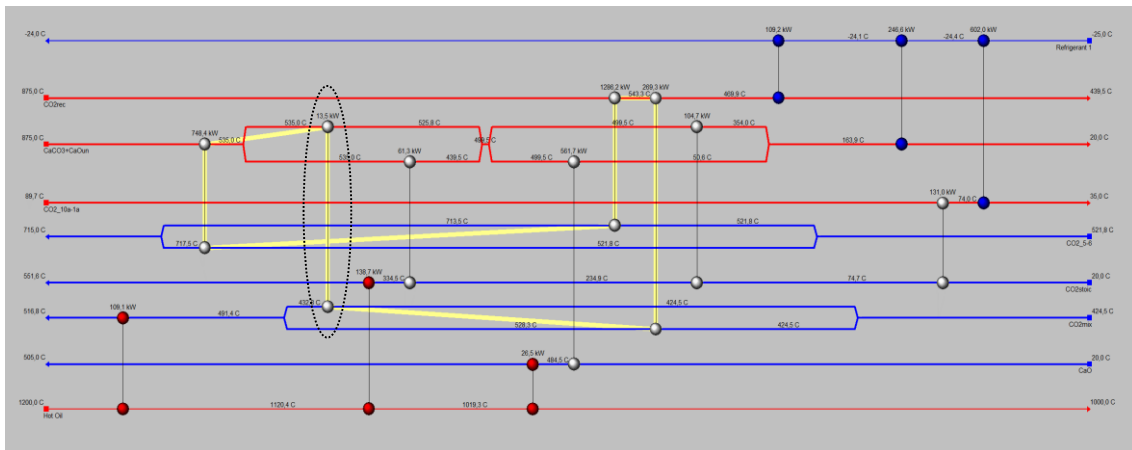


Figura 69. 4<sup>a</sup> maglia e scambiatore da eliminare.



Andando a ridistribuire la potenza all'interno della maglia, questa volta non viene violato nessun vincolo tecnico. Dunque nessun percorso d'intervento è necessario e inoltre i fabbisogni energetici restano inalterati.

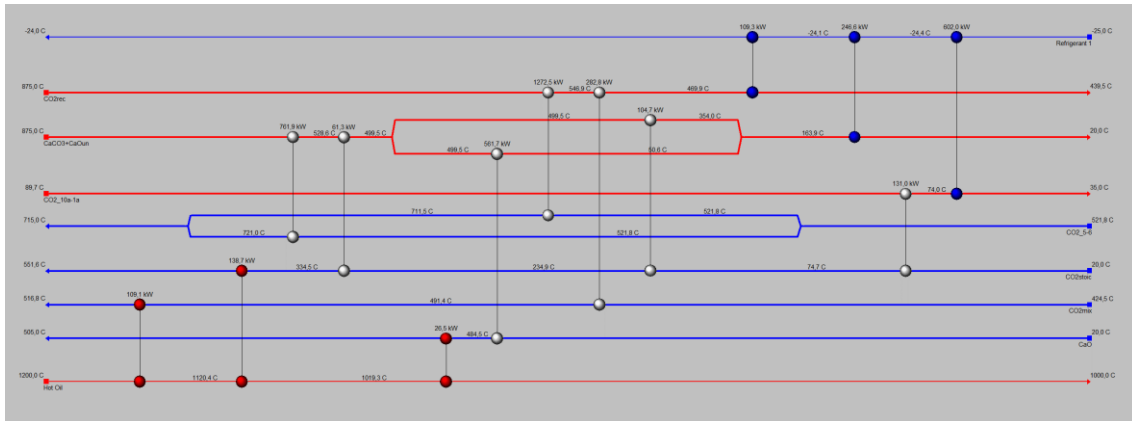


Figura 70. Nessun vincolo violato (4<sup>a</sup> semplificazione).

Dopo la 4<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	274,3
Freddo	957,9

Tabella 21. Fabbisogni – 4<sup>a</sup> semplificazione (Recompression Cycle).

## 11.5 Quinta maglia

La 5<sup>a</sup> ed ultima maglia coinvolge i flussi  $\text{CaCO}_3+\text{CaO}_{(\text{un})}$  e  $\text{CO}_2, \text{stech}$ ; in particolare, viene eliminato lo scambiatore da 61,3 kW.

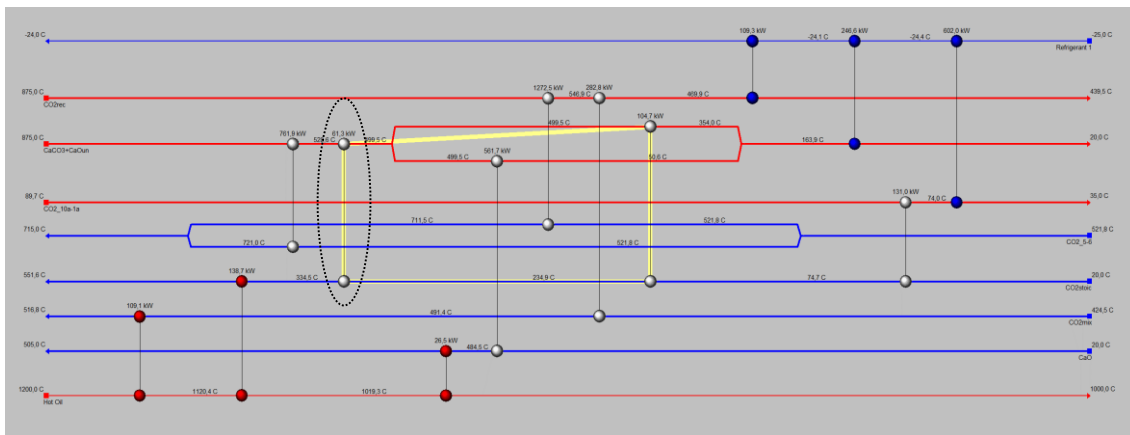


Figura 71. 5<sup>a</sup> maglia e scambiatore da eliminare.

Anche in questo caso la potenza eliminata viene perfettamente ridistribuita all'interno della maglia, non comportando né la violazione di alcun vincolo (nessun percorso d'intervento necessario) né l'incremento dei fabbisogni di calore e freddo.

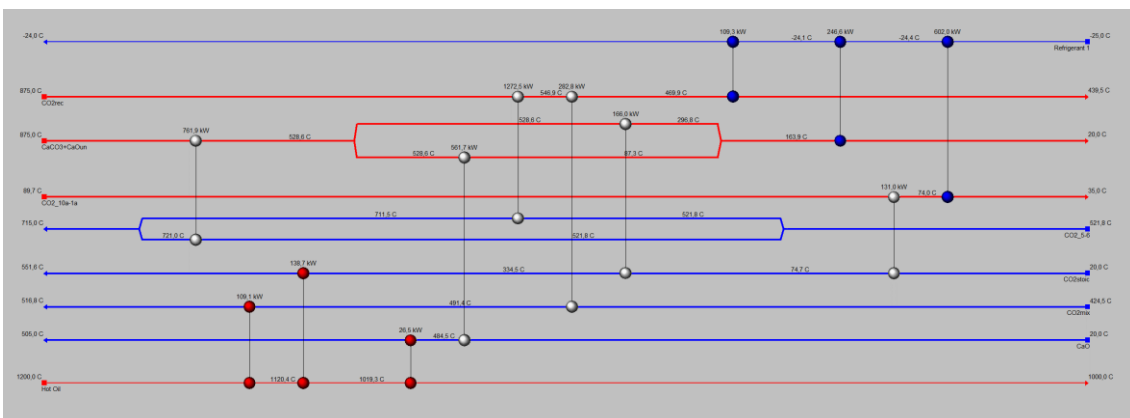


Figura 72. Nessun vincolo violato (5<sup>a</sup> semplificazione).

Dopo la 5<sup>a</sup> semplificazione:

Fabbisogno	kW
Calore	274,3
Freddo	957,9

Tabella 22. Fabbisogni – 5<sup>a</sup> semplificazione (Recompression Cycle).

Infine, in Fig. 73, si possono osservare i fabbisogni di calore e di freddo relativi a ciascuna configurazione di rete.

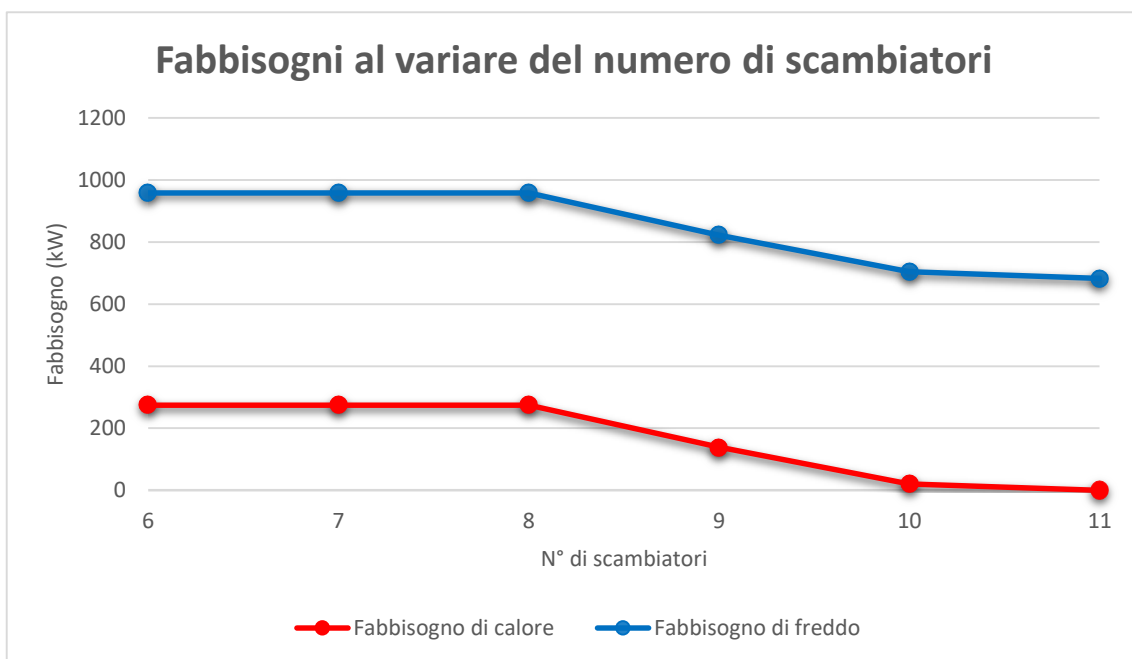


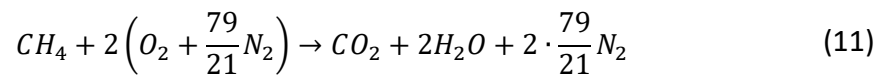
Figura 73. Andamento dei fabbisogni al variare del numero di scambiatori (Recompression Cycle).

Arrivati a questo punto, occorre identificare le risorse esterne con le quali tali fabbisogni vengono soddisfatti. Mentre per la risorsa fredda può essere sfruttato lo scambio con aria alle condizioni ambiente, per quella calda è necessario invece fare delle considerazioni sulla scelta del flusso da utilizzare e su come esso venga fornito ai riscaldatori. Tutte queste valutazioni rappresentano dunque l'argomento del prossimo capitolo e faranno da base alla seconda parte del seguente lavoro, incentrata sull'analisi economica della rete.

## 12. Dimensionamento della camera di combustione

Dopo aver valutato i fabbisogni delle varie configurazioni relative ai due cicli di potenza, lo step successivo è quindi quello di ricavare le portate della risorsa esterna calda, identificata con i gas di scarico in uscita da una caldaia. Questo consente di realizzare un dimensionamento della camera di combustione, il cui volume sarà poi necessario per le considerazioni di carattere economico che verranno effettuate nei capitoli successivi.

Per via del suo non elevato impatto ambientale, la scelta del combustibile è ricaduta sul gas naturale, che per semplicità verrà considerato unicamente costituito da metano ( $CH_4$ ), la cui reazione di combustione stechiometrica è:



Il passaggio dalla situazione ideale adiabatica a quella reale non-adiabatica verrà visto più avanti con l'introduzione di un rendimento di combustione. Dunque il vincolo sul dimensionamento della camera è rappresentato dal raggiungimento della temperatura adiabatica di fiamma, che per il metano vale 2236 K [17] e che sarà la temperatura in ingresso alla rete della risorsa esterna calda. Inoltre, in caso di scambio termico multi-stadio, il dimensionamento punta a soddisfare la richiesta termica più alta tra i riscaldatori considerati (tale riscaldatore rappresenterà quindi il primo stadio).

Eccetto il caso di un solo riscaldatore nella rete, per il quale il calcolo della portata dei fumi è immediato, nella situazione di scambio multi-stadio la portata sarà quindi:

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_{max}}{\bar{c}_{p,f} \cdot (T_{ad} - T_X)} \quad (12)$$

Dove  $\bar{c}_{p,f}$  è il calore specifico medio tra  $T_{ad}$  e  $T_x$ , ricavato attraverso le frazioni molari dei gas e con l'utilizzo di un software di calcolo [18].

$T_x$  invece è la temperatura dei fumi in uscita dal primo scambiatore (Fig. 74), che viene assegnata per tentativi, in modo da avere una temperatura in uscita dall'ultimo scambiatore pari a quella in entrata sul lato freddo, aumentata di  $15\text{ }^\circ\text{C}$  ( $\Delta T_{min}$ ). Sfruttare al massimo lo scambio termico (nel rispetto comunque del vincolo tecnico) è ovviamente molto importante dal punto di vista economico, poiché, massimizzando il  $\Delta T$  a denominatore, si minimizza la portata di fumi necessaria allo scambio (e si richiede anche un minor volume della camera di combustione).

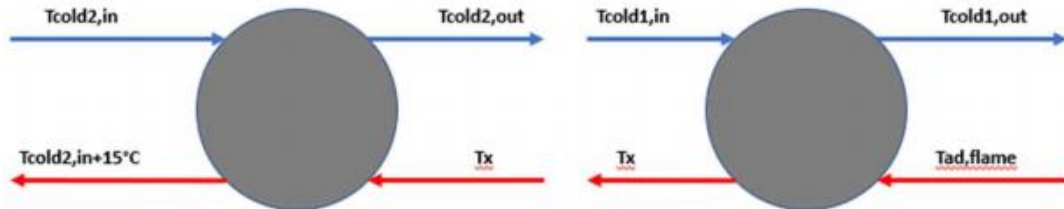


Figura 74. Riscaldamento multi-stadio [10].

Per lo stadio n-esimo si dovrà quindi soddisfare il seguente bilancio energetico relativo ai gas di scarico:

$$\Phi_n = \dot{m}_f \cdot \bar{c}_{p,n} \cdot (T_{n,ingresso} - T_{n,uscita}) \quad (13)$$

Dove  $\bar{c}_{p,n}$  è il calore specifico dei fumi calcolato alla temperatura media tra ingresso e uscita.

Per poter ricavare il volume della camera di combustione, occorre passare dalla portata in massa a quella volumetrica. Tornando alla reazione stechiometrica del metano, si avrà:

$$\frac{\text{kmol}_{fumi}}{\text{kmol}_{CH_4}} = 1 + 2 + 2 \cdot \frac{79}{21} = 10,52 \quad (14)$$

Ricordando inoltre che 1 kmol di gas occupa 22,4 Nm<sup>3</sup> (approssimazione a gas ideale), si ottiene la densità dei fumi in condizioni normali:

$$\rho_{N,fumi} = \frac{PM_{CO_2} \cdot 1 + PM_{H_2O} \cdot 2 + PM_{N_2} \cdot 2 \cdot \frac{79}{21}}{10,52 \frac{\text{kmol}_{fumi}}{\text{kmol}_{CH_4}} \cdot 22,4 \frac{\text{Nm}^3_{fumi}}{\text{kmol}_{fumi}}} = 1,23 \frac{\text{kg}_{fumi}}{\text{Nm}^3_{fumi}} \quad (15)$$

La densità alla temperatura di uscita dei fumi dalla camera di combustione (T<sub>ad</sub>) sarà quindi:

$$\rho_{fumi} = \rho_{N,fumi} \cdot \frac{293,15}{T_{ad}} = 0,162 \frac{\text{kg}_{fumi}}{\text{m}^3_{fumi}} \quad (16)$$

Da cui le relative portate volumetriche, rispettivamente in condizioni normali e a T<sub>ad</sub>, sono:

$$\dot{V}_{N,fumi} = \frac{\dot{m}_{fumi}}{\rho_{N,fumi}} \quad (17)$$

$$\dot{V}_{fumi} = \frac{\dot{m}_{fumi}}{\rho_{fumi}} \quad (18)$$

Per dimensionare la camera di combustione, bisogna però passare alla portata di combustibile. Si ricavano quindi le moli di CH<sub>4</sub> da moltiplicare al volume molare:

$$\dot{n}_{CH_4} = \frac{\dot{V}_{N,fumi}}{22,4 \frac{Nm^3_{fumi}}{kmol_{fumi}} \cdot 10,52 \frac{kmol_{fumi}}{kmol_{CH_4}}} \quad (19)$$

$$\dot{V}_{N,CH_4,stech} = \dot{n}_{CH_4} \cdot 22,4 \frac{Nm^3_{CH_4}}{kmol_{CH_4}} \quad (20)$$

Inoltre, poiché il combustibile viene fornito proprio a 20 °C:

$$\dot{V}_{CH_4,stech} = \dot{V}_{N,CH_4,stech} \quad (21)$$

Si vanno successivamente a definire le perdite di combustione, così suddivise:

- perdite per incombusti (uguali a zero, in quanto è stata considerata la reazione completa stechiometrica);
- perdite per calore sensibile nei fumi: rappresentano la quota maggiore, ma in questo lavoro può anche non essere considerata una perdita vera e propria, poiché l'obiettivo è quello di soddisfare il fabbisogno di calore della rete e non vi è interesse nell'utilizzare tale quantità di energia uscente;
- perdite associate alle scorie: importanti solo in caso di rifiuti solidi urbani o legno come combustibile (dunque pari a zero);
- perdite per convezione e irraggiamento attraverso l'involucro esterno del generatore e l'ambiente ( $P'_{gn,env}$ ).

Queste ultime, dunque, sono le uniche non trascurabili e il rendimento sarà:

$$\eta = 1 - P'_{gn,env} \quad (22)$$

Per quantificare la potenza persa si è fatto ricorso all'UNI TS 11300-2:2008, che distingue i generatori in base all'età e al livello di isolamento termico del mantello [19]. È stato ipotizzato un generatore nuovo e ben isolato.

Tipo di isolamento del mantello	Età del generatore	$P'_{gn,env}$ (%)
Generatore ad alto rendimento e ben isolato	Nuova installazione	$1,72 - 0,44 \log \Phi_{cn}$
Generatore ben isolato e mantenuto	Fino a 5 anni	$3,45 - 0,88 \log \Phi_{cn}$
Generatore vecchio, isolamento medio	Da 6 a 11 anni	$6,90 - 1,76 \log \Phi_{cn}$
Generatore vecchio, isolamento scadente	Da 6 a 11 anni	$8,36 - 2,2 \log \Phi_{cn}$
Generatore non isolato	Superiore a 12 anni	$10,35 - 2,64 \log \Phi_{cn}$

Tabella 23. Perdite attraverso il mantello [19].

$\Phi_{cn}$  è la potenza termica del combustibile, valutata come:

$$\Phi_{cn} = \dot{V}_{CH_4,stech} \cdot PCI_{CH_4} \quad (23)$$

In cui  $PCI_{CH_4} = 35,22 \frac{MJ}{Nm^3}$ .



Si giunge dunque alla portata volumetrica reale di combustibile, superiore a quella ideale stechiometrica, poiché tiene conto dell'effettiva non adiabaticità della reazione di combustione:

$$\dot{V}_{N,CH_4} = \frac{\dot{V}_{N,CH_4,stech}}{\eta} \quad (24)$$

$$\dot{V}_{CH_4} = \frac{\dot{V}_{CH_4,stech}}{\eta} \quad (25)$$

Andando a calcolare tale portata per ciascuna delle semplificazioni di rete realizzate per le due tipologie di integrazione, si ottiene, come ci si aspettava, un andamento in linea con quello del fabbisogno di calore al variare del numero di scambiatori.

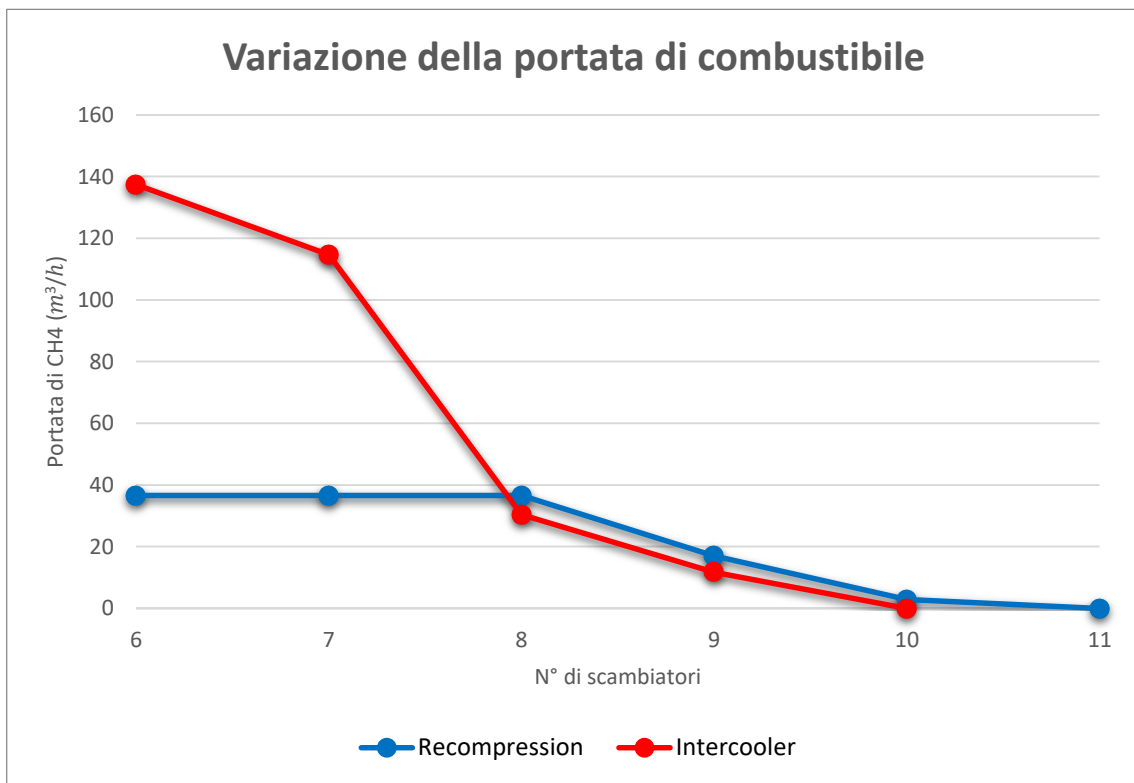


Figura 75. Portata di combustibile nelle diverse configurazioni.

Come si può osservare in Fig. 75, per una rete caratterizzata da un basso numero di scambiatori (6 o 7), l'integrazione col ciclo a interrefrigerazione richiede un fabbisogno, e quindi un dispendio di combustibile, nettamente superiori rispetto all'impiego del ciclo a ricomprensione, che invece risulta un po' più energivoro per configurazioni più complesse.

Tornando alla reazione stechiometrica, partendo dall'aria teorica di combustione, si va a calcolare la portata volumetrica di comburente:

$$A_t = 2 \cdot \left(1 + \frac{79}{21}\right) = 9,5 \frac{Nm^3_{aria}}{Nm^3_{CH_4}} \quad (26)$$

$$\dot{V}_{N,aria} = A_t \cdot \dot{V}_{N,CH_4} \quad (27)$$

Poiché anche l'aria in ingresso nella camera di combustione è alle condizioni normali, si avrà:

$$\dot{V}_{aria} = \dot{V}_{N,aria} \quad (28)$$

Infine, considerando una portata volumetrica media tra combustibile e comburente e un tempo di residenza pari a 0,5 s, si ottiene il volume della camera di combustione:

$$\dot{V}_m = \frac{\dot{V}_{CH_4} + \dot{V}_{aria}}{2} \quad (29)$$

$$V_{CC} = 0,5 \cdot \dot{V}_m \quad (30)$$

Il volume dipende quindi dalla portata di combustibile (e da quella di aria, che comunque dipende a sua volta da quella del metano), di conseguenza si avrà nuovamente un andamento che segue quello del fabbisogno di calore della rete:

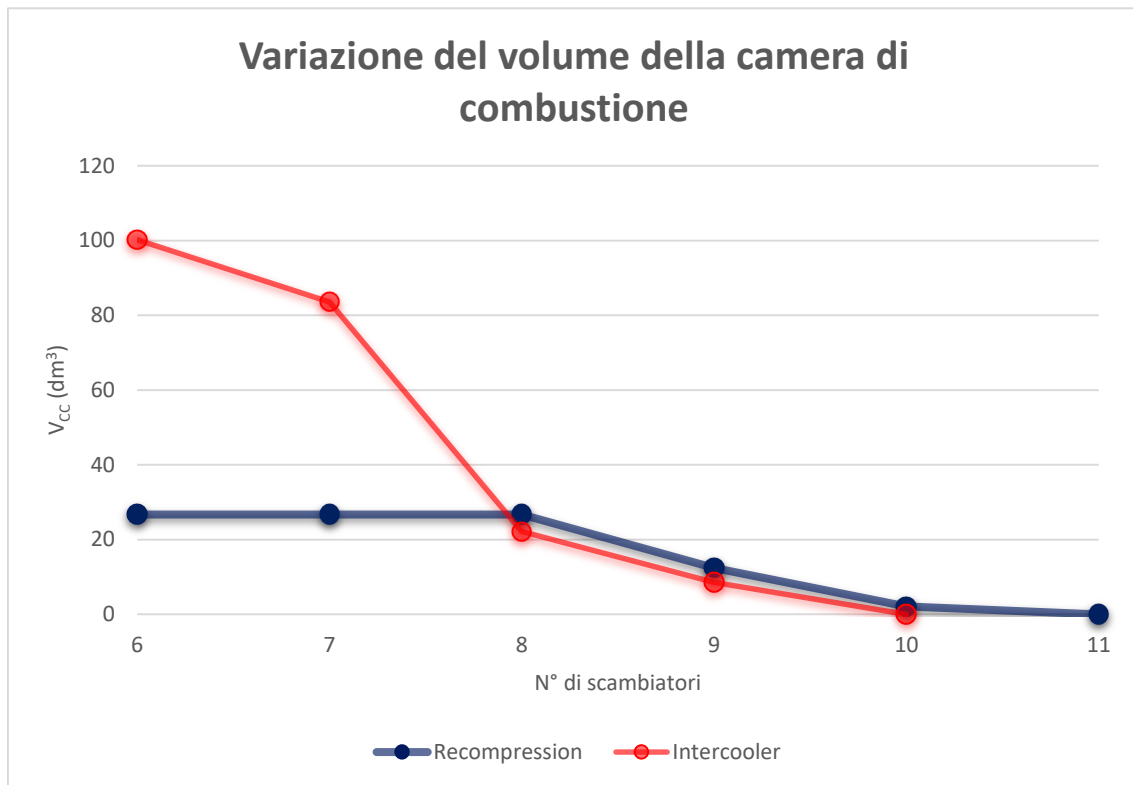


Figura 76. Volume della camera di combustione nelle diverse configurazioni.

## 13. Analisi economica

Utilizzare una configurazione a fabbisogno di calore nullo implica certamente un risparmio dal punto di vista energetico e un impatto ambientale per la parte di progetto in questione pari a zero; ma, richiedendo l'utilizzo di un maggior numero di scambiatori, potrebbe non rappresentare in generale la miglior scelta dal punto di vista economico. Vale lo stesso, ma in senso diametralmente opposto, per la configurazione impiantistica più semplice, in cui, a fronte di un minor costo relativo al minor numero di scambiatori, si rende necessario un maggiore utilizzo delle risorse esterne. È dunque fondamentale, per ciascuno dei due cicli di potenza adottati, andare a realizzare un confronto su base economica tra le varie semplificazioni della rete di scambiatori e quella a fabbisogno di calore nullo. L'analisi prende ovviamente in considerazione solamente gli elementi che permettono la realizzazione della rete di recupero termico, ovvero scambiatori interni, riscaldatori e raffreddatori, camera di combustione e combustibile utilizzato. La valutazione dei costi sarà quindi riferita unicamente a tali componenti; tuttavia, supponendo che essi rappresentino le uniche variazioni impiantistiche tra le diverse configurazioni, sarà comunque possibile stabilire la soluzione che garantisce la migliore competitività economica.

### 13.1 Linee guida per la valutazione economica

L'analisi economica è stata realizzata prendendo come riferimento le linee guida messe a disposizione da NETL (National Energy Technology Laboratory) del Dipartimento dell'Energia Americano (DOE) [20]. Tale metodologia è finalizzata alla valutazione dei costi d'investimento associati principalmente ad impianti di potenza, ma in generale è adatta all'analisi economica di diverse tipologie d'impianto (ad esempio anche quelli di gassificazione a ciclo combinato). L'analisi tecnico-economica adottata, come la maggior parte delle altre elaborate da NETL, è finalizzata all'ottenimento di una stima dei costi

per uno “Studio di Fattibilità” con classificazione 4 da parte di AACE (Association for the Advancement of Cost Engineering).

**Exhibit 2-2 Features of an AACE Class 4 cost estimate**

Project Definition	Typical Engineering Completed	Expected Accuracy
1 to 15%	<ul style="list-style-type: none"> <li>• plant capacity, block schematics, indicated layout, process flow diagrams for main process</li> <li>• systems, and preliminary engineered process and utility</li> <li>• equipment lists</li> </ul>	-15% to -30% on the low side, and +20% to +50% on the high side

*Tabella 24. Stima dei costi per una AACE classe 4 [20].*

In particolare l'accuratezza di molti studi NETL varia tra -15% e +30%, dunque l'errore sul costo reale non è certamente trascurabile. Tuttavia, nel seguente lavoro vengono messe a confronto configurazioni in cui varia solamente il numero di scambiatori di calore all'interno della rete; di conseguenza, non entrando in gioco altri fattori (ad esempio altri componenti dell'impianto), lo stesso errore affliggerà i vari scenari messi a confronto, permettendo ugualmente di stabilire la soluzione più conveniente dal punto di vista economico.

Si parte quindi dall'investimento iniziale, che viene definito su cinque livelli: BEC, EPCC, TPC, TOC e TASC. I primi quattro sono costi “overnight”, cioè non considerano l'effetto dell'inflazione sull'investimento (come se l'impianto venisse costruito in una notte); il TASC invece si riferisce all'intero periodo di esborso del capitale. In particolare:

- Il BEC (Bare Erected Cost) include gli impianti di processo, le strutture in loco e tutto il lavoro diretto e indiretto riguardante la costruzione e/o installazione;
- L'EPCC (Engineering, Procurement and Construction Cost) comprende il BEC più i servizi forniti dall'appaltatore di ingegneria, approvvigionamento dei materiali e realizzazione dell'opera (EPC);
- Il Costo Totale dell'Impianto (TPC) si riferisce all'EPCC più i costi di progetto e di processo;
- Il TOC (Total Overnight Cost) include il TPC più gli altri costi “overnight”, compresi i costi del titolare dell'impianto;

- Il TASC (Total As-Spent Capital) è la somma delle spese elencate sopra, ma considerate in tutto il periodo di esborso dell'investimento (incluso quindi un eventuale aumento).

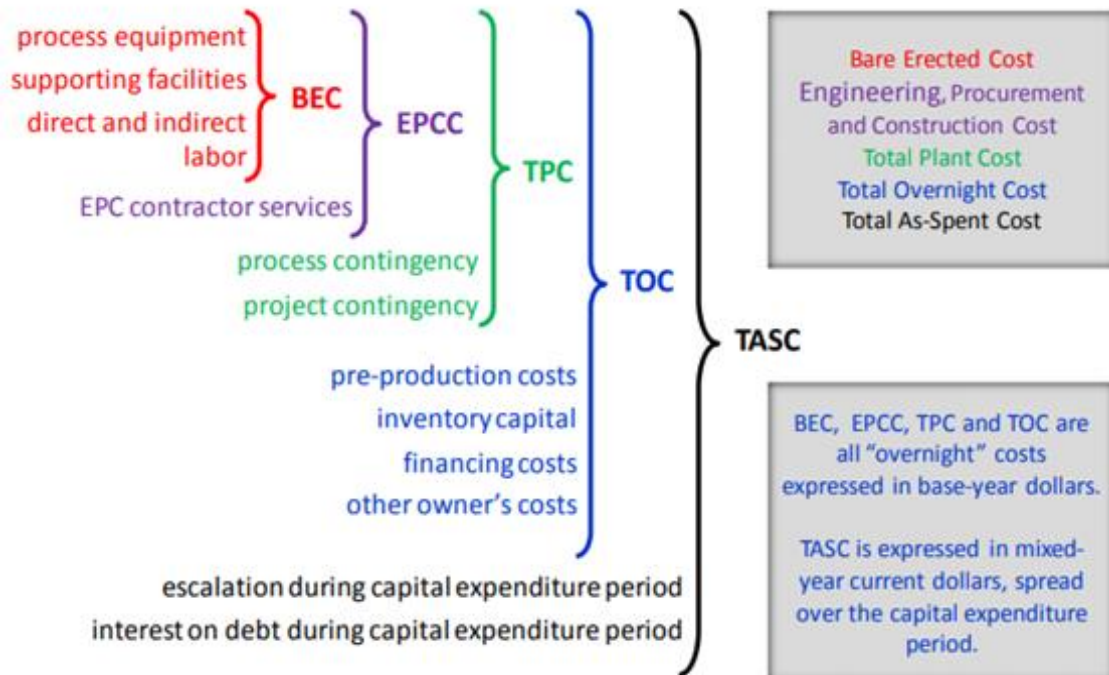


Figura 77. I cinque livelli del costo d'investimento secondo NETL [20].

## 13.2 Calcolo del BEC

La stima del BEC è basata sull'utilizzo di funzioni di costo in riferimento alla sola rete di scambio termico e che sono influenzate da vari fattori, come la pressione di processo, la tipologia degli scambiatori e i materiali utilizzati. Per le diverse configurazioni da confrontare, ovviamente si è ipotizzato l'utilizzo della stessa tipologia di componenti e materiali.

### 13.2.1 Scambio tra flussi gassosi

Per quanto riguarda tutti gli scambi termici della rete che non includono solidi, è stata utilizzata la seguente funzione di costo [21], riferita all'anno 2001:

$$C_{BEC} = C_P^0 \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_M \cdot F_P) \quad (31)$$

Dove:

- $C_P^0$  è il costo d'acquisto per la rete alle condizioni base (condizioni ambiente, materiale comune);
- $B_1$  e  $B_2$  sono costanti empiriche che dipendono dal tipo di scambiatori;
- $F_M$  è il fattore del materiale e dipende dalla temperatura di processo;
- $F_P$  è il fattore di pressione e dipende dalla pressione di processo.

In particolare,  $C_P^0$  è ricavato dalla seguente formula:

$$C_P^0 = 10^{(K_1 + K_2 \cdot \log_{10} A + K_3 \cdot (\log_{10} A)^2)} \quad (32)$$

In cui:

- $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$  sono costanti relative alla tipologia di componente;
- $A$  è la capacità del componente (area dello scambiatore o volume della camera di combustione).

I parametri relativi all'impianto di recupero termico vengono quindi mostrati in Tabella 25 [21]:

Tipo di scambio	Componente	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	K <sub>3</sub>	Capacità	min	max
Gas-gas, riscaldamento	mantello e tubi a U	4,1884	- 0,2503	0,1974	Area (m <sup>2</sup> )	10	1000
Raffreddamento	Scambio con aria	4,0336	0,2341	0,0497	Area (m <sup>2</sup> )	10	10000
Camera di combustione	CC orizzontale	3,5565	0,3776	0,0905	Volume (m <sup>3</sup> )	0,1	628

Tabella 25. Costanti per la valutazione di  $C_p^0$  [21].

Se si va al di fuori del range di validità di tali parametri, può essere applicata la “regola dei sei decimi”, che approssima abbastanza bene il costo di un componente con capacità simile a quella del componente per cui è valida la formula [22]:

$$C_p^0 = C_{p,rif}^0 \cdot \left( \frac{S}{S_{rif}} \right)^{0.6} \quad (33)$$

In cui  $C_{p,rif}^0$  è il costo calcolato con la stessa formula, ma utilizzando l'estremo del range di validità ( $S_{rif}$ ) più vicino al caso in esame.

Relativamente al calcolo dell'area di scambio A, è stata sfruttata la seguente relazione:

$$A = \frac{\Phi}{\Delta T_{ml} \cdot U} \quad (34)$$

Dove:

- $\Phi$  è il flusso termico scambiato attraverso lo scambiatore (kW);
- $U$  è il coefficiente globale di scambio termico ( $\frac{kW}{m^2 K}$ );



- $\Delta T_{ml}$  è la differenza di temperatura media logaritmica (°C o K) tra sezione 1 e sezione 2 dello scambiatore di calore. Per uno scambiatore controcorrente, è espressa come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,e} - T_{f,u}) - (T_{c,u} - T_{f,e})}{\ln \frac{(T_{c,e} - T_{f,u})}{(T_{c,u} - T_{f,e})}} \quad (35)$$

In cui:

- $T_{c,in}$  è la temperatura del flusso caldo in ingresso al raffreddatore;
- $T_{c,u}$  è quella del flusso caldo in uscita.

Per ricavare l'area, sono quindi necessari tre parametri, valutati in base alla tipologia di scambio termico effettuato:

- 1) Flusso termico  $\Phi$ : fornito direttamente da Aspen Energy Analyzer una volta realizzato il collegamento tra i flussi;
- 2) Differenza di Temperatura Media Logaritmica  $\Delta T_{ml}$  (DTML):
  - a) Per lo scambio gas-gas: fornita automaticamente dal software dopo aver stabilito le temperature di ingresso e uscita;
  - b) Per i riscaldatori: ottenuta dopo aver ricavato le temperature di ingresso e uscita dei fumi nei diversi stadi di scambio (capitolo precedente);
  - c) Raffreddamento: il calcolo della  $\Delta T_{ml}$  parte dall'aver supposto uno scambio con aria con capacità termica infinita e temperatura costante di 25 °C:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{c,in} - 25) - (T_{c,u} - 25)}{\ln \frac{(T_{c,in} - 25)}{(T_{c,u} - 25)}} \quad (36)$$

Il flusso solido ( $\text{CaCO}_3 + \text{CaO}_{(\text{un})}$ ) in uscita dalla rete può essere stoccato in un serbatoio ad alta temperatura. Per questo motivo viene trascurato il costo relativo al suo ulteriore raffreddamento fino a temperatura ambiente;

3) Coefficiente di scambio termico globale U:

- a) Per scambiatori  $\text{CO}_2\text{-sCO}_2$  con  $\text{CO}_2$  ad alta temperatura si è assunto un coefficiente di scambio pari a  $1700 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  [23];
- b) Per scambiatori  $\text{CO}_2\text{-CO}_2$  a pressione atmosferica,  $U=100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  [23];
- c) Per i riscaldatori (scambio tra gas di scarico e  $\text{CO}_2$ ) è stato utilizzato anche qui un valore di  $100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  [23];
- d) Per lo scambio aria- $\text{CO}_2$  o aria-s $\text{CO}_2$  il coefficiente di scambio è uguale a  $30 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  [24].

Tornando alla funzione di costo, i fattori correttivi vengono valutati nel modo seguente:

1) Fattore di pressione  $F_p$ :

- a) Per i componenti che operano alla pressione di 1 bar (camera di combustione e scambiatori che coinvolgono flussi del lato carbonatore),  $F_p = 1$ ;
- b) Per i componenti in pressione:

$$F_p = 10^{(C_1 + C_2 \cdot \log_{10} P + C_3 \cdot (\log_{10} P)^2)} \quad (37)$$

In cui:

- P è la pressione operativa espressa in barg (validità: 5 ÷ 140 barg);
- $C_1 = -0,00164$ ;
- $C_2 = -0,00627$ ;
- $C_3 = 0,0123$ .

2)  $B_1$  e  $B_2$  dipendono dal tipo di componente [21]:

Componente	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>
Scambiatori gas-gas, riscaldatori	1,63	1,66
Raffreddatori	0,96	1,24
Camera di combustione	1,49	1,52

Tabella 26. Coefficienti B<sub>1</sub> e B<sub>2</sub>.

### 3) Fattore del materiale F<sub>M</sub>:

- a) Per gli scambiatori che operano al di sotto del 2° pinch point, può essere impiegato acciaio al carbonio: F<sub>M</sub>=1;
- b) Per quelli che operano a più alte temperature viene utilizzato acciaio inossidabile: F<sub>M</sub>=2,75;
- c) Per la camera di combustione, in cui si raggiungono temperature ancora più elevate, si suppone invece una lega di Nichel: F<sub>M</sub>=7,1.

### 13.2.2 Il problema della corrosione

La scelta dei materiali citati viene effettuata per evitare soprattutto il deterioramento delle proprietà fisiche causato dal fenomeno della corrosione. Al riguardo, molti studi hanno evidenziato il basso grado di corrosività della CO<sub>2</sub> supercritica secca per gli acciai al carbonio (rateo che aumenta comunque di poco in caso di piccola presenza d'acqua) [25]. In particolare, un'analisi condotta su componenti in acciaio in uso per 12 anni ad elevate pressioni e temperature medio-basse (100 ÷ 300 °C), ha riportato un grado di corrosività della sCO<sub>2</sub> pari solamente a 0,5-2,5 μm/anno [26]. Per temperature maggiori è possibile l'uso di acciaio inossidabile 310, che, secondo alcuni studi [27], ha dimostrato di avere un'ottima resistenza alla corrosione operando con sCO<sub>2</sub>.

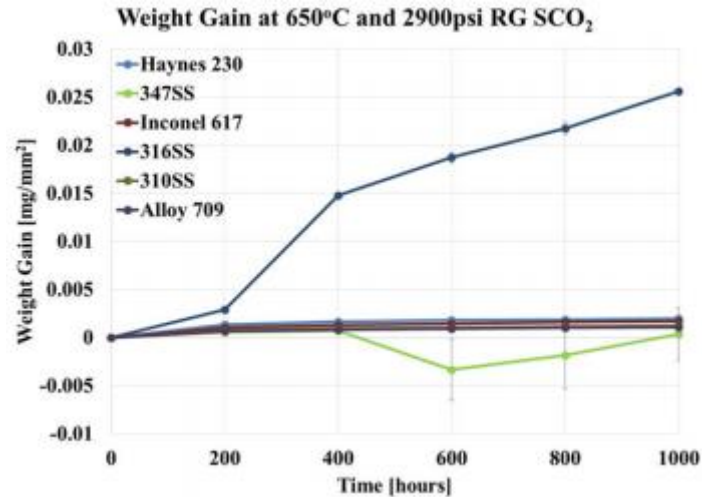


Figura 78. Corrosione in leghe austenitiche a 650 °C [27].

Per condizioni più estreme di temperatura (camera di combustione), l'Inconel 625 assicura infine un'ottima resistenza alla corrosione [28].

Per quanto riguarda i flussi solidi, studi in laboratorio sulla calcite ( $\text{CaCO}_3$ ) hanno dimostrato una buona resistenza alla corrosione da parte dei materiali sopra citati (velocità di corrosione pari a  $0,126 \div 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{anno}}$ ) [29].

La calce viva ( $\text{CaO}$ ) invece non risulta un problema per la corrosione, tranne nel caso in cui un'interazione con acqua porti alla formazione di  $\text{Ca(OH)}_2$  (idrossido di calcio), altamente corrosivo per l'acciaio [30].

### 13.2.3 Scambio termico con flussi solidi

Per gli scambi termici che coinvolgono solidi, viene invece applicata la seguente funzione di costo [31], riferita all'anno 2018:

$$C_{BEC} = 18,4784 \cdot (UA)^{0,67} \cdot P^{0,28} \quad (38)$$

Dove:

- $UA = \frac{\Phi}{\Delta T_{ml}}$  ;
- P è la pressione massima tra i due flussi coinvolti, espressa in barg.

Tale funzione è valida in realtà per scambi solido - sCO<sub>2</sub> ad alte temperature (550 - 750 °C), tuttavia nel seguente lavoro si ipotizza che, per gli scambi solido – solido, il calore venga trasferito indirettamente da un flusso all’altro attraverso un mezzo fittizio (come se si trattasse di un sistema di due scambiatori solido – gas). In questo caso, però, la DTML sarà pari a metà di quella fornita dal software per lo scambiatore considerato:

$$\Delta T_{ml,scambio\ indiretto} = \frac{1}{2} \cdot \Delta T_{ml,Energy\ Analyzer} \quad (39)$$

Inoltre, sempre la stessa funzione di costo viene sfruttata anche per scambiatori che operano a basse temperature, considerando un fattore correttivo del materiale  $F_M=2,75$ :

$$C_{BEC,basse\ T} = \frac{1}{2,75} \cdot C_{BEC,alte\ T} \quad (40)$$

Infine, dopo aver sommato i costi base relativi ai vari componenti, il risultato viene attualizzato attraverso il rapporto tra l’indice CEPCI relativo all’anno corrente (CEPCI<sub>2019</sub> è l’ultimo disponibile [32]) e quello corrispondente alla validità delle due funzioni di costo utilizzate. Poiché queste ultime si riferiscono rispettivamente al 2001 e al 2018, si avrà:

$$C_{BEC,f_1}^{act} = C_{BEC,f_1}^{non\ act} \cdot \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2001}} \quad (41)$$

$$C_{BEC,f_2}^{act} = C_{BEC,f_2}^{non act} \cdot \frac{CEPCI_{2019}}{CEPCI_{2018}} \quad (42)$$

In cui, da [32]:

- $CEPCI_{2001} = 397$ ;
- $CEPCI_{2018} = 603,1$ ;
- $CEPCI_{2019} = 607,5$ .

### 13.3 Da BEC a TASC

Stimando i servizi contrattuali tra l'8 e il 10 %, si opta per una scelta conservativa per il passaggio all'EPCC:

$$C_{EPCC} = C_{BEC}^{act} + C_{BEC}^{act} \cdot 10 \% \quad (43)$$

I costi di progetto e di processo, in aggiunta all'EPCC, dipendono dalla maturità tecnologica dell'impianto considerato. Poiché, allo stato attuale, i cicli a sCO<sub>2</sub> rappresentano una tecnologia non particolarmente affermata (esistono degli impianti-pilota), così come anche l'integrazione CSP-CaL e alcuni tipi di scambiatori possono essere considerati elementi innovativi, si è optato per un incremento del 35 % per le contingenze di processo e del 15 % per quelle di progetto:

$$C_{TPC} = C_{EPCC} + C_{EPCC} \cdot (35 \% + 15 \%) \quad (44)$$

Vengono stimati poi ulteriori costi "overnight", che vanno a confluire nel TOC, e che sono rappresentati da:

- Costi di pre-produzione: riguardano i test preliminari sull'impianto e possono essere stimati pari al 2 % del TPC;
- Costi di inventario: includono le scorte di combustibili e altri materiali di consumo (0,5 % del TPC);
- Costi finanziari, tra cui garanzie di finanziamenti, spese di chiusura e tasse (2,7 % del TPC);
- Altre spese attribuite al proprietario dell'impianto, stimate al 15 % del TPC.

Si ottiene in totale un incremento pari al 20,2 % del TPC:

$$C_{TOC} = C_{TPC} + C_{TPC} \cdot 20,2 \% \quad (45)$$

Per tenere in considerazione l'impatto sia dell'escalation che dell'interesse, si passa infine dal TOC al TASC, che prende in considerazione tre fattori, ovvero la tipologia del proprietario dell'impianto assunta, la componente di rischio e l'intero "Capital Expenditure Period" (CEP).

<b>Finance Structure</b>	<b>High Risk IOU</b>		<b>Low Risk IOU</b>	
<b>Capital Expenditure Period</b>	<b>Three Years</b>	<b>Five Years</b>	<b>Three Years</b>	<b>Five Years</b>
TASC/TOC	1.078	1.140	1.075	1.134
<b>Finance Structure</b>	<b>High Risk IPP</b>		<b>Low Risk IPP</b>	
<b>Capital Expenditure Period</b>	<b>Three Years</b>	<b>Five Years</b>	<b>Three Years</b>	<b>Five Years</b>
TASC/TOC	1.114	1.211	1.107	1.196

Tabella 27. Fattori TASC/TOC [20].

Nel seguente lavoro, è stata considerata una struttura finanziaria del tipo IOU (Investor Owned Utility), che può essere ritenuta a basso rischio, vista l'esistenza di studi preliminari sul progetto finalizzati alla riduzione del rischio associato a tecnologie non mature [10]. Inoltre, considerando un periodo di spese d'investimento triennale per gli impianti alimentati a gas naturale [20] e poiché ciascuna fase del progetto SOCRATCES

è caratterizzata dalla stessa durata, si stabilisce un CEP pari a tre anni. In definitiva, si ottiene:

$$C_{TASC} = C_{TOC} \cdot 1,075 \quad (46)$$

Vengono infine analizzati i costi d'investimento relativi alle configurazioni di entrambe le tipologie di ciclo di potenza analizzate.

La riduzione del numero di scambiatori è certamente un contributo che tende a ridurre la spesa di capitale; tuttavia, esistono anche altri contributi tali per cui semplificare la rete non è necessariamente sinonimo di risparmio economico. Innanzitutto, come si vedrà nel capitolo successivo, vanno pure analizzate le spese operative dovute all'utilizzo della risorsa esterna calda, che aumentano col fabbisogno di calore crescente, e dunque al diminuire del numero di scambiatori. Ma, anche rimanendo nell'ambito dei CAPEX, occorre comunque analizzare nel dettaglio gli effetti economici che le modifiche apportate alla rete determinano.

Andando ad eliminare uno scambiatore all'interno della rete, vi sarà sicuramente il costo mancante relativo a quello stesso scambiatore, ma può risultare necessaria l'introduzione di un nuovo riscaldatore e/o di un ulteriore raffreddatore. Inoltre, il maggior fabbisogno di calore determina un aumento del volume della camera di combustione (e quindi del costo ad essa associato) e un incremento dell'area di scambio dei riscaldatori: dunque, anche quando questi ultimi non aumentano in numero, può comunque verificarsi un innalzamento dei costi. In definitiva, si avrà un andamento oscillante delle spese d'investimento, i cui valori al variare del numero di scambiatori vengono riportati nella Tabella 28.

In particolare, per quanto riguarda il ciclo a singola interrefrigerazione, si avrà un minimo in corrispondenza della prima semplificazione di rete (9 HEX), pari a 2566071 €. Si può notare invece un improvviso aumento dell'investimento in seguito alla terza semplificazione (Fig. 79), in cui, un incremento del fabbisogno di calore di circa 670 kW



comporta un innalzamento dell'area di scambio dei riscaldatori di circa 42 m<sup>2</sup>, oltre ad un volume della camera di combustione di circa quattro volte maggiore rispetto alla semplificazione precedente. Nell'ultima configurazione (6 HEX) il costo torna a diminuire poiché l'aumento di fabbisogno non è tale da contrastare il beneficio economico apportato dall'eliminazione dello scambiatore.

N° di scambiatori	C <sub>TASC</sub> (€)
6	3000406
7	3140183
8	2664930
9	2566071
10 (fabbisogno nullo)	2580660

Tabella 28. C<sub>TASC</sub> per Single Intercooling Cycle.

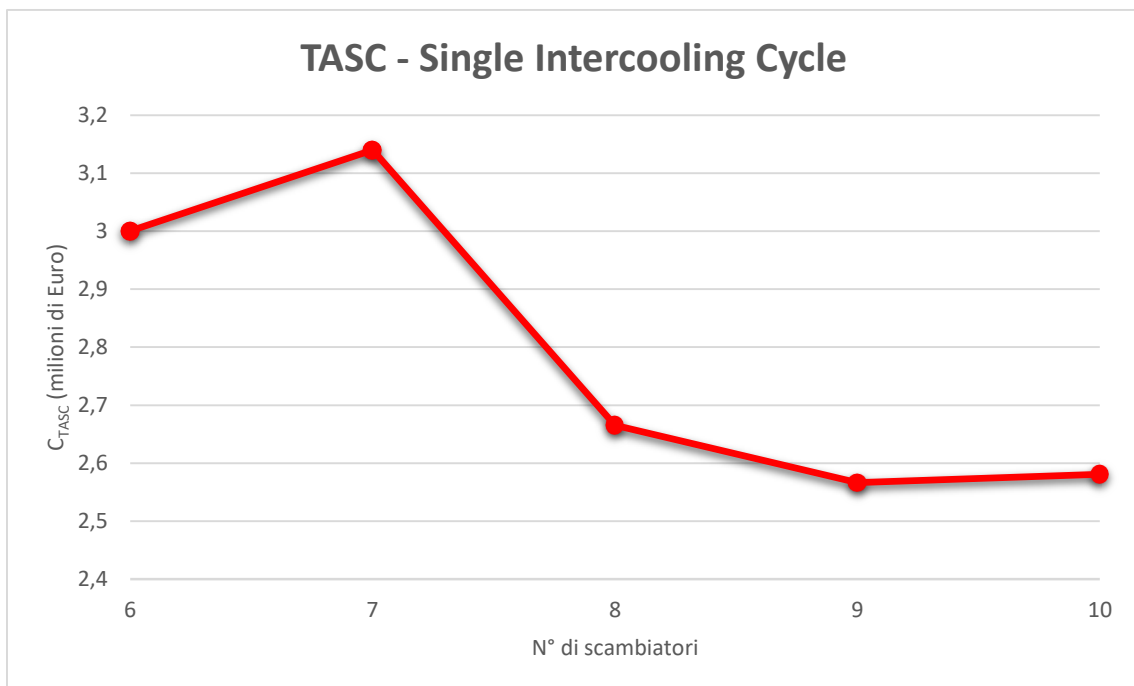


Figura 79. C<sub>TASC</sub> per Single Intercooling Cycle.

Per il ciclo a ricompressione, anche qui si ha un minimo in corrispondenza della prima semplificazione, in cui  $C_{TASC} = 1565422$  €. Successivamente, l'eliminazione di un secondo e di un terzo scambiatore provoca un innalzamento dei costi dovuto al forte aumento di fabbisogno di calore (Fig. 80). Invece, per le ultime due semplificazioni (6 e 7 HEX), l'investimento diminuisce poiché il fabbisogno di calore non varia e quindi prevale l'apporto positivo dello scambiatore eliminato.

N° di scambiatori	$C_{TASC}$
6	1660746
7	1668970
8	1721602
9	1704740
10	1565422
11 (fabbisogno nullo)	1632933

Tabella 29.  $C_{TASC}$  per Recompression Cycle.

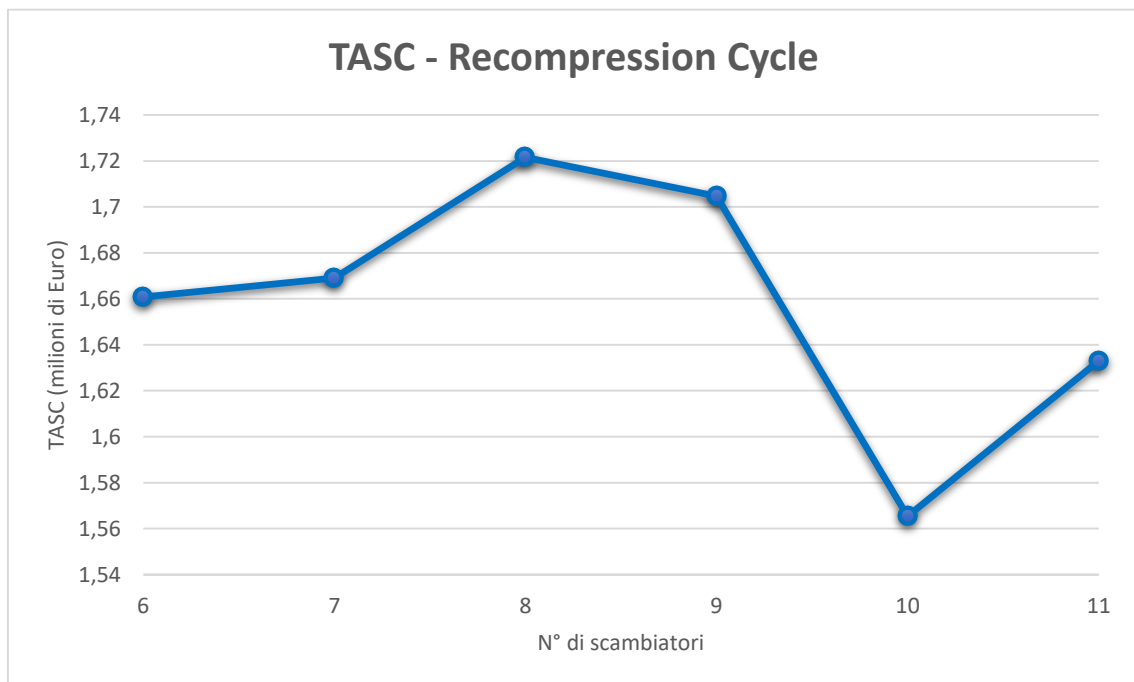


Figura 80.  $C_{TASC}$  per Recompression Cycle.

In generale, indipendentemente dal numero di scambiatori, l'utilizzo di una rete di recupero termico per il ciclo a ricomprensione prevede costi d'investimento nettamente inferiori. Questo è dovuto al fatto che il ciclo ad interrefrigerazione fornisce un numero maggiore di flussi a CO<sub>2</sub> supercritica, di conseguenza la relativa rete di recupero termico prevede più collegamenti con coefficienti globali di scambio U elevati, che andranno ad aumentare il costo relativo agli scambiatori. Inoltre, le alte pressioni determinano funzioni di costo in cui il fattore correttivo  $F_P$  (maggiore di 1) va ulteriormente ad innalzare la stima dell'investimento.

## 13.4 Rateizzazione dei costi

### 13.4.1 Stima dei CAPEX

Si procede quindi con l'analizzare il peso annuale dell'investimento sull'intero periodo di vita dell'impianto, andando a rateizzare il costo totale ( $C_{TASC}$ ) ottenuto per ogni tipo di configurazione. L'annualità relativa alle spese in conto capitale (CAPEX) sarà data dalla seguente relazione:

$$Annualità_{CAPEX} = y \cdot \frac{i \cdot (i + 1)^n}{(i + 1)^n - 1} \quad (47)$$

Dove:

- $y$  è il  $C_{TASC}$  relativo ad ogni singola configurazione di rete;
- $n$  è il periodo di vita dell'impianto, fissato a 25 anni, che per l'energia solare è circa la durata media di un contratto di acquisto PPA (Power Purchase Agreement) [33];
- $i$  è il tasso di interesse, stimato pari al costo medio ponderato del capitale (WACC).

Il WACC è uno strumento ampiamente impiegato per la valutazione dell'avvio di progetti industriali e per il suo calcolo si utilizza la seguente formula [34]:

$$WACC = C_E \cdot \frac{E}{E + D} + C_D \cdot \frac{D}{E + D} \cdot (1 - T) \quad (48)$$

In cui:

- $E$  è il valore corrente del capitale proprio e  $D$  il valore corrente del debito finanziario netto. Per una struttura finanziaria IOU:  $E = 50 \%$ ,  $D = 50 \%$ .
- $C_E$  è il "Cost of Equity", ovvero il costo del capitale proprio. Viene calcolato attraverso il metodo CAPM (Capital Asset Pricing Model), un modello teorico secondo cui il rendimento atteso di un'attività è funzione lineare del rendimento privo di rischio e del rischio sistematico dell'attività, moltiplicato per il premio a rischio del mercato [34]. Viene utilizzata quindi la relazione seguente:

$$C_E = \beta \cdot [E(R_m) - R_f] + R_f \quad (49)$$

Dove:

- $E(R_m)$  è il rendimento atteso dell'investimento sul mercato;
- $R_f$  è il tasso di remunerazione privo di rischio e si calcola attraverso il rendimento del BTP decennale, pari a 0,663 % in data 1 Marzo 2021 [35];
- $E(R_m) - R_f$  è l'Equity Risk Premium (ERP) e fornisce il tasso del rendimento incrementale dell'investimento rispetto al tasso di rischio (premio medio di mercato). È posto pari a 6,25 % (Dicembre 2020 [36]);
- $\beta$  è l'indice di volatilità dell'investimento rispetto al rendimento medio del mercato (in questo lavoro  $\beta = 1$ ).

Di conseguenza:

$$C_E = 6,913 \% \quad (50)$$

- $C_D$  è invece il “Cost of Debt”, ovvero il tasso di remunerazione del capitale di debito. Esso è dato dalla somma del tasso privo di rischio ( $R_f$ ) e di un tasso per il premio dovuto al rischio sul debito ( $P_d$ , rischio di insolvenza):

$$C_D = R_f + P_d \quad (51)$$

$P_d$  è inteso come ricavo per la banca ed è valutato pari all’1 %. Dunque si avrà:

$$C_D = 1,663 \% \quad (52)$$

- $T$  è l’aliquota fiscale, ridotta nel caso di impianti CSP e pari al 10 % [37].

In definitiva, si ottiene:

$$WACC = 3,859 \% \quad (53)$$

<b>E</b>	50
<b>D</b>	50
<b><math>\beta</math></b>	1
<b>R<sub>f</sub></b>	0,663
ERP	6,25
<b>C<sub>E</sub></b>	6,913
P <sub>d</sub>	1
<b>C<sub>D</sub></b>	1,663
T	10
<b>WACC</b>	3,859

Tabella 30. Parametri finanziari per il calcolo del WACC (in %)

Una volta calcolato il WACC, possono essere ricavate le annualità dei costi d'investimento per ciascuna configurazione relativa ai due cicli di potenza considerati (Tabelle 31 e 32).

#### Single Intercooling cycle

<b>N° di scambiatori</b>	<b>C<sub>TASC</sub> (€)</b>	<b>Annualità<sub>CAPEX</sub> (€)</b>
6	3000406	189210
7	3140183	198025
8	2664930	168055
9	2566071	161820
10 (fabbisogno nullo)	2580660	162740

Tabella 31. CAPEX rateizzato su 25 anni (Single Intercooling Cycle).

Recompression cycle		
N° di scambiatori	C <sub>TASC</sub> (€)	Annualità <sub>CAPEX</sub> (€)
6	1660746	104729
7	1668970	105248
8	1721602	108567
9	1704740	107504
10	1565422	98718
11 (fabbisogno nullo)	1632933	102975

Tabella 32. CAPEX rateizzato su 25 anni (Recompression Cycle).

### 13.4.2 Stima degli OPEX

Per quanto riguarda le spese operative, viene invece valutato il costo del gas naturale per usi industriali, prendendo in considerazione il valore al netto delle imposte. Il costo, fornito da ARERA (Autorità di Regolazione per Energia, Reti e Ambiente), dipenderà dall'ammontare di combustibile utilizzato annualmente:

$$Annualità_{OPEX} = C_{gas\ nat.} \cdot \dot{V}_{CH_4} \cdot CF \cdot 8760 \frac{h}{anno} \quad (54)$$

In cui:

- $C_{gas\ nat.}$  è il costo del gas naturale in c€/m<sup>3</sup>, considerando un acquisto effettuato in Spagna, vista l'installazione dell'impianto-pilota a Siviglia;
- $\dot{V}_{CH_4}$  è la portata volumetrica del combustibile (m<sup>3</sup>/h);

- $CF$  è il fattore di capacità, posto pari all'80 % in modo da prendere in considerazione eventuali fuori servizio o periodi in cui si opera a carico ridotto a causa di guasti o manutenzione di routine;
- 8760 sono le ore operative dell'impianto CSP con accumulo termochimico, supposto in operatività full time (lavoro di Tesio [3]).

---

 Prezzi finali del gas naturale per i consumatori industriali nel 2019
 

---

**Prezzi al netto e al lordo delle imposte: c€/m<sup>3</sup>**

Consumatori	FASCIA DI CONSUMO ANNUO (migliaia di m <sup>3</sup> )									
	< 26		26-263		263-2.627		2.627-26.268		26.268-105.072	
	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI	NETTI	LORDI
<b>Spagna</b>	43,95	57,7	39,07	51,03	30,63	39,33	27,68	35,59	43,95	57,7
<b>UE</b>	43,88	62,58	35,11	51,32	28,96	40,06	23,99	31,99	43,88	62,58
<b>Area euro</b>	43,61	64,46	35,83	53,93	28,77	40,43	23,88	31,91	43,61	64,46

Tabella 33. Prezzo del gas naturale in funzione del consumo annuo [38].

Anche se in maniera non del tutto proporzionale (il costo del gas naturale diminuisce un po' all'aumentare della richiesta), i costi operativi seguiranno l'andamento della portata di combustibile al variare del numero di scambiatori, in linea a sua volta col trend del fabbisogno di calore della rete. Inoltre, a differenza degli oscillamenti visti per i costi d'investimento, la curva degli OPEX presenta invece un comportamento monotono non crescente, a partire dalla configurazione col minor numero di scambiatori fino a quella a fabbisogno nullo (in cui le spese per il combustibile si azzerano).

In particolare, per il ciclo a singola interrefrigerazione (Fig. 81), si ha un forte aumento degli OPEX nel passaggio dalla 2<sup>a</sup> alla 3<sup>a</sup> semplificazione di rete, in cui un importante incremento del fabbisogno determina il sorpasso delle spese operative sui CAPEX, fino a raggiungere un valore massimo di  $295025 \frac{\text{€}}{\text{anno}}$  in corrispondenza della configurazione col minor numero di scambiatori.



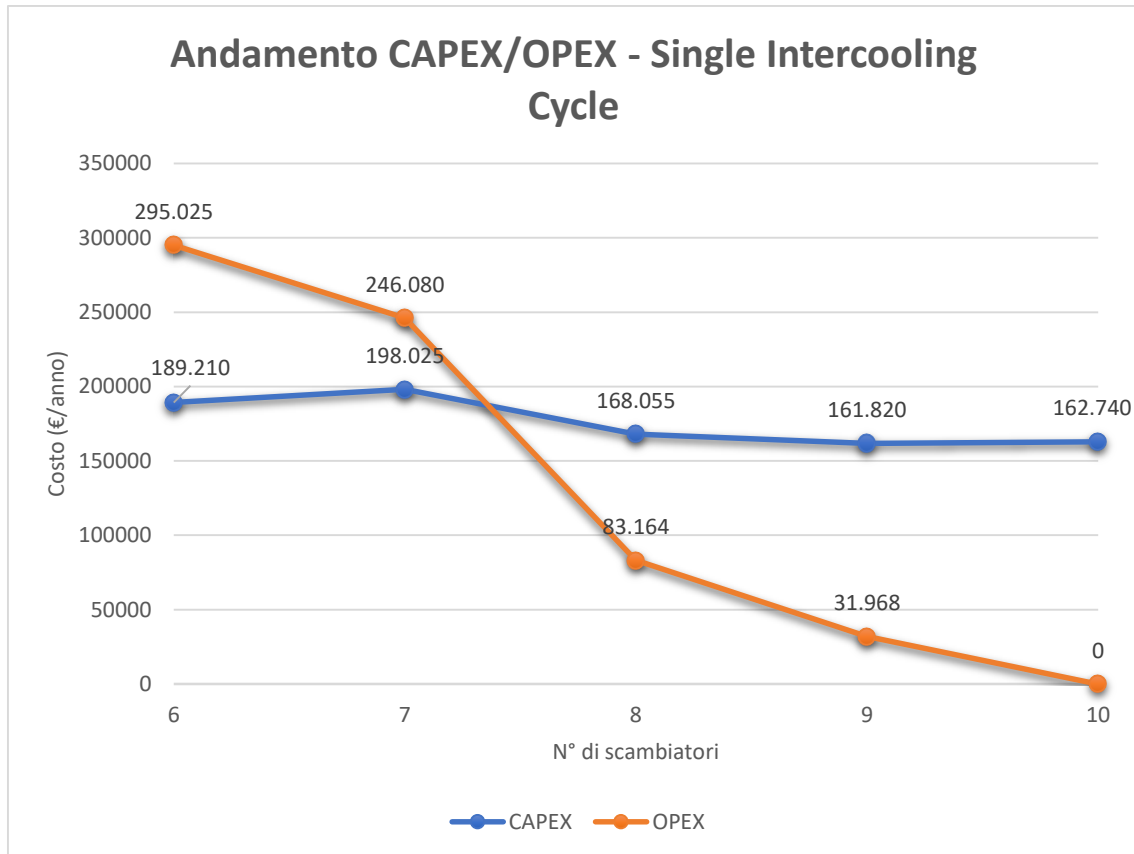


Figura 81. CAPEX e OPEX (Single Intercooling Cycle).

Per quanto riguarda invece il ciclo a ricompressione (Fig. 82), le spese di combustibile non superano mai quelle d'investimento, neanche per la configurazione col minor numero di scambiatori (massimo fabbisogno di calore). In particolare, si ha un brusco incremento dei costi tra la 1<sup>a</sup> e la 3<sup>a</sup> semplificazione, poiché in questo range, come visto nei capitoli precedenti, il fabbisogno di calore subisce un forte aumento. Dopodiché, tra la 3<sup>a</sup> e la 5<sup>a</sup> semplificazione, il fabbisogno costante di combustibile non determina un'ulteriore crescita delle spese ( $100336 \frac{\text{€}}{\text{anno}}$ ).

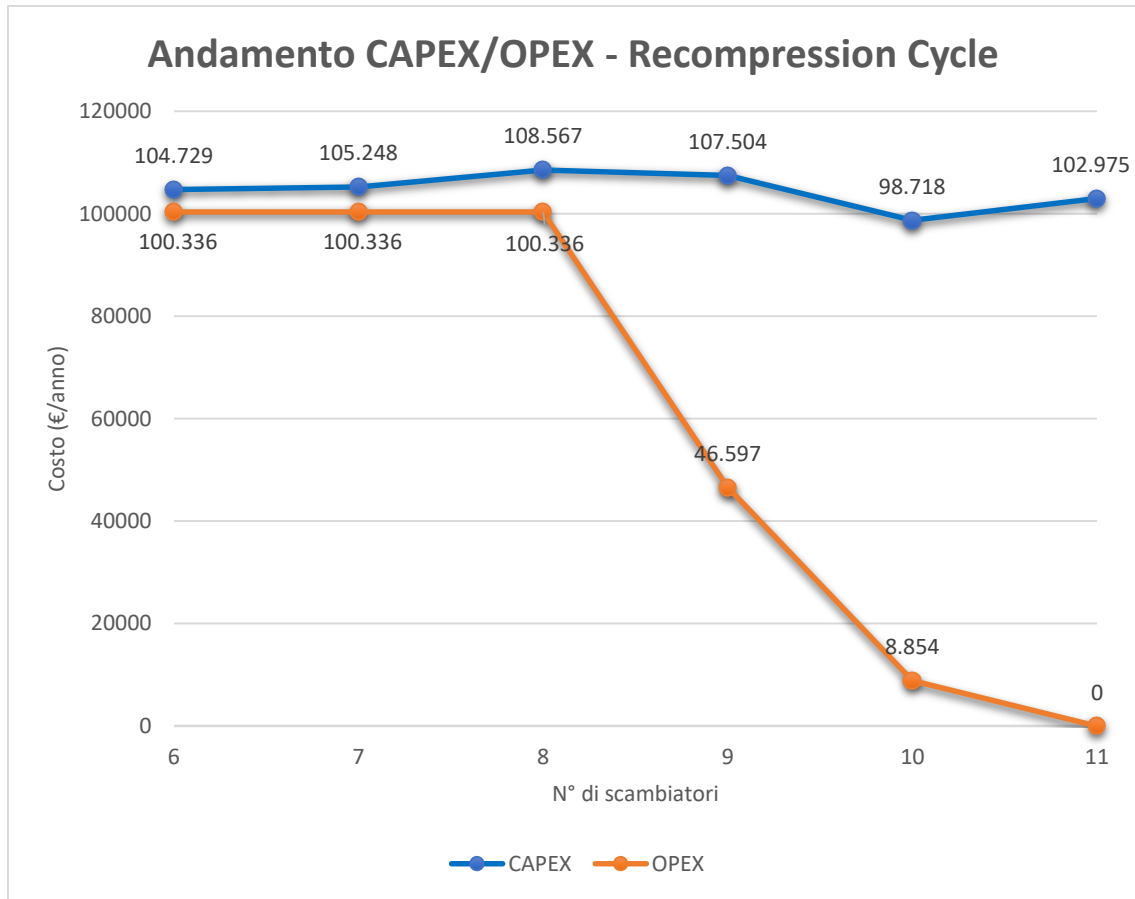


Figura 82. CAPEX e OPEX (Recompression Cycle).

Effettuando invece un confronto tra gli OPEX relativi ai due cicli di potenza (Fig. 83), si può osservare come il gap risulti minimo per le reti di recupero costituite da 8 o più scambiatori, con spese di poco superiori per il ciclo a ricompressione; ma andando a ridurre ancor di più il numero di scambiatori, l'OPEX per il ciclo a singola interrefrigerazione subisce un incremento di molto superiore a quello del secondo ciclo.

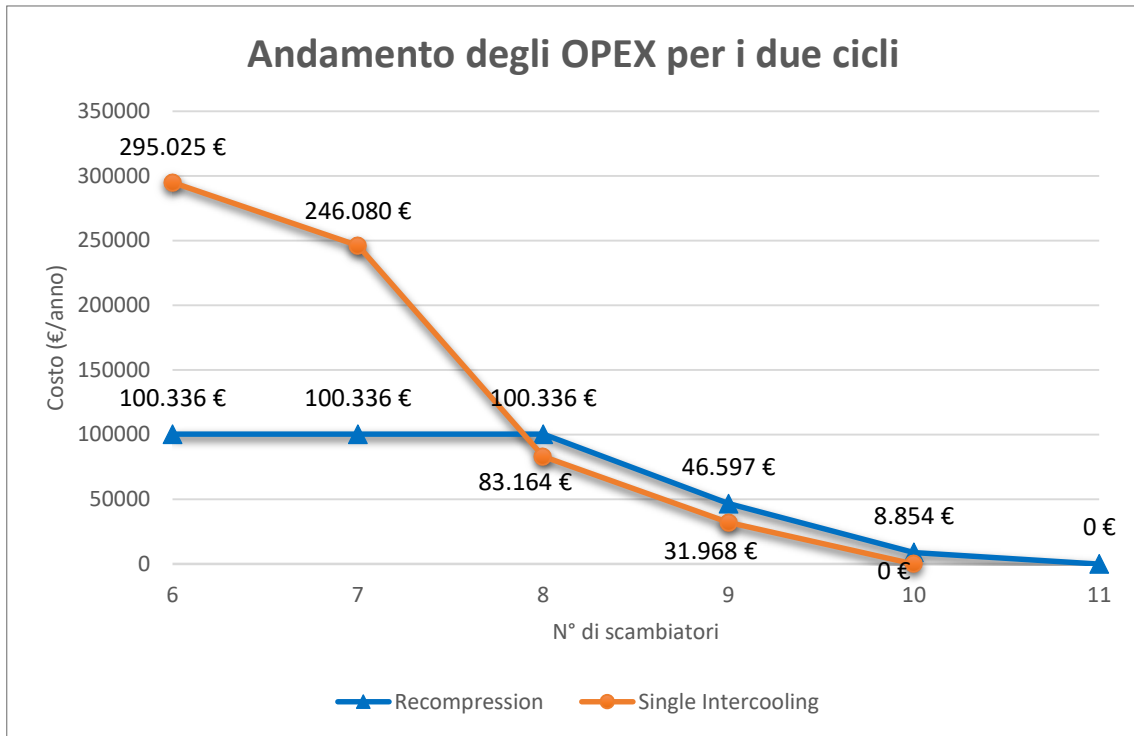


Figura 83. Spese di combustibile per i due cicli.

### 13.4.3 Annualità per i due cicli

L'annualità complessiva si ricava infine dalla somma tra la quota relativa al costo d'investimento e quella delle spese operative:

$$Annualità = Annualità_{CAPEX} + Annualità_{OPEX} \quad (55)$$

Come è stato visto precedentemente, i costi d'investimento per il ciclo a singola interrefrigerazione sono nettamente più alti rispetto a quelli del ciclo a ricompressione. Ne consegue che le annualità per il ciclo a singola interrefrigerazione saranno più onerose per qualunque tipo di configurazione (Fig. 84), in particolar modo all'aumentare della semplicità tecnica della rete. Inoltre, si può osservare come la configurazione a fabbisogno di calore nullo sia quella più competitiva per entrambi i cicli.

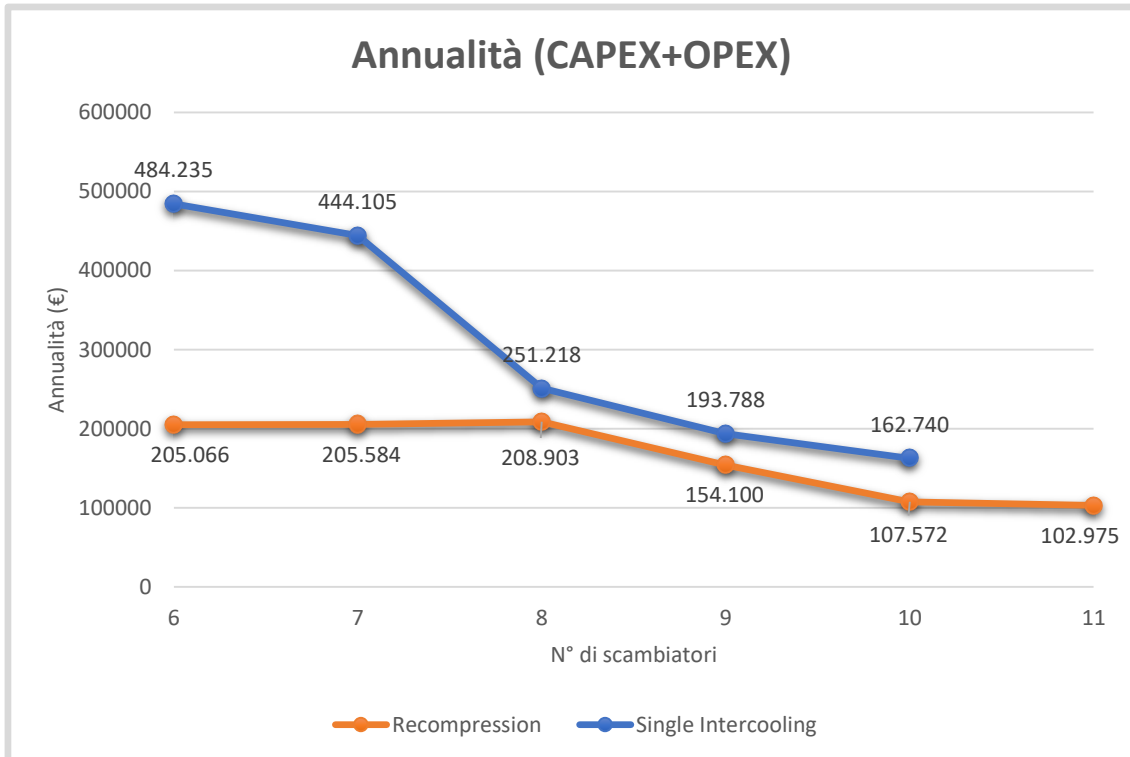


Figura 84. Annualità dei due cicli a confronto.

Il fatto che la configurazione a fabbisogno nullo sia anche quella preferibile dal punto di vista economico è anche dovuto al costo abbastanza elevato del gas naturale, che rende più forte l'influenza dell'OPEX nelle semplificazioni della rete di scambio termico. Come si può osservare in Fig. 84, soprattutto per il ciclo a ricompressione, la 1<sup>a</sup> semplificazione comporta un costo annuale di poco superiore al valore minimo; con ogni probabilità, dunque, se si scegliesse un tipo di combustibile più economico, sarebbe questa la configurazione più competitiva e si andrebbe così anche a ridurre parzialmente la complessità impiantistica della rete. Tutto ciò però a discapito di un combustibile, come il gas naturale, dal basso impatto ambientale, che invece ben si adatta alla finalità ecologica del progetto.

### 13.5 Contributo al costo dell'energia elettrica

Infine, per valutare la fattibilità economica del recupero termico in ciascuno dei due cicli di potenza e stabilire quale configurazione di rete sia la più competitiva, si fa ricorso al Costo Livellato dell'Energia (Levelized Cost Of Energy, LCOE), che in questo lavoro rappresenta il contributo al prezzo dell'energia elettrica finale della sola parte di progetto analizzata (rete di scambio, camera di combustione, combustibile per il fabbisogno di rete). Si tratta di una stima del costo per unità di elettricità a cui vendere l'energia generata per poter coprire tutte le spese di costruzione e gestione dell'impianto durante il suo ciclo vitale.

$$LCOE \left[ \frac{\text{€}}{MWh} \right] = \frac{\text{Annualità}}{P_{el,net} \cdot 8760 \cdot CF} \quad (56)$$

In cui  $P_{el,net}$  è la potenza elettrica netta prodotta, che si riferisce alle configurazioni ottimizzate ricavate da Tesio [3]. Essa quindi vale 1,174 MW<sub>e</sub> per l'integrazione del ciclo a singola interrefrigerazione e 1,085 MW<sub>e</sub> per quella relativa al ciclo a ricompressione.

Sono stati dunque calcolati i costi livellati dell'energia per un fattore di capacità pari all'80% e un numero di ore operative massimo di 8760 (Fig. 85), che seguiranno lo stesso andamento delle spese annuali. Come è stato già detto, il recupero termico offre maggiori benefici economici se integrato con il ciclo a ricompressione, per il quale il valore minimo di LCOE, in corrispondenza della configurazione a fabbisogno di calore nullo (11 HEX), risulta pari a 13,54  $\frac{\text{€}}{MWh}$ .

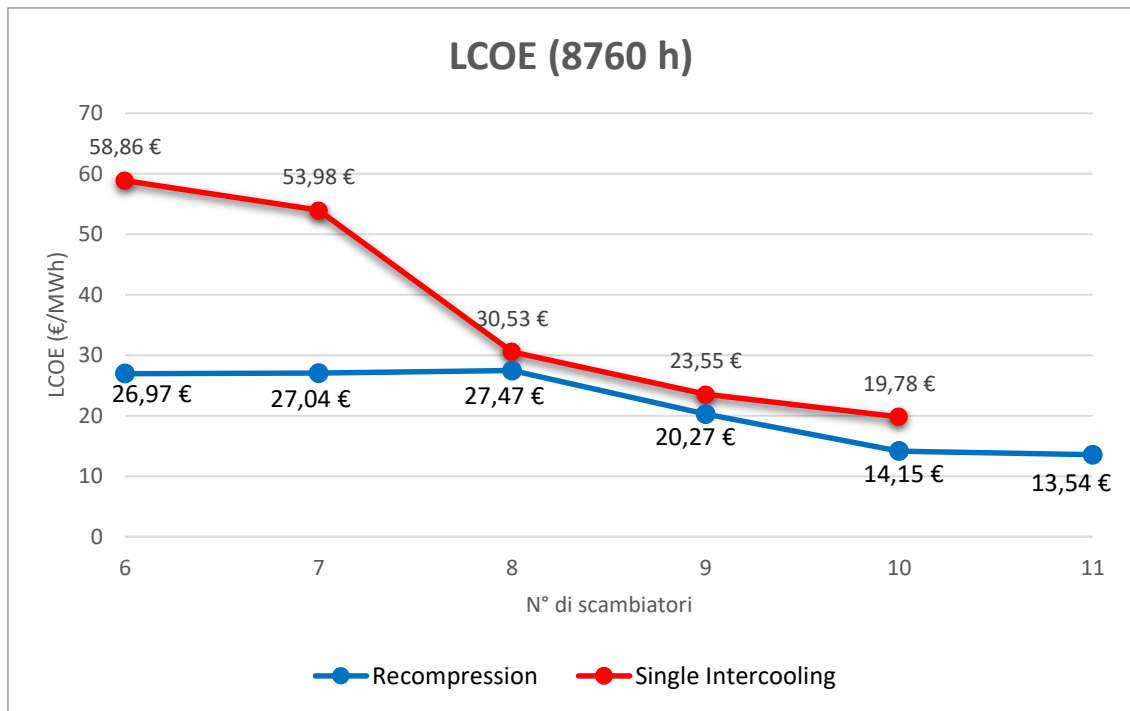


Figura 85. LCOE dei due cicli a confronto.

Infine è stata analizzata l'influenza del numero di ore operative sul costo dell'energia elettrica relativo al ciclo a ricompressione (Fig. 86), considerando sempre un fattore di capacità pari all'80%.

Nell'ipotesi fatta di impianto in funzione tutto l'anno (8760 h), si è visto come la configurazione più competitiva sia quella a fabbisogno nullo (11 HEX). Andando a ridurre il numero delle ore, la rete col massimo numero di scambiatori è ancora preferibile fino a un tempo pari a circa il 60% della situazione full time (5256 h). Dopodiché, riducendo ulteriormente il numero di ore, diventa però sempre meno preponderante il peso delle spese di combustibile nei costi complessivi (in favore del CAPEX): come conseguenza, sotto le 5000 ore operative, la 1<sup>a</sup> semplificazione di rete, che è quella caratterizzata in generale dal minimo costo d'investimento, mostrerà il valore più competitivo di LCOE.

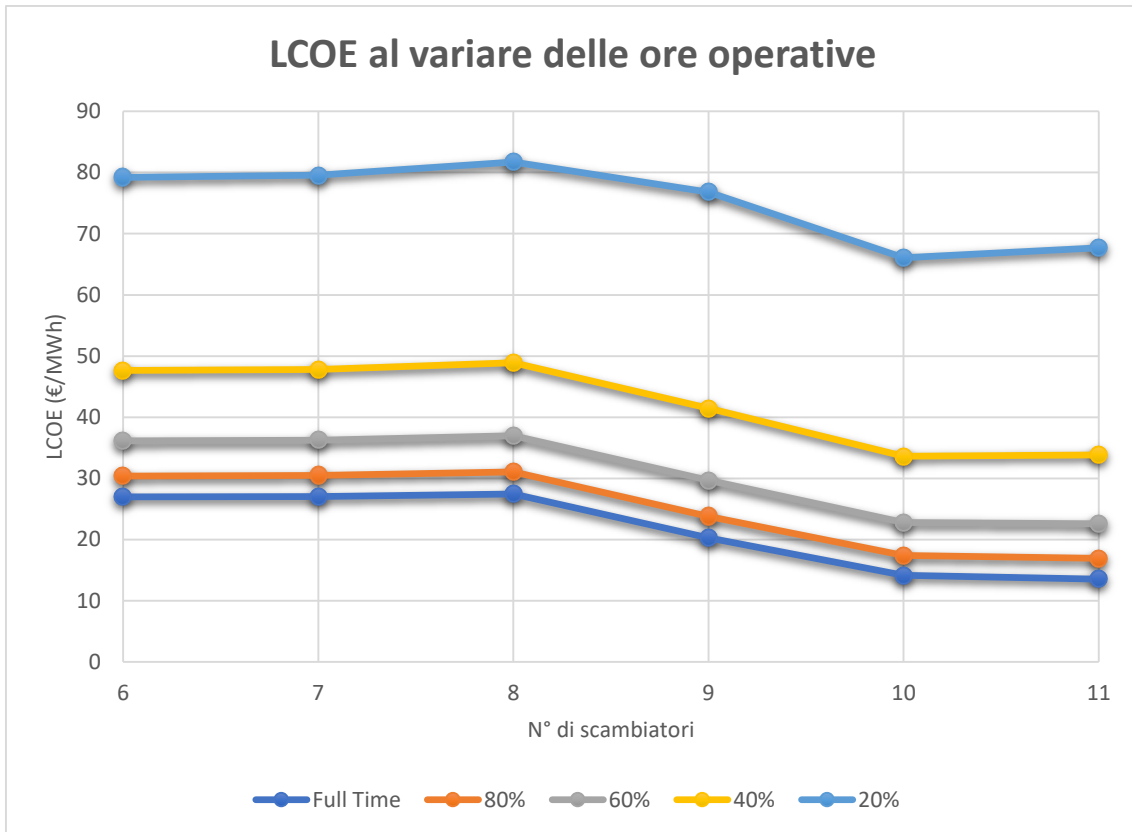


Figura 86. Effetto del numero di ore operative sull'LCOE (Recompression Cycle).

Configurazione	LCOE (€/MWh)				
	Full time (8760 h)	80 % (7008 h)	60% (5256 h)	40% (3504 h)	20% (1752 h)
<b>1<sup>a</sup> semplificazione (10 HEX)</b>	14,15	17,39	22,80	<b>33,62</b>	<b>66,08</b>
<b>Fabbisogno nullo (11 HEX)</b>	<b>13,54</b>	<b>16,93</b>	<b>22,57</b>	33,86	67,71

Tabella 34. Configurazione migliore in funzione del numero di ore operative.

## 14. Conclusioni

Giunti al termine del seguente lavoro, viene quindi realizzata una sintesi dei risultati ottenuti e dei principali passaggi che hanno reso possibile l'analisi svolta.

Si è partiti dalla descrizione del processo termochimico di Calcium-Looping, ritenuto una possibile soluzione al problema dell'intermittenza, tipico dell'energia solare. Sono stati introdotti gli obiettivi principali del progetto SOCRATCES, finalizzato alla realizzazione di un impianto CSP a torre centrale caratterizzato proprio da tale tipologia di accumulo. Tra le possibilità riguardanti il ciclo di potenza da sfruttare per la produzione di energia elettrica, è stata quindi analizzata nel dettaglio l'integrazione indiretta attraverso un ciclo Brayton chiuso a CO<sub>2</sub> supercritica. In particolare, ci si è soffermati sui cicli a singola interrefrigerazione e a ricompressione, per i quali, partendo da risultati ottimizzati ricavati in lavori precedenti, è stata realizzata una rete di recupero termico a fabbisogno di calore nullo. Dopodiché, è stata ridotta la complessità di rete attraverso la progressiva eliminazione di scambiatori interni; dall'osservazione degli incrementi di richiesta termica esterna, soddisfatta dai gas di scarico di una camera di combustione alimentata a gas naturale, il ciclo a singola interrefrigerazione è risultato nettamente più energivoro del ciclo a ricompressione per configurazioni di rete meno complesse (6 o 7 HEX); viceversa, per una complessità impiantistica maggiore, il ciclo a ricompressione ha richiesto un utilizzo leggermente più elevato di calore dall'esterno.

Successivamente, è stato effettuato un dimensionamento della camera di combustione per il conseguimento di un duplice obiettivo: valutare le portate di combustibile, necessarie al fabbisogno di calore di ciascuna configurazione di rete, e ricavare il volume della camera, necessario per l'analisi dei costi relativa alla seconda parte del lavoro. Il dimensionamento è stato effettuato sul riscaldatore con potenza massima e si è presa in considerazione la non adiabaticità della combustione attraverso un apposito rendimento; inoltre, sulla linea di scambio termico tra fumi e flussi freddi, è stata imposta una differenza di temperatura di 15 °C all'uscita dell'ultimo riscaldatore: questo ha permesso da un lato di rispettare il vincolo tecnico della minima differenza di



temperatura, dall'altro ha reso possibile minimizzare la portata dei fumi e, di conseguenza, quella di gas naturale necessaria alla combustione.

Infine, per un ciclo di vita dell'impianto di 25 anni, è stata condotta un'analisi economica sui componenti considerati nello studio: scambiatori interni alla rete, riscaldatori e raffreddatori, camera di combustione e combustibile utilizzato. In un primo momento, sono stati valutati i costi d'investimento (CAPEX), considerando anche l'aspetto relativo all'inflazione. In generale, indipendentemente dal numero di scambiatori impiegati, il recupero termico per il ciclo a ricompressione ha mostrato investimenti nettamente più bassi rispetto all'integrazione del ciclo a singola interrefrigerazione. L'analisi ha riguardato poi le spese relative al consumo di combustibile (OPEX), che seguono approssimativamente l'andamento relativo ai fabbisogni energetici. Dalla somma di CAPEX e OPEX, sono stati infine ricavati, per un funzionamento continuo dell'impianto, i costi annuali e gli LCOE relativi ai soli componenti in esame. Lo studio ha mostrato, per entrambi i cicli di potenza, come la configurazione a fabbisogno nullo sia quella più conveniente dal punto di vista economico e che, in particolare, il ciclo a ricompressione sia in generale il più competitivo tra le due tipologie di integrazione.

Per concludere, è stato valutato, per il ciclo a ricompressione, l'effetto delle ore operative sul contributo all'LCOE. Si è osservato che la configurazione a fabbisogno nullo continua ad essere preferibile fino a un tempo di funzionamento di circa il 60 % della situazione full time e che un numero inferiore di ore rende invece più competitiva la prima semplificazione di rete.

L'analisi dell'influenza sul prezzo finale dell'energia elettrica da parte del numero di ore operative e di differenti tipologie di combustibile, può quindi rappresentare un buon punto di partenza per studi successivi.

## Bibliografia

- [1] A. Alovisio, "Process integration of a thermochemical energy storage system based on Calcium Looping incorporating air/CO<sub>2</sub> cycles in CSP power plants", Jul. 2015.
- [2] SOCRATCES, [Online]. <https://socratces.eu>. [Consultato il 21 Dicembre 2020].
- [3] U. Tesio, V. Verda, E. Guelpa, "Power generation alternatives for small scale concentrated solar power plants with energy storage based on Calcium-Looping", 2018.
- [4] A. Alovisio, R. Chacartegui, C. Ortiz, J.M. Valverde, V. Verda, "Optimizing the CSP-Calcium Looping integration for Thermochemical Energy Storage", 2017.
- [5] Edwards SEB, Materic V., "Calcium looping in solar power generation plants". Sol. Energy 2012; 86:2494–503. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2012.05.019>.
- [6] Kulhánek M., Dostál V., "Thermodynamic Analysis and Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Cycles, Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Symposium". Boulder, Colorado, 2011.
- [7] G. E. Rochau, J. J. Pasch, G. Cannon, M. Carlson, D. Fleming, A. Kruizenga, R. Sharpe and M. Wilson, "Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycles", NP-NE Workshop #2, Aug. 2014.
- [8] Ahn Y., Bae S.J., Kim M., Cho S.K., Baik S., Lee J.I., "Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development". Nuclear Engineering and Technology. 2015, 47, 647-661.
- [9] Lee H.J., Kim H., Jang C., "Compatibility of candidate structural materials in high-temperature S-CO<sub>2</sub> environment". Supercritical CO<sub>2</sub> Power Symposium. Pittsburgh (PA): s.n., 2014.
- [10] F. Viti, U. Tesio, V. Verda e E. Guelpa, "Techno-economic analysis and improvement of the carbonator side heat exchanger network for the Calcium-Looping indirect integration with a supercritical Organic Rankine Cycle in a Concentrated Solar Power plant", 2019.

- [11] Chase, M.W., Jr., NIST-JANAF Thermochemical Tables, Fourth Edition, J. Phys. Chem. Ref. Data, Monograph 9, 1998, 1-1951.
- [12] Table 2B, "Elementary Principles of Chemical Processes". Felder and Rousseau (ISBN 0471743305).
- [13] Y. Lara, P. Lisbona, A. Martínez e M. Romeo, "Design and analysis of heat exchanger networks for integrated Ca-looping systems", *Applied Energy*, vol. 111, pp. 690-700, 2013.
- [14] Loh, H. P., Lyons, Jennifer and White, Charles W., "Process Equipment Cost Estimation, Final Report". United States: N. p., 2002. Web. doi:10.2172/797810.
- [15] "La teoria dei grafi". [Online]. [www.andreaminini.com](http://www.andreaminini.com).
- [16] Verda V., Guelpa E., "Metodi termodinamici per l'uso efficiente delle risorse energetiche".
- [17] "The Engineering Toolbox". [Online].  
[https://www.engineeringtoolbox.com/adiabatic-flame-temperature-d\\_996.html](https://www.engineeringtoolbox.com/adiabatic-flame-temperature-d_996.html).
- [18] "Increase Performance". [Online].  
<http://www.increase-performance.com/calclflue-gas-prop.html>.
- [19] "Caldaia: come leggere una scheda tecnica". [Online].  
<https://blog.blumatica.it/caldaia-come-leggere-una-scheda-tecnica>.
- [20] "Cost Estimation Methodology for NETL Assessment of Power Plant Performance". [Online]. <https://www.netl.doe.gov>.
- [21] D. Bhattacharyya, J. Shaeiwitz, W. Whiting, R. Bailie e R. Turton, "Appendix A. Cost Equations and Curves for the CAPCOST Program", in *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes (Fourth Edition)*, Prentice Hall, 2012, pp. 909-940.
- [22] Randall W., Whitesides, P.E., "Process Equipment Cost Estimating by Ratio and Proportion", 2012.  
[Online]. <https://www.pdionline.com/courses/g127/g127content.pdf>.

- [23] M. Marchionni, G. Bianchi, M. Konstantinos e A. Savvas, “Techno-economic comparison of different cycle architectures for high temperature waste heat to power conversion systems using CO<sub>2</sub> in supercritical phase”, *Energy Procedia*, vol. 123, pp. 305-312, 2017.
- [24] Amercool Manufacturing Inc., “The Basics of Air-Cooled Heat Exchangers”.
- [25] L. Wei et al., “Corrosion behaviors of steels under supercritical CO<sub>2</sub> conditions”, 2015.
- [26] J. S. Gill, 1985; L. E. Newton Jr., 1984.
- [27] Sridharan, Kumar. “Corrosion of Structural Materials for Advanced Supercritical Carbon- Dioxide Brayton Cycle”. United States: N. p., 2017. Web. doi:10.2172/1358349.
- [28] “Product Handbook of High-Performance Nickel Alloys - The Alloy Specialists”. Special Metals, a PCC Company.
- [29] Tempco, Solid Temperature – Tabelle di corrosione. [Online]. <https://www.tempco.it/wp-content/uploads/2012/12/corrosione.pdf>.
- [30] “Disinfectants can cause damage to metal”, 2020. [Online]. <https://www.nationalhogfarmer.com/equipment/disinfectants-can-cause-damage-metal>.
- [31] K. Albrecht e C. Ho, “Design and operating considerations for a shell-and-plate, moving packed-bed, particle-to-sCO<sub>2</sub> heat exchanger”, *Solar Energy*, vol. 178, pp. 331-340, 2019.
- [32] “Chemical Engineering Plant Cost Index Annual Average”. [Online]. <https://www.chemengonline.com>.
- [33] “SolarPACES - Solar Power & Chemical Energy Systems”. [Online]. <https://www.solarpaces.org/what-are-the-pros-and-cons-of-longer-solar-contracts/>.
- [34] Allegato B2 alla delibera N.465/04/CONS: “Il modello di determinazione del tasso di remunerazione del capitale impiegato”.

[35] Il Sole 24 Ore. [Online].

[https://mercati.ilsole24ore.com/obbligazioni/spread/GBITL10J.MTS?refresh\\_ce](https://mercati.ilsole24ore.com/obbligazioni/spread/GBITL10J.MTS?refresh_ce).

[36] KPMG. [Online]. <https://home.kpmg/nl/nl/home/insights/2020/04/equity-market-risk-premium-2020.html>.

[37] Agenzia delle Entrate – Principio di diritto numero 15 del 14 settembre 2020: IVA-aliquota applicabile - Impianti di produzione e reti di distribuzione calore-energia e di energia elettrica da fonte solare-fotovoltaica.

[38] ARERA - Autorità di Regolazione per Energia Reti e Ambiente. [Online].

<https://www.arera.it/it/dati/gpcfr2.htm>.