POLITECNICO DI TORINO

Corso di Laurea Magistrale Ingegneria Energetica e Nucleare

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi Exergo-Economica di Cicli di Potenza a CO₂ Supercritica per Impianti Solari a Concentrazione



Relatori Prof. Vittorio Verda Prof. Elisa Guelpa

> Candidato Paolo Borlengo s240099

Dicembre 2018

Sommario

Introdu	uzione	4
1. Il l	Progetto SOCRATCES	5
1.1	Tecnologia di Accumulo	6
1.2	Cicli di Potenza	7
2. Cie	clo Brayton indiretto a sCO2	11
2.1	Struttura Fisica del Sistema	13
2.2	Struttura Produttiva del Sistema	17
2.3	Modello EES	18
2.4	Risultati Termodinamici	24
2.5	Modello EES per Analisi Exergo-Economica	27
3. An	nalisi Exergetica del ciclo sCO2	30
3.1	Irreversibiltà	30
3.2	Analisi dei Costi Exergetici	34
4. An	nalisi Exergo-Economica del ciclo sCO2	40
4.1	Costo dei Componenti	42
4.2	Da BEC a TASC	52
4.3	Rateizzazione del costo	54
4.4	Vettore C_e	57
4.5	Risultati Calcolo Exergo-Economico	59
5. An	nalisi Termoeconomica del ciclo sCO2	61
5.1	Calcolo di Fattori Termoeconomici	61
5.2	Valutazione dei Fattori Termoeconomici	65
6. Po	ossibili Interventi Migliorativi	70
6.1	Scenario 1: Scambiatori di Calore Compatti	70
6.2	Scenario 2: Variazione di $\boldsymbol{\beta}$	77

POLITECNICO di TORINO

6.3	Scenario 3: Variazione di T _{max}	84
7. Conc	elusioni	89
Appendic	ce I	91
Bibliogra	fia	94

Introduzione

Nell'ambito del progetto europeo SOCRATCES, che propone l'utilizzo di un accumulo termochimico basato su un processo reversibile di carbonatazione/calcinazione del CaO (Ca-Looping), l'oggetto di studio è l'individuazione della configurazione migliore di integrazione tra sistema di accumulo termico e ciclo di potenza. I sistemi CSP associati ad un accumulo termochimico sono un'eccellente soluzione a basso costo per rendere più stabile e affidabile la rete di produzione elettrica. Ciò nonostante si presentano numerose criticità nell'ottenere alta efficienza e bassi costi.

Il seguente lavoro di tesi si occupa dello studio di un ciclo Brayton chiuso a CO_2 supercritica come possibile soluzione per la produzione di potenza da associare a questo tipo di tecnologia. Tale tipologia di ciclo non ha ancora raggiunto la sua maturità ma in questa fase di sviluppo presenta risultati molto promettenti in termini di efficienza e costi. L'integrazione con il sistema di accumulo può essere diretta o indiretta: nel caso in oggetto si studia un ciclo di potenza esterno o indiretto.

L'analisi è stata effettuata modellizzando il ciclo sCO_2 con software EES, successivamente validato tramite risultati di studi e casi reali, ritrovati in letteratura. L'applicazione al sistema CSP-accumulo avviene con l'imposizione in ingresso di un flusso di potenza proveniente dall'impianto solare a monte.

L'elaborato propone uno studio del ciclo sia dal punto di vista exergetico, con il calcolo delle irreversibilità per ciascun componete, sia da un punto di vista exergo-economico, andando a valutare i costi dei componenti per ottenere i costi exergo-economici di ciascun flusso in questione. Con la successiva definizione di alcuni parametri termoeconomici, come la differenza di costo relativa e il fattore exergo-economico, è stato infine possibile stabilire alcune possibili strategie di miglioramento del sistema da un punto di vista economico.

1. Il Progetto SOCRATCES

Nell'ambito dello sviluppo e soprattutto della penetrazione delle tecnologie rinnovabili nella produzione di energia, un fattore determinante è l'intermittenza. Con l'utilizzo di soluzioni di accumulo di energia, tale fenomeno può essere limitato. Riguardo alla produzione di energia elettrica da impianti solari a concentrazione (*CSP, Concentrated Solar Power*), una delle più promettenti tecnologie per l'accumulo di energia per via termochimica (*TCES, Thermochemical Energy Storage*), è il Ca-Looping (CaL), un processo basato sulla reversibilità di carbonatazione e calcinazione di CaO. L'utilizzo del calcio quale sostanza di accumulo rimane la più efficiente e con costi relativamente bassi; è preferibile rispetto ad altri materiali anche grazie alla sua ampia disponibilità e alla sua non tossicità (1).

Il progetto SOCRATCES¹ si propone di integrare al meglio il processo di Ca-Looping in un impianto a concentrazione solare attraverso un semplice ciclo chiuso a CO_2 ; con l'utilizzo di opportuni parametri di funzionamento si possono, infatti, raggiungere alte efficienze di conversione da termico a elettrico.

I vantaggi e i benefici che derivano dall'utilizzo di questo sistema innovativo possono essere riassunti nei seguenti punti (2):

- Basso costo, ampia disponibilità e non pericolosità per l'ambiente del CaO naturale.
- Alte efficienze di produzione elettrica, grazie alla carbonatazione veloce ad alta temperatura e con pressione parziale di CO₂ elevata.
- Stoccaggio di reagenti e prodotti a temperatura ambiente.
- Componenti di sistema e materiali utilizzati ben conosciuti e consolidati nelle industrie di processo di alcuni settori.
- Alta densità energetica grazie all'utilizzo del CaO associato a CO₂, al fine di massimizzare le possibilità di accumulo di energia.

¹ SOCRATCES: SOlar Calcium-looping integRAtion for Thermo-Chemical Energy Storage è un progetto finanziato dall'Unione Europea, attraverso Horizon 2020, sviluppato da un consorzio di centri di ricerca, aziende e università, tra le quali il Politecnico di Torino. (2)

1.1 Tecnologia di Accumulo

Le tecnologie di accumulo da associare a impianti a concentrazione solare ad alta temperatura, studiate in questi ultimi anni, possono essere riassunte in tre tipologie: accumulo di calore sensibile (*TES - sensible Thermal Energy Storage*), accumulo di calore latente (utilizzando *PCM - Phase Change Materials*) (3) e accumulo termochimico (*TCES - Thermochemical Energy Storage*). Il progetto SOCRATES, come sopracitato, ha come obiettivo l'utilizzo di quest'ultima tecnologia (4).

L'accumulo termochimico TCES consiste nell'utilizzo di calore proveniente da una fonte esterna, che nel caso in esame possiamo identificare con il ricevitore dell'impianto CSP, al fine di far avvenire una reazione di tipo endotermico. Stoccati separatamente, i prodotti della reazione endotermica vengono fatti reagire tra loro nel momento in cui è necessaria la produzione di energia. Accumulato sotto forma termochimica, il calore utilizzato per far avvenire la separazione dei componenti viene riottenuto attraverso una reazione di tipo esotermico. Il calore rilasciato verrà quindi utilizzato per la produzione di energia elettrica attraverso un ciclo di potenza (5).

Come mostrato in Figura 1, il calore in ingresso dal ricevitore viene direttamente utilizzato per far avvenire la seguente reazione (6):

$$CaCO_{3(s)} \rightarrow CaO_{(s)} + CO_{2(g)} \qquad \Delta H_0^r = 178 \ kJ/mol$$
 (1)

Il processo di CaL inizia con la decomposizione di CaCO₃ nel reattore di calcinazione che produce CaO e CO₂ come prodotti di reazione. Questo avviene quando il flusso in ingresso al calcinatore raggiunge la temperatura richiesta grazie alla grande quantità di energia fornitagli dal ricevitore di radiazione solare. Una volta recuperato il calore sensibile dei prodotti di reazione all'uscita del calcinatore, essi vengono conservati a temperatura ambiente per il loro uso successivo in funzione della richiesta di energia. Lo stoccaggio dei prodotti può avere un orizzonte di settimane oppure essere prolungato addirittura per mesi a seconda delle condizioni di conservazione e della domanda di energia. Nel momento in cui sia necessaria la produzio-

ne di energia, i reagenti vengono immessi in un reattore di carbonatazione a letto fluido, in cui l'energia immagazzinata in forma chimica viene rilasciata attraverso la reazione di carbonatazione veloce (reazione inversa dell'eq.1). Una volta reso disponibile il calore rilasciato, esso viene sfruttato da un ciclo di potenza per la produzione di energia elettrica (7).



Figura 1 - Schema concettuale del progetto SOCRATCES. (2)

1.2 Cicli di Potenza

Reso disponibile dalla reazione di carbonatazione, il calore rilasciato viene sfruttato per la produzione di energia elettrica tramite l'utilizzo di un ciclo di potenza; l'integrazione tra il sistema di accumulo e il ciclo di produzione può essere effettuato secondo due approcci: diretto o indiretto (2).

Nel caso di integrazione diretta, come mostrato in Figura 2, il fluido termovettore uscente dal reattore di carbonatazione viene espanso direttamente in turbina; i componenti dedicati alla produzione di potenza hanno così diverse interfacce con l'impianto di accumulo, principalmente per il recupero di calore dai diversi fluidi in gioco (8).

Un esempio di ciclo diretto è il ciclo Brayton a CO_2 . Il calore rilasciato dalla carbonatazione viene trasportato dalla CO_2 in eccesso, che non partecipa alla reazione, verso la turbina a gas, in cui avviene l'espansione con conseguente produzione di potenza elettrica. Il fluido ad alta temperatura in uscita dalla turbina viene utilizzato per aumentare il livello termico dei reagenti della reazione di carbonatazione. Parte dell'energia utilizzata nella compressione viene invece fornita dall'espansione della CO_2 che, stoccata in pressione, viene portata ad un livello di pressione inferiore per entrare nel reattore (7).



Figura 2 - Approccio diretto: schema di impianto di circuito chiuso a CO_2 a integrazione diretta con il ciclo di potenza. (2)

Nel caso di integrazione indiretta invece, come mostrato in Figura 3, il calore di carbonatazione viene trasmesso al ciclo di potenza tramite una rete di scambiatori; in questo modo l'interfaccia tra l'impianto di accumulo e il ciclo di potenza si limita ad uno scambio termico tra il fluido termovettore e il fluido di lavoro senza altre interazioni. L'approccio indiretto permette perciò l'utilizzo di cicli di potenza convenzionali come il ciclo Rankine a vapore oppure come il ciclo Brayton a CO_2 supercritica, molto promettente per il futuro.

Il ciclo Rankine convenzionalmente associato a produzione di energia da CSP è costituito da due scambiatori che si interfacciano con la sorgente di calore in cui avviene l'evaporazione e il surriscaldamento del fluido. La presenza di turbine a vapore a differenti livelli di pressione consente di ottenere la potenza richiesta. Il ciclo a vapore può essere rigenerativo nel caso di spillamenti effettuati a vari livelli di pressione, volti a preriscaldare il liquido tramite rigeneratori, prima che entri nello scambiatore di evaporazione (9). L'efficienza ottenuta da questo tipo di ciclo di potenza indiretto si attesta a circa 43% (8).

Il ciclo Brayton a CO_2 supercritica sta emergendo negli ultimi anni come tecnologia capace di produrre potenza elettrica ad alta efficienza. Esso consiste in un ciclo Brayton chiuso che opera con temperatura e pressione al di sopra del punto critico della CO_2 , traendo beneficio dalle proprietà del fluido in tale regione, come verrà illustrato in seguito. Tali cicli di potenza sono stati studiati anche integrati in cicli combinati assieme a cicli Rankine a vapore (8) oppure associati a cicli organici ORC, al fine di utilizzare il calore disperso a bassa temperatura al refrigeratore (10).



Figura 3 - Approccio indiretto: schema di impianto di circuito chiuso a CO2 a integrazione indiretta con il ciclo di potenza. (2)

L'obiettivo dell'analisi di cicli di potenza indiretti, da associare a impianti di accumulo TCES, è quello di identificare la tecnologia che può raggiungere l'efficienza più elevata, partendo da una sorgente di calore ad alta temperatura, quale è il reattore di carbonatazione.

I cicli Rankine a vapore possono raggiungere efficienze elevate con condizioni di ingresso alla turbina di bassa temperatura poiché la compressione del fluido avviene in fase liquida e perciò in condizioni di incomprimibilità. Il ciclo a gas invece, avendo un fluido di lavoro comprimibile, richiede una grande quantità di lavoro per il processo di compressione. Pertanto, l'efficienza termica delle turbine a gas non è significativamente superiore a quella di turbine a vapore nonostante la temperatura di ingresso turbina sia decisamente maggiore (11).

Prendendo invece in considerazione il ciclo Brayton a CO_2 supercritica, come descritto nel capitolo successivo, si combinano i vantaggi sia del ciclo Rankine a vapore sia del ciclo Brayton a gas.

2. Ciclo Brayton indiretto a sCO2

Tra i cicli di potenza citati precedentemente, il ciclo Brayton a CO_2 supercritica non ha ancora raggiunto la sua maturità tecnologica e rappresenta una delle soluzioni più promettenti, in quanto in grado di ottenere elevata efficienza e costi contenuti. Una serie di vantaggi rende infatti questa tecnologia molto appetibile per l'applicazione a impianti di produzione ad alta temperatura come il CSP.

La CO_2 è stata scelta come fluido di lavoro poiché è possibile utilizzarla in condizioni supercritiche senza estreme condizioni termodinamiche; lavorando infatti in questa regione si sfrutta l'incomprimibilità crescente del fluido all'avvicinarsi al punto critico ($T_c=30.88$ °C, $P_c=73.77$ bar) (12). In tale regione, infatti, la CO_2 ha un fattore di compressibilità² che decresce fino a valori pari a 0.2-0.5, che indicano un comportamento simile ad un fluido incomprimibile. Dato che esso viene compresso nella regione incomprimibile, il lavoro necessario al compressore diminuisce sottraendo meno potenza alla turbina e aumentando conseguentemente la potenza utile (13).

Dal punto di vista dei materiali in gioco per la turbina, la CO_2 è meno corrosiva nel vapore alla stessa temperatura, consentendo così il potenziale raggiungimento di temperature elevate senza ostacoli strutturali (14).

Dal momento che il ciclo lavora interamente nella regione supercritica, le pressioni a cui è soggetto il fluido sono sempre elevate (maggiori di 75 bar) rispetto ad esempio ai tradizionali cicli Rankine a vapore o Brayton a gas. Questo fatto fa sì che il fluido si mantenga denso per l'intero ciclo di produzione, e poiché la densità è elevata, la portata volumetrica diminuisce. La conseguenza di una portata volumetrica minore si ripercuote sulle dimensioni effettive dei componenti in gioco: infatti, le turbomacchine del ciclo Brayton a CO_2 hanno dimensioni fino a 10 volte minori rispetto a

² Il fattore di compressibilità si definisce come il rapporto volumetrico molecolare tra fluido e gas ideale e indica quanto il suo comportamento si avvicini a quello di un gas ideale. Un valore pari ad 1 indica un comportamento ideale mentre l'avvicinarsi a 0 denota caratteristiche simili ai fluidi incomprimibili.

quelle del ciclo Rankine a vapore (15). Inoltre, al posto dell'impiego di scambiatori tradizionali, data l'elevata quantità di calore da recuperare, è possibile utilizzare scambiatori compatti. Sul mercato sono presenti diverse tipologie con elevate efficienze di scambio, grazie alle quali l'intero impianto può assumere un ingombro minore di ben 4 volte (11).

Essendo un ciclo chiuso a CO_2 , si riscontrano i problemi legati alle fuoriuscite di fluido in ambiente e alle infiltrazioni d'aria nel circuito. Tuttavia, data l'elevata pressione di esercizio e il non raggiungimento delle condizioni di condensazione, le infiltrazioni esterne sono minime, al contrario di impianti a ciclo Rankine dove i sistemi di purificazione sono necessari al processo di produzione. Per quanto riguarda le possibili perdite in ambiente, in confronto ad altri possibili fluidi, la fuoriuscita di CO_2 non è pericolosa se è presente un impianto di aerazione adatto. (11)

2.1 Struttura Fisica del Sistema

In passato sono stati analizzati differenti possibili layout di sistemi a CO_2 (16); mentre alcuni si sono soffermati maggiormente sui cicli a condensazione (17), altri studi più recenti si sono occupati della CO_2 supercritica, in particolare confrontando tre layout di cicli possibili: a ricompressione, a raffreddamento parziale, a pre-compressione (11) (13). I risultati delle ricerche trovate in letteratura hanno riscontrato come, per questo tipo di tecnologia, non sia possibile utilizzare rapporti di compressione elevati, con una conseguente temperatura del fluido in uscita dalla turbina ancora elevata; per ottenere alti rendimenti è quindi necessario recuperare al meglio il calore ancora disponibile. Il ciclo Brayton a ricompressione ha un layout di impianto che permette lo sfruttamento del calore residuo e presenta efficienze maggiori a confronto con le altre possibili soluzioni (11) (18) (19); tale tipologia è stata infatti scelta come layout dell'analisi in oggetto (Figura 4).



Figura 4 - Schema di impianto di ciclo Brayton a ricompressione.

Di seguito si effettua una indagine componente per componente, in modo da caratterizzare in modo preciso la struttura dell'impianto.

- Scambiatore di calore (Scambiatore primario): attraverso questo scambiatore il ciclo di accumulo termochimico si interfaccia con il ciclo indiretto di potenza. Il calore scambiato è l'unico flusso in ingresso al ciclo ed ha il ruolo di portare il fluido di lavoro (CO₂) nelle condizioni di ingresso alla turbina.
- *Turbina*: il fluido termovettore ad alta temperatura e pressione viene espanso attraverso una turbina a gas che ha il ruolo di produrre energia meccanica; parte di tale energia viene trasmessa attraverso l'albero e utilizzata per mettere in movimento i compressori; la restante parte è energia utile in ingresso al generatore.
- *Generatore*: attraverso questo componente l'energia meccanica prodotta dall'espansione in turbina viene convertita in energia elettrica, al fine di essere poi immessa in rete.
- Recuperatore di alta temperatura: al fine di aumentare l'efficienza del ciclo, il lato caldo di questo scambiatore vede il passaggio del fluido, ancora ad alta entalpia, in uscita dalla turbina, mentre il lato freddo, il fluido a pressione elevata in ingresso allo scambiatore primario; in questo modo il calore necessario a portare il fluido in condizioni di ingresso turbina diminuisce.
- *Recuperatore di bassa temperatura*: in uscita dal recuperatore di alta pressione, analogamente al precedente scambiatore, si sfruttano le condizioni entalpiche ancora favorevoli del fluido; il lato freddo, sempre a pressione elevata, in questo caso vede solamente una porzione di portata passante nello scambiatore, al fine di favorire lo scambio termico data la differenza di calore specifico dei due fluidi.
- *Refrigeratore:* attraverso un refrigeratore ad aria o ad acqua il fluido viene raffreddato al fine di ottenere le condizioni di ingresso al compressore.
- *Compressore 1:* il primo compressore elabora solamente una porzione della portata totale ed ha il ruolo di incrementare la pressione del fluido in uscita dal refrigeratore dal livello minimo al livello massimo.
- *Compressore 2:* analogamente al componente precedente, il secondo compressore elabora la restante parte di portata al fine di elevare la

pressione del fluido in uscita del lato caldo del recuperatore a bassa temperatura, senza essere raffreddato nel refrigeratore.

Il sistema studiato è stato analizzato prendendone innanzi tutto in considerazione la struttura fisica. Le relazioni che intercorrono tra i flussi di massa e energia e i componenti del sistema, mostrato in Figura 4, sono state definite attraverso la creazione di una matrice di incidenza $A[n \times m]$ dove *m* rappresenta il numeri di flussi di massa e di energia, entranti e uscenti, da ogni singolo componente *n*. In particolare il numero di elementi considerati nell'analisi è 10, mentre i flussi di massa e energia sono 18, i quali comprendono anche la potenza in uscita dalla turbina, la potenza in ingresso ai compressori, il calore in ingresso allo scambiatore primario e il calore in uscita dal refrigeratore.



Figura 5 - Schema di impianto di ciclo Brayton a ricompressione: flussi di massa e energia.

Tale matrice di incidenza è stata costruita secondo le seguenti regole:

- Se il flusso considerato è entrante nel componente, allora il suo valore per quel singolo componente è uguale ad 1.
- Se il flusso considerato è uscente dal componente, allora il suo valore per quel singolo componente è uguale a -1.
- Se il flusso considerato non è né entrante né uscente dal componente, allora il suo valore per quel singolo componente è uguale a 0.

Componente		Flussi di Massa								Flussi di Energia								
		E 2	E 3	E 4	E 5	E 6	E 7	E 8	E 9	E 10	E 11	E 12	E 13	E 14	E 15	E 16	E 17	E 18
Compressore 1	0	0	0	0	0	1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
Compressore 2	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	1	0
Scambiatore Primario	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
Turbina	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0
Recuperatore di alta T	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
Recuperatore di bassa T	0	0	1	-1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nodo 1	0	0	0	1	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nodo 2	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0
Refrigeratore	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1
Albero di trasmissione	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	-1	0

Tabella 1 - Matrice di incidenza (A) del sistema Brayton a ricompressione.

Nella definizione della matrice di incidenza sono stati considerati come componenti fittizi sia i nodi del ciclo, laddove si ha una ramificazione con conseguente separazione o ricongiungimento di due portate differenti, sia l'albero di trasmissione, attraverso il quale il lavoro di espansione prodotto dalla turbina viene trasmesso ai due compressori presenti nel ciclo.

In condizioni stazionarie il bilancio di massa, energia e exergia, può essere scritta in maniera compatta come segue:

$$A \times M = 0 \ (massa)$$

 $A \times U = 0 \ (energia)$
 $A \times E = I \ (exergia)$

dove M, U, E sono vettori colonna di dimensione [m].

2.2 Struttura Produttiva del Sistema

Per una completa definizione del sistema indagato è necessario identificarne la struttura produttiva. In particolare, per una successiva valutazione di tipo exergo-economico attraverso un processo di disaggregazione, si considera singolarmente ciascun componente, studiando i flussi di energia e massa entranti e uscenti (20). Come mostrato in Tabella 2, si è proceduto alla definizione delle risorse, dei prodotti e delle perdite per ogni elemento.

La modalità di identificazione di questi ultimi non è univoca; dipende infatti dal ruolo di ogni singolo componente all'interno del processo, da come viene considerato nell'analisi che si sta effettuando e dal volume di controllo delineato. Risorse e prodotti possono essere definiti come somma o differenza di flussi di massa o di energia, sia termica sia meccanica.

Si effettua di seguito l'analisi di alcuni componenti chiave nel sistema:

- *Compressore*: ha come obiettivo l'aumento di pressione del fluido in oggetto (identificata come differenza tra le condizioni del flusso di massa in uscita e del flusso in ingresso) tramite l'utilizzo di energia meccanica fornita dall'albero (potenza in ingresso).
- *Turbina*: utilizzando l'espansione del fluido (differenza tra le condizioni del fluido in ingresso e del fluido in uscita) si ottiene potenza meccanica trasmessa dall'albero sia ai compressori sia al generatore (somma di flussi energetici).
- *Scambiatore di calore*: ha la funzione di trasferimento del calore da un fluido più caldo ad uno più freddo (differenza tra flussi di massa in ingresso e in uscita).

Nel processo di definizione della struttura produttiva sono state analizzate anche le perdite; tali flussi energetici, nel caso in oggetto, sono in uscita sia dal singolo componente sia dal volume di controllo del sistema delineato. Nel caso in cui essi non vengano utilizzati successivamente e non richiedano ulteriori trattamenti, l'exergia dei flussi in oggetto viene dissipata nell'ambiente esterno.

Componente	Risorsa	Prodotto	Perdita
Compressore 1	E16	E8-E6	/
Compressore 2	E17	E10-E7	/
Scambiatore Primario	E13	E1-E12	/
Turbina	E1-E2	E14+E15	/
Recuperatore di alta T	E2-E3	E12-E11	/
Recuperatore di bassa T	E3-E4	E9-E8	/
Nodo 1	E4	E5+E7	/
Nodo 2	E9+E10	E11	/
Refrigeratore	E5	E6	E18
Albero di trasmissione	E15	E16+E17	/

Tabella 2 - Struttura produttiva del ciclo Brayton a CO_2 supercritica.

2.3 Modello EES

Al fine di ricavare le grandezze che caratterizzano il sistema ed in particolare di definire lo stato termodinamico di ogni singolo caposaldo del ciclo, è stato creato un modello di simulazione con l'utilizzo del software *EES* (*Engineering Equation Solver*). Partendo da alcuni dati di input (Tabella 3) e seguendo precise regole per la scrittura di un modello a parametri concentrati (20) si sono ottenuti i risultati desiderati.

Il sistema è stato simulato imponendo condizioni stazionarie e ogni singolo componente è stato considerato come adiabatico se non specificato diversamente. All'interno del volume di controllo sono state applicate la prima e la seconda legge della termodinamica, trascurando i contributi cinetici e potenziali.

Per ogni componente del sistema si è provveduto alla scrittura di un set di equazioni necessarie alla completa caratterizzazione della trasformazione termodinamica in questione. In particolare le seguenti tre equazioni di base sono state considerate:

- Conservazione della massa (eq. 1).
- Conservazione della quantità di moto (eq. 2).
- Conservazione dell'energia (eq. 3).

Inoltre opportune equazioni costitutive sono state scritte al fine di definire le condizioni al contorno. In particolare:

- Attribuzione di un valore di portata in massa in ingresso (eq. 4).
- Attribuzione a ciascun flusso di massa di una coppia di variabili di stato indipendenti (temperatura, pressione, entropia o entalpia) (eq. 5).
- Attribuzione di un valore a ciascun flusso di energia in ingresso (eq. 6).
- Utilizzo delle equazioni costitutive per la definizione delle condizioni di ingresso o uscita (eq. 7).
- Definizione di un parametro caratteristico per ogni componente in modo da descrivere ciascun fenomeno che avviene all'interno del volume di controllo considerato (eq. 8).

Alcuni componenti dell'impianto sono stati descritti utilizzando il software EES attraverso specifiche "*procedure*" richiamate nel modello al fine di renderne più veloce la scrittura. La scelta delle condizioni al contorno è stata dettata dal poter successivamente validare il modello confrontando i risultati ottenuti con valori presentati in letteratura (8) (18) (19) (21).



Figura 6 - Schema di impianto di ciclo Brayton a ricompressione utilizzato per il modello in EES.

Per la scrittura del modello si utilizza lo schema dell'impianto mostrato in Figura 6, dove si identifica il volume di controllo del ciclo e viene assegnato un numero identificativo a ciascun caposaldo.

Il ciclo in oggetto è caratterizzato da due livelli di temperatura principali, uno minimo e uno massimo, che corrispondono alla pressione in ingresso e in uscita dal compressore 1. Per identificarli vengono assegnati come dati di input il valore minimo sotto il quale il fluido non sarebbe più in fase supercritica, che corrisponde alla pressione minima (75 bar), e il rapporto di compressione β del compressore 1:

$$\beta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_6}{P_5} \tag{2}$$

Poiché il fluido, passando attraverso i componenti dell'impianto, subisce delle perdite di carico, sono state considerate delle cadute di pressione, che in percentuale corrispondono allo 0.5% sul lato caldo e all'1.5% sul lato freddo degli scambiatori. In questo modo il circuito chiuso viene definito completamente per quanto riguarda i livelli di pressione e i rapporti di espansione e compressione rispettivamente di turbina e compressore 2.

Per poter mantenere il fluido in fase supercritica nel circuito è necessario definire, oltre ad una opportuna pressione, anche un intervallo di temperature di funzionamento del ciclo al di sopra della temperatura critica. In particolare viene definita come dato noto di input la temperatura di ingresso al compressore 1 che rappresenta la temperatura minima del ciclo (35°C). La temperatura di ingresso turbina T_1 , massima temperatura del ciclo, viene inoltre settata e introdotta come dato noto di input.

Inoltre per una definizione completa del modello è necessario stabilire il valore della portata in massa della CO₂. Nota la portata totale si definisce inoltre come dato di input la frazione di portata in ingresso al compressore 1 e, conseguentemente, la quota parte elaborata dal compressore 2.

Gli scambiatori controcorrente vengono definiti da un punto di vista termico attraverso l'utilizzo di una differenza di temperatura minima. Si procede così con il settaggio della differenza di temperatura $(5^{\circ}C)$ tra ingresso e uscita del fluido caldo e freddo nei recuperatori, come condizione caratteristica.

In Tabella 3 vengono riportati i valori numerici dei parametri di design sopra citati utilizzati come dati noti di input nella scrittura del modello.

Parametri di Design							
Temperatura di Ingresso Turbina $\left(T_{1}\right)$	650 °C						
Temperatura di Ingresso Compressore 1 $\left(T_{5}\right)$	$35 \ ^{\circ}\mathrm{C}$						
Pressione di Ingresso Compressore 1 $\left(P_{5}\right)$	$75 \mathrm{ \ bar}$						
Rapporto di Compressione Compressore 1 (β)	3						
Caduta di Pressione (lato caldo) (ΔP_{hot})	$0.5 \ \%$						
Caduta di Pressione (lato freddo) (ΔP_{cold})	$1.5 \ \%$						
Rendimento is entropico Turbina $(\eta_{is,t})$	90~%						
Rendimento isentropico Compressori $(\eta_{is,c})$	85~%						
Differenza Minima di Temperatura Recuperatori (ΔT_{min})	$5 \ ^{\circ}\mathrm{C}$						
Portata di $CO_2(G)$	$223.6~{\rm Kg/s}$						
Frazione di Portata Compressore 2 (X)	0.29						

Tabella 3 - Parametri di design: valori noti definiti come dati di input nel modello.

Entalpie e entropie del sistema vengono definite per ciascuno stato termodinamico ricorrendo alle librerie presenti nel software EES; il fluido *Carbon Dioxide* utilizzato si basa su dati termodinamici riferiti alla CO_2 come gas reale, non ideale, così da tenere in considerazione le variazioni di proprietà in prossimità del punto critico.

Di seguito viene riportata l'analisi componente per componente, in riferimento al sistema studiato, al fine di descrivere le principali equazioni caratterizzanti utilizzate nella scrittura del modello.

Compressore: il bilancio energetico vede in ingresso una potenza meccanica W_c , proveniente dall'albero trascinato dalla turbina, che elabora una portata G dalle condizioni di ingresso P_{in} e h_{in} nelle condizioni di uscita P_{out} e h_{out} , a seconda del rapporto di compressione β e il rendimento isentropico di compressione $\eta_{c,is}$. Per il compressore 1 (e analogamente per il compressore 2) le equazioni utilizzate sono le seguenti:

$$G_5 \cdot h_5 + W_{c1} - G_6 \cdot h_6 = 0 \tag{3}$$

$$\beta_{c1} = \frac{P_6}{P_5} \tag{4}$$

$$\eta_{c,is} = \frac{h_{6,is} - h_5}{h_6 - h_5} \tag{5}$$

Turbina: il bilancio energetico vede in ingresso la portata in massa in condizioni di alta P_{in} e h_{in} da sfruttare per la produzione di potenza utile all'albero W_t . La relazione tra la pressione in ingresso e uscita è definita dal rapporto di espansione, mentre il salto entalpico è regolato dal rendimento isentropico di espansione $\eta_{t,is}$.

$$G_1 \cdot h_1 - W_t - G_2 \cdot h_2 = 0 \tag{6}$$

$$\beta_t = \frac{P_1}{P_2} \tag{7}$$

$$\eta_{t,is} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2,is} - h_1} \tag{8}$$

Recuperatori: il bilancio energetico è composto dai flussi di ingresso e uscita del lato caldo e freddo. Le cadute di pressione ΔP dovute al passaggio del fluido nei canali del componente sono parametri noti. Il parametro caratteristico dei recuperatori è definito dalla differenza minima di temperatura, il cui valore è un dato di input noto del sistema.

$$\begin{array}{l} G_{hot,in} \cdot h_{hot,in} - G_{hot,out} \cdot h_{hot,out} + G_{cold,in} \cdot h_{cold,in} \\ - G_{cold,out} \cdot h_{cold,out} = 0 \end{array}$$
(9)

$$P_{out} = P_{in} - P_{in} \cdot \Delta P(\%) \tag{10}$$

$$T_{hot,out} = T_{cold,in} + \Delta T_{min} \tag{11}$$

Scambiatore Primario: il bilancio energetico vede in ingresso un flusso di calore proveniente dal fluido termovettore del sistema di accumulo termochimico. Il modello infatti fissa il confine del volume di controllo includendo solamente il lato freddo dello scambiatore. Tale energia termica viene utilizzata per innalzare i parametri della CO_2 fino alle condizioni di ingresso turbina. Come nei recuperatori, nei canali dello scambiatore primario il fluido subisce delle perdite di carico identificate con un salto percentuale di pressione ΔP .

$$G_{10} \cdot h_{10} + Q_{input} - G_1 \cdot h_1 = 0 \tag{12}$$

$$P_1 = P_{10} - P_{10} \cdot \Delta P(\%) \tag{13}$$

Refrigeratore: analogamente allo scambiatore primario, il bilancio energetico del componente in questione vede un flusso di calore in uscita dal volume di controllo, che include quindi solo il lato caldo dello scambiatore. Con il raffreddamento del fluido si raggiungono le condizioni di progetto di ingresso al compressore 1. Come nei casi precedenti, la perdita di carico è identificata da una caduta percentuale di pressione tra ingresso e uscita.

$$G_{4b} \cdot h_{4b} - Q_{cool} - G_5 \cdot h_5 = 0 \tag{14}$$

$$P_5 = P_{4b} - P_{4b} \cdot \Delta P(\%) \tag{15}$$

Nodi: nello schema d'impianto si possono identificare due punti di nodo del circuito entrambi associati a tre rami. Come nodi si intendono i punti in cui avviene una separazione o ricongiungimento della portata. Tali nodi possono essere selezionati al fine di ottimizzare lo scambio termico nel recuperatore di bassa temperatura; il calore specifico del fluido sCO₂ varia infatti per piccole differenze di temperatura e pressione del fluido rendendo così necessario agire sulla diminuzione di portata. Si identifica perciò una frazione (X) della portata totale (G), che si separa nel nodo 1, passante per il refrigeratore, il compressore 1 e il recuperatore a bassa temperatura (G_2), mentre la restante parte (G_1) viene direttamente elaborata al compressore 2 per ricongiungersi nel nodo 2. Si assumono nulle le cadute di pressione ai nodi. Il bilancio energetico invece vede i flussi relativi ai rami di ciascun nodo.

$$G_1 = X \cdot G \qquad \qquad G_1 + G_2 = G \tag{16}$$

$$(Nodo \ 1) \quad G \cdot h_4 - G_1 \cdot h_{5b} - G_2 \cdot h_{4b} = 0 \tag{17}$$

$$(Nodo \ 2) \quad G_1 \cdot h_8 + G_2 \cdot h_7 - G \cdot h_9 = 0 \tag{18}$$

2.4 Risultati Termodinamici

Dall'esecuzione del modello precedentemente descritto, sono stati calcolati i caposaldi del ciclo in oggetto, mostrati in Tabella 4, a partire dai dati di input stabiliti (Tabella 3). Con i risultati ottenuti di portata, temperatura, pressione, entalpia e entropia, il sistema è completamente definito dal punto di vista termodinamico.

Note le proprietà termodinamiche dei flussi di energia e massa è possibile calcolare il rendimento termodinamico del ciclo secondo il volume di controllo assunto (22). Consideriamo infatti come flusso utile la potenza in uscita dalla turbina, diretta verso il generatore di energia elettrica $(W_{t,utile})$, e come unico flusso in ingresso la potenza proveniente dal ciclo di accumulo a monte attraverso lo scambiatore primario (Q_{input}) .

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{t,utile}}{Q_{input}} = 0.467 \tag{19}$$

Flussi di Massa									
Flusso	$\dot{m}~[m kg/s]$	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]				
1	223.6	650	213.9	652.70	0.1313				
2	223.6	521.1	77.99	503.40	0.1524				
3	223.6	237.6	77.6	176.20	-0.3551				
4	223.6	118.1	77.22	38.30	-0.6623				
4b	158.8	118.1	77.22	38.30	-0.6623				
5	158.8	35	75	-109.00	-1.0920				
5b	64.8	118.1	77.22	38.30	-0.6623				
6	158.8	113.1	225	-64.05	-1.0740				
7	158.8	233.2	221.6	130.10	-0.6297				
8	64.8	231	221.6	127.20	-0.6356				
9	223.6	232.6	221.6	129.30	-0.6314				
10	223.6	493.2	218.3	456.50	-0.1055				

Tabella 4 - Risultati dei capisaldi del ciclo Brayton a ricompressione: flussi di massa.

POLITECNICO di TORINO

Flussi di Energia						
Q _{cool} [kW]	-23388					
${ m Q_{input}}\left[{ m kW} ight]$	43865					
$Q_{RECUP,altaT}$ [kW]	73172					
$Q_{RECUP,bassaT}$ [kW]	30826					
W_{c1} [kW]	7140					
W_{c2} [kW]	5762					
$W_{t,TOT}$ [kW]	33378					
$W_{t,UTILE}$ [kW]	20476					
$W_{t,COMP}[kW]$	12902					

Tabella 5 - Risultati simulazione: flussi di energia.

Dalla rappresentazione del ciclo sul diagramma entropico T-s, mostrato in Figura 7, si può notare come il calore necessario per il raggiungimento delle condizioni di ingresso turbina (caposaldo 1) sia fornito solo in minima parte dal calore proveniente dall'accumulo termochimico dell'impianto CSP (trasformazione 10-1); la maggior parte del calore è infatti proveniente dal recupero effettuato negli scambiatori di alta e bassa temperatura, che hanno il ruolo di sfruttare l'alta temperatura del fluido in uscita dalla turbina (caposaldo 2). Il recuperatore di alta temperatura vede quindi la trasformazione 2-3 cedere calore al lato freddo, innescado la trasformazione 9-10; analogamente avviene per il recuperatore a bassa temperatura per le trasformazioni 3-4 e 6-7. Tutte le trasformazioni del ciclo chiuso si trovano nella parte di piano termodinamico corrispondente alla fase supercritica.



Figura 7 - Diagramma entropico T-s del ciclo Brayton a CO₂ a ricompressione in fase supercritica.

A partire dai risultati ottenuti, è stato possibile inoltre calcolare il calore specifico massico relativo al fluido passante attraverso il lato caldo e il lato freddo dei recuperatori; i valori trovati sono tipici della CO_2 nelle condizioni in analisi (21): 1.15 kJ/(kgK) sul ramo caldo e 1.62 kJ/(kgK) sul ramo caldo. Le proprietà del diossido di carbonio sono molto sensibili alla pressione e alla temperaura in prossimità del punto critico, motivo per cui si hanno efficienze maggiori di recupero suddividendo la portata nel recuperatore di bassa temperatura (11) (23) (24).

È possibile stabilirne la validità dei risultati del modello descritto mediante un confronto con risultati di studi trovati in letteratura riguardanti la modellizzazione di cicli Brayton a CO_2 supercritica (8) (11) (13) (18) (21) (25); pertanto si può proseguire l'analisi da un punto di vista exergetico e economico.

2.5 Modello EES per Analisi Exergo-Economica

Al fine di simulare al meglio le caratteristiche di questo impianto di potenza indiretto associato ad un accumulo termochimico per CSP, imporremo al modello precedentemente descritto una variazione su alcuni dati di input, in modo da renderli maggiormente coerenti con l'applicazione studiata. Le variazioni riguardano tre di questi: il calore in ingresso al ciclo, la temperatura di ingresso turbina e la portata in massa di CO₂.

Poiché l'unica interfaccia tra il ciclo di potenza e l'impianto a monte è lo scambiatore primario, si impone come dato noto in ingresso il flusso di calore (Q_{input}) . Il valore utilizzato pari a 27 MW è stato assunto sulla base delle potenze riscontrate in letteratura (8). Tale calore in ingresso è ad alta temperatura, motivo per cui è necessario modificare la temperatura di ingresso turbina (T_1) portandola a valori molto più elevati. Nella simulazione di questo particolare parametro in EES, si è riscontrato un limite superiore di temperatura accettabile di 1100K (826.85 °C) imposto dai dati di libreria contenuti nel software e riferiti al fluido utilizzato (*CarbonDioxide*). Poiché il flusso di calore in ingresso proviene da un fluido in uscita dal reattore di carbonatazione ad una temperatura di 875 °C, si assume come temperatura massima del ciclo la più vicina possibile a quella di carbonatazione, che combinata con i limiti imposti dal software è pari a 826 °C.

Note potenza in ingresso e temperatura, è necessario eliminare un vincolo imposto precedentemente alla simulazione; la scelta ricade sulla portata in massa di CO_2 che in questa versione del modello sarà una variabile libera del sistema.

Il rendimento ottenuto dalla simulazione del modello con i nuovi parametri di input aumenta ed è pari a:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{t,utile}}{Q_{input}} = 0.541$$

Parametri di Design - Modello Q imposto								
Potenza Scambiatore Primario $\left(Q_{input}\right)$	$27000~\mathrm{kW}$							
Temperatura di Ingresso Turbina (T_1)	826 °C							
Temperatura di Ingresso Compressore 1 $\left(T_{5}\right)$	$35 \ ^{\circ}\mathrm{C}$							
Pressione di Ingresso Compressore 1 $\left(P_{5}\right)$	75 bar							
Rapporto di Compressione Compressore 1 (β)	3							
Caduta di Pressione (lato caldo) (ΔP_{hot})	0.5~%							
Caduta di Pressione (lato freddo) (ΔP_{cold})	$1.5 \ \%$							
Rendimento is entropico Turbina $(\eta_{is,t})$	90~%							
Rendimento isentropico Compressori $(\eta_{is,c})$	85 %							
Differenza Minima di Temperatura Recuperatori (ΔT_{min})	$5 \ ^{\circ}\mathrm{C}$							
Frazione di Portata Compressore 2 (X)	0.285							

Tabella 6 - Parametri di design: valori noti definiti come dati di input nel modello a Q imposto

Nelle seguenti tabelle vengono riportati i risultai ottenuti dalla simulazione del modello a Q imposto, utilizzati nei prossimi capitoli per l'analisi exergetica e economica. In Appendice I il modello utilizzato con il software EES.

Flussi di Massa - Modello Q imposto									
Flusso	$\dot{m}~[m kg/s]$	T [°C]	P [bar]	h [kJ/kg]	s [kJ/kgK]				
1	117.1	826	215	877.40	0.3530				
2	117.1	678.1	76.9	694.60	0.3746				
3	117.1	234.8	76.5	173.40	-0.3580				
4	117.1	118.1	76.1	38.98	-0.6583				
4b	83.7	118.1	76.1	38.98	-0.6583				
5	83.7	35	75	-109.00	-1.0920				
5b	33.4	118.1	76.1	38.98	-0.6583				
6	83.7	113.1	225	-64.05	-1.0740				
7	83.7	228.7	221.6	124.00	-0.6418				
8	33.4	232.7	221.6	129.40	-0.6313				
9	117.1	229.8	221.6	125.60	-0.6388				
10	117.1	645.4	218.3	646.70	0.1209				

Tabella 7 - Risultati simulazione del modello a Q imposto: flussi di massa (capisaldi).

POLITECNICO di TORINO

 Flussi di Energia							
Modello Q imposto							
Q _{cool} [kW] -12380							
$\mathbf{Q}_{ ext{input}}\left[ext{kW} ight]$	27000						
$Q_{RECUP,altaT}$ [kW]	61005						
$Q_{RECUP,bassaT}$ [kW]	15733						
W_{c1} [kW]	3762						
W_{c2} [kW]	3019						
$W_{t,TOT}$ [kW]	21401						
$W_{t,UTILE}$ [kW]	14620						
$W_{t,COMP}[kW]$	6781						

Tabella 8 - Risultati simulazione del modello a Q imposto: flussi di energia.



Figura 8 - Diagramma entropico T-s del ciclo Brayton a CO2 a ricompressione in fase supercritica con Tmax=826 °C.

3. Analisi Exergetica del ciclo sCO2

Poichè un'analisi di tipo energetico basata sul primo e sul secondo principio della termodinamica non è sufficiente a caratterizzare la qualità e il livello dell'energie in gioco, delle perdite e dell'efficienza termodinamica, è necessario analizzare il sistema seguendo un altro approccio che consideri simultaneamente entrambe le leggi. L'idea è quella di poter esprimere il potenziale di un sistema non soltanto con l'energia interna ma anche tenendo in considerazione il livello di temperatura e pressione dell'ambiente circostante, chiamato biosfera. Ricorriamo pertanto al concetto di exergia, al fine di poter valutare qualitativamente la dell'energia nel sistema degradazione attraverso il calcolo delle irreversibilità termodinamiche e stabilire la capacità di rendere realizzabili determinati processi termodinamici (20) (26) (27).

L'obiettivo dell'analisi in questione è quello di valutare l'exergia associata ai flussi in gioco nel ciclo, identificati nello schema dell'impianto riportato in Figura 5. In particolare, attraverso l'applicazione dell'equazione di equilibrio dell'exergia è possibile quantificare il rateo di distruzione dell'exergia per ciascun componente dell'impianto.

3.1 Irreversibiltà

Si introduce il concetto di exergia come il lavoro massimo che può essere ottenuto da un processo reversibile che porti il sistema all'equilibrio con un ambiente di riferimento. Di seguito l'equazione di bilancio exergetico o dell'energia utilizzabile:

$$\Psi_{Qn} - W_{tn} = \left(\frac{dA}{dt}\right)_{VC} + E_n + \Psi_d \tag{20}$$

Dove:

- Ψ_{Qn} : è il flusso termico
- W_{tn} : è la potenza meccanica all'albero
- $\left(\frac{dA}{dt}\right)_{VC}$: è la variazione nel tempo dell'exergia interna al volume di controllo

- E_n : è l'exergia associata ai flussi di massa
- Ψ_d : è il rateo di distruzione dell'exergia, cio
è l'irreversibilità del componente in analisi

L'ambiente esterno di riferimento è la biosfera con le seguenti condizioni: $T_0=25^\circ C\ e\ P_0=1\ bar$

Nel caso in cui il sistema scambi più di un flusso termico Φ_i , ognuno alla temperatura T_i , il corrispondente valore di exergia si calcola come:

$$\Psi_{Qn} = \sum_{i} \Phi_i \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right)$$

Per quanto riguarda il tasso di distruzione di exergia, esso viene definito come segue:

$$\Psi_d = T_0 \cdot \Sigma_p$$

Dove Σ_p è il tasso di entropia prodotta.

Per poter eseguire il calcolo di bilancio exergetico e ricavare l'irreversibilità associata a ciascun componente è necessario valutare l'exergia fisica e chimica associata a ciascun flusso di massa e energia.

Per quanto riguarda il calcolo relativo ai flussi di massa si utilizzano le seguenti relazioni rispettivamente per l'exergia fisica e chimica associata:

$$E_{n, fisica} = G \cdot ((h - h_0) - T_0 \cdot (s - s_0)) \tag{21}$$

$$E_{n,chimica} = G_{mol}(b_0 + R^* \cdot T_0 \cdot \ln \gamma) \tag{22}$$

Dove:

- G [kg/s] è la portata in massa e G_{mol} [kmol/s] la portata in moli;
- h [kJ/kg] e s [kJ/kgK] sono rispettivamente entalpia e entropia del flusso considerato;
- h_0 [kJ/kg], s_0 [kJ/kgK] e T_0 [K] sono rispettivamente entalpia, entropia e temperatura dell'ambiente di riferimento (biosfera);
- b_0 [kJ/kmol] exergia chimica di riferimento (Szargut);
- R^* [kJ/kmolK] costante universale del gas;
- γ frazione molare del composto.

Exergia Totale [MW]											
$\mathbf{E1}$	$\mathbf{E2}$	E3	$\mathbf{E4}$	$\mathbf{E5}$	E6	$\mathbf{E7}$	E8	E9	E10	E11	E12
307.1	284.9	249.5	244.2	174.5	172.9	69.7	176.3	181.2	72.5	253.7	288.1
	Q_{inp}	ut	$W_{t,UTILE}$	W	t,COMP	Wa	21	W_{c2}		$\mathbf{Q}_{\mathbf{cool}}$	_
	E13	3	E14]	$\Xi 15$	E1	6	E17		E18	
-	19.9	9	14.62	6	.781	3.76	62	3.019		0	_

Tabella 9 - Quantità di Exergia associata ai flussi di massa e energia.

Dal punto di vista matriciale, noto il vettore delle exergie E e la matrice di incidenza A si ricavano le irreversibilità I:

$$A \cdot E = I \tag{23}$$

Come si evince dalla Figura 9, il componente in cui avviene una distruzione maggiore di exergia è il refrigeratore; nulla, o quasi, è invece l'irreversibilità calcolata per i nodi e l'albero di trasmissione in quanto componenti fittizi del sistema in analisi. L'exergia totale distrutta nel sistema è pari a 5.37 MW, suddivisa in percentuale come mostrato in Figura 10.



Figura 9 - Irreversibilità associate a ciascun componente.



Figura 10 - Grafico percentuale delle irreversibilità associate a ciascun componente.

Al fine di valutare le prestazioni di sistemi di produzione energetica, come il caso in oggetto, si è soliti utilizzare il concetto di efficienza. Definita come il rapporto tra la potenza utile e la potenza necessaria al funzionamento del ciclo, tale valore può essere calcolato basandosi semplicemente sul primo principio della termodinamica, come più comunemente avviene, oppure tenendo in considerazione anche le limitazioni imposte dal secondo principio. Prendendo in considerazione un generico sistema, i bilanci di energia e di exergia possono essere scritti come segue:

energia in ingresso = energia utile + energia non utilizzataexergia in ingresso = exergia utile + exergia non utilizzata + irreversibilità

L'efficienza di secondo principio o exergetica restituisce una descrizione più precisa del sistema poiché tiene anche conto dell'exergia distrutta ovvero delle irreversibilità interne ai singoli componenti. Si definisce così il rendimento o efficienza di primo e secondo principio, che andremo a valutare per il modello studiato.

$$\eta = \frac{energia\ utile}{energia\ in\ ingresso} = \frac{lavoro\ utile\ della\ turbina}{calore\ in\ ingresso\ al\ riscaldatore} = 0.541$$

$$\varepsilon = \frac{exergia\ utile}{exergia\ in\ ingresso} = \frac{flusso\ exergetico\ utile\ delle\ turbina}{flusso\ exergetico\ in\ ingresso\ al\ riscaldatore} = 0.731$$

3.2 Analisi dei Costi Exergetici

L'obiettivo dell'analisi exergetica è di determinare un costo in termini di exergia associato a ciascun flusso di massa o energia in gioco nel sistema, flussi già precedentemente definiti nella struttura produttiva. Per ciascun componente, l'exergia associata alle risorse è sempre maggiore dell'exergia associata ai prodotti; infatti, la quantità di exergia necessaria per ottenere i prodotti (P) è uguale alla somma dell'exergia consumata dalle risorse (R)più le irreversibilità (I).

$$R - P = I > 0$$

Il costo exergetico (E^*) associato ad un flusso è definibile come la quantità di exergia necessaria per produrre quel determinato flusso; esso è strettamente collegato con il processo di produzione del flusso, tenendo in considerazione sia condizioni interne sia esterne al sistema in questione.

È inoltre possibile definire un costo exergetico unitario (k^*) che rappresenta il costo exergetico (E^*) necessario a produrre una unità di exergia (E) del flusso considerato. Pertanto:

$$k_i^* = \frac{E_i^*}{E_i} \tag{24}$$

Dal punto di vista matriciale, il costo exergetico è una quantità conservativa che è possibile definire attraverso la seguente equazione di bilancio:

$$A \times E^* = 0 \tag{25}$$

Dove:

- A è la matrice di incidenza $(m \ge n)$
- E^* è un vettore colonna di dimensioni [m], i cui elementi corrispondono al costo exergetico dei singoli flussi.

Al fine di risolvere l'equazione e trovare il costo exergetico è necessario scrivere ulteriori equazioni ausiliarie (28).

Poiché il sistema è composto da 10 componenti e 18 flussi comprensivi di massa e energia, il numero di equazioni ausiliarie necessarie alla completa definizione è 8. Per identificarle si è proceduto seguendo 4 regole (P1, P2, P3, P4) che racchiudono i casi possibili con cui si può descrivere un sistema.

P1: la prima regola tiene in considerazione i flussi in ingresso e afferma che in assenza di valori specifici imposti dall'esterno, il costo exergetico di ciascun flusso corrisponde alla sua exergia. In altri termini, impone che il costo exergetico unitario sia uguale ad 1 e possa essere formulato come:

$$\begin{aligned} k_i^* &= 1 \\ \frac{E_i^*}{E_i} &= 1 \\ E_i^* &= E_i \end{aligned}$$

P2 la seconda regola tratta i flussi dispersi e afferma che in assenza di valori imposti dall'esterno, si assume il costo exergetico di un flusso scaricato in ambiente esterno uguale a zero, come segue:

$$E_i^* = 0$$

P3: la terza regola afferma che se un flusso in uscita è composto da parte della risorsa in ingresso, il costo exergetico unitario del flusso in uscita è lo stesso del flusso in entrata. Alternativamente, può essere utilizzata quando la risorsa di un componente è definita come differenza tra due flussi $(E_1 - E_2)$; in questo caso il costo exergetico rimane invariato.

$$\begin{aligned} k_1^* &= k_2^* \\ \frac{E_1^*}{E_1} &= \frac{E_2^*}{E_2} \\ \frac{E_2}{E_1} \cdot E_1^* - E_2^* &= 0 \end{aligned}$$

P4: la quarta regola afferma che se un componente ha come prodotti flussi differenti ma con le stesse proprietà termodinamiche, tali flussi avranno lo stesso costo energetico unitario. In altri termini si assegna lo stesso costo energetico unitario quando i prodotti di un componente sono definiti come somma di due flussi $(E_1 + E_2)$:

$$\begin{aligned} k_1^* &= k_2^* \\ \frac{E_1^*}{E_1} &= \frac{E_2^*}{E_2} \\ \frac{E_2}{E_1} \cdot E_1^* - E_2^* &= 0 \end{aligned}$$

Nell'analisi del sistema in questione sono state utilizzate le precedenti 4 regole al fine di identificare le 8 equazioni ausiliarie:

- P1 allo scambiatore primario: si associa un costo exergetico al flusso termico in ingresso pari alla sua exergia:

$$E_{13}^* = E_{13} = 19.99$$

- P2 al refrigeratore: al flusso scaricato al di fuori del volume di controllo del sistema analizzato si associa un valore pari a zero:

$$E_{18}^* = 0$$

- P3 alla turbina: la risorsa è definita come differenza tra due flussi $(E_1-E_2):$

$$\begin{split} k_1^* &= k_2^* \\ \frac{E_1^*}{E_1} &= \frac{E_2^*}{E_2} \\ \frac{E_2}{E_1} \cdot E_1^* - E_2^* &= 0 \\ 0.93 \cdot E_1^* - E_2^* &= 0 \end{split}$$

- P3 allo scambiatore di alta temperatura: poiché la risorsa è definita come differenza tra due flussi $(E_2 - E_3)$ si ha:

$$\begin{aligned} k_2^* &= k_3^* \\ \frac{E_2^*}{E_2} &= \frac{E_3^*}{E_3} \\ \frac{E_3}{E_2} \cdot E_2^* - E_3^* &= 0 \\ 0.88 \cdot E_2^* - E_3^* &= 0 \end{aligned}$$

- P3 allo scambiatore di bassa temperatura: la risorsa è definita come differenza tra due flussi $(E_3 - E_4)$:

$$\begin{aligned} k_3^* &= k_4^* \\ \frac{E_3^*}{E_3} &= \frac{E_4^*}{E_4} \\ \frac{E_4}{E_3} \cdot E_3^* - E_4^* &= 0 \\ 0.98 \cdot E_3^* - E_4^* &= 0 \end{aligned}$$

- P4 al nodo 1: i prodotti sono definiti come la somma di due flussi con le stesse proprietà termodinamiche $(E_5 + E_7)$:

$$\frac{k_5^* = k_7^*}{\frac{E_5}{E_5} = \frac{E_7^*}{E_7}}$$
$$\frac{E_7}{E_5} \cdot E_5^* - E_7^* = 0$$

$$0.40 \cdot E_5^* - E_7^* = 0$$

- P4 alla turbina: i prodotti sono definiti come la somma di due flussi con le stesse proprietà termodinamiche $(E_{14} + E_{15})$:

$$\begin{aligned} k_{14}^* &= k_{15}^* \\ \frac{E_{14}^*}{E_{14}} &= \frac{E_{15}^*}{E_{15}} \\ \frac{E_{15}}{E_{14}} \cdot E_{14}^* - E_{15}^* &= 0 \\ 0.46 \cdot E_{14}^* - E_{15}^* &= 0 \end{aligned}$$

- P4 all'albero: i prodotti sono definiti come la somma di due flussi con le stesse proprietà termodinamiche $(E_{16} + E_{17})$:

$$\begin{split} k_{16}^* &= k_{17}^* \\ \frac{E_{16}^*}{E_{16}} &= \frac{E_{17}^*}{E_{17}} \\ \frac{E_{17}}{E_{16}} \cdot E_{16}^* - E_{17}^* &= 0 \\ 0.80 \cdot E_{16}^* - E_{17}^* &= 0 \end{split}$$

Si possono raggruppare tutte le precedenti equazioni in un'unica equazione matriciale; in particolare, introduciamo la matrice α_e che comprende le equazioni relative alle regole P1 e P2, la matrice α_x che comprende le equazioni relative alle regole P3 e P4 e il vettore Y_e composto dai valori esterni (ω). Si può quindi definire la matrice dei costi exergetici A_c come:

$$\begin{bmatrix} A_c \end{bmatrix} \cdot E^* = Y_e$$
 (26)
$$\begin{bmatrix} A\\ \alpha_e\\ \alpha_x \end{bmatrix} \cdot E^* = \begin{bmatrix} 0\\ \omega\\ 0 \end{bmatrix}$$

Componenti				Flus	si di M	assa							Fluss	i di En	ergia			
Componenti	E1	$\mathbf{E2}$	E3	$\mathbf{E4}$	$\mathbf{E5}$	E6	$\mathbf{E7}$	E 8	E9	E10	E11	E12	E13	E14	E15	E16	E17	E18
Compressore 1	0	0	0	0	0	1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0
Compressore 2	0	0	0	0	0	0	1	0	0	-1	0	0	0	0	0	0	1	0
Scambiatore Primario	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0
Turbina	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	0	0	0
Recuperatore Alta T	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0
Recuperatore Bassa T	0	0	1	-1	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nodo 1	0	0	0	1	-1	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Nodo 2	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	-1	0	0	0	0	0	0	0
Refrigeratore	0	0	0	0	1	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1
Albero di Trasmissione	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	-1	-1	0
P1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0
P2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
	0.93	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P3	0	0.88	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0.98	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0.40	0	-1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
P4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.46	-1	0	0	0
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0.80	-1	0

Tabella 10 - Matrice dei costi exergetici [Ac]: matrice di incidenza A più equazioni ausiliarie $\alpha_{e,}\alpha_{x.}$

Utilizzando la formulazione inversa della precedente equazione matriciale (eq.26) è possibile ricavare il costo exergetico E^* di ciascun flusso in gioco e il relativo costo exergetico unitario k^* , come da eq. 24.

E*	[MW]	k	* [_]
E*1	414.80	k*1	1.33
E*2	385.40	k*2	1.33
E*3	337.28	k*3	1.33
E*4	330.00	k*4	1.33
E*5	235.83	k*5	1.33
E*6	235.83	k*6	1.34
E*7	94.17	k*7	1.33
E*8	241.09	k*8	1.35
E*9	248.36	k*9	1.35
E*10	98.32	k*10	1.34
E*11	346.68	k*11	1.34
E*12	394.81	k*12	1.35
E*13	19.99	k*13	1.00
E*14	19.99	k*14	1.38
E*15	9.40	k*15	1.38
E*16	5.26	k*16	1.38
E*17	4.14	k*17	1.38
E*18	0.00	k*18	0.00

$$E^* = [A_c]^{-1} \cdot Y_e$$

Tabella 11 - Costo exergetico e costo exergetico unitario dei flussi di massa e energia del sistema

4. Analisi Exergo-Economica del ciclo sCO2

Una volta definito dal punto di vista exergetico il ciclo in oggetto, si continua l'analisi con una valutazione economica del sistema, il cui obiettivo è determinare il costo exergo-economico di ciascun flusso; tale parametro può essere definito come il costo monetario di produzione e formazione di ogni singolo flusso di massa o energia. Si tengono pertanto in considerazione due fattori: il costo economico associato alle risorse esterne e il costo associato a tutti quei dispositivi che vengono utilizzati per portare il flusso nelle condizioni in analisi.

L'equazione di bilancio dei costi che può essere scritta per ogni sottosistema dell'impianto è definita come:

$$\sum_{i=1}^{n_{in}} c_{in,i} \cdot E_{in,i} + z = \sum_{i=1}^{n_{out}} c_{out,i} \cdot E_{out,i}$$
(27)

Dove:

 c è il costo unitario che nel caso di costo monetario si definisce per ogni componente come il rapporto tra costo di ogni flusso [€/s] e il flusso exergetico associato [J/s, W]:

$$c_i = \frac{C_i}{E_i} \tag{28}$$

- $\sum_{i=1}^{n_{in}} c_{in,i} \cdot E_{in,i}$ è il costo dei flussi in ingresso [€/s];
- $\sum_{i=1}^{n_{out}} c_{out,i} \cdot E_{out,i}$ è il costo dei flussi in uscita [€/s];
- z è il costo di ogni componente considerando il suo fattore di disponibilità, cioè la percentuale annua di ore di lavoro [€/s].

La precedente relazione valida a livello di componente può essere vista a livello di sistema come equazione matriciale:

$$A \cdot C = -Z \tag{29}$$

Dove:

- A è la matrice di incidenza;
- C è il vettore del costo exergo-economico dei differenti flussi;

• Z è il vettore che tiene in considerazione il costo dei singoli componenti.

Per valutare i costi exergo-economici dei flussi, è necessario tenere in considerazione un opportuno numero di equazioni ausiliarie. Per far ciò è possibile riprendere le stesse proposizioni già utilizzate per l'analisi exergetica (cap. 3.2), con modifiche ai valori delle risorse esterne. In particolare il costo exergo-economico dei flussi in ingresso al sistema viene considerato pari al suo prezzo; perciò il costo per unità exergo-economica è uguale al costo unitario (\notin /kJ).

Possiamo quindi ridefinire l'equazione matriciale completa di equazioni ausiliarie ricavate dalle regole P1, P2, P3, P4 descritte in precedenza:

$$\begin{bmatrix} A_c \end{bmatrix} \cdot C = Z_e \tag{30}$$
$$\begin{bmatrix} A\\ \alpha_e\\ \alpha_x \end{bmatrix} \cdot C = \begin{bmatrix} -Z\\ C_e\\ 0 \end{bmatrix}$$

Dove:

- $[A_c]$ è la matrice definita in precedenza composta dalla matrice di incidenza e dalle equazioni ausiliarie;
- C è il vettore dei costi exergo-economici;
- Z_e è il vettore che tiene in considerazione sia i costi dei sngoli componenti (Z) sia i costi dei flussi di massa e energia in ingresso al sistema (C_e).

4.1 Costo dei Componenti

Con lo scopo di determinare il vettore dei costi Z, è indispensabile eseguire una valutazione del costo di acquisto, componente per componente, tenendo in considerazione dedicate funzioni di costo. Esse necessitano di opportune correzioni con fattori moltiplicativi relativi al tipo di equipaggiamento, alle dimensioni, al materiale utilizzato, alla pressione e alla temperatura di funzionamento (29).

Il costo di ciascun componente può essere espresso usando le seguenti relazioni (30), che ne determinano il *Bare Erected Cost* (vedi paragrafo 4.2):

$$C_{bec} = C_p^0 \cdot F_p \cdot F_m \tag{31}$$

$$C_{bec} = C_p^0 \cdot (B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m) \tag{32}$$

Dove:

• C_p^0 è il costo di acquisto dell'equipaggiamento ricavato nelle condizioni base ed è definito come:

$$C_p^0 = 10^{(K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 (\log_{10}(A))^2)}$$
(33)

 $K_{1,}K_{2}, K_{3}$ sono valori presi dalla letteratura in riferimento al tipo di componente analizzato; A è una variabile indipendente e rappresenta la dimensione caratteristica del componente;

- F_p è il fattore correttivo relative alla pressione di funzionamento;
- F_m è il fattore correttivo relativo alla temperatura di funzionamento e relativo al tipo di materiale costruttivo da utilizzare.
- $B_1 \in B_2$ sono fattori correttivi in caso di determinati tipi di componenti.

Tali equazioni sono valide ciascuna per una determinata categoria di componente; in particolare l'eq. 31 è valida per i compressori e le turbine mentre l'eq. 32 per gli scambiatori di calore.

Le *cost functions* utilizzate sono valide solamente all'interno di un intervallo definito da un minimo ad un massimo della dimensione caratteristica; questo range di validità è molto piccolo e, anche consideranconsiderando la dimensione caratteristica maggiore, si sottostima notevolmente la reale grandezza del componente analizzato. Al fine di ottenere il corretto costo relativo alle dimensioni reali e quindi scalare il costo del componente ottenuto dalla precedente equazione, si utilizza la seguente relazione:

$$\frac{C_1}{C_0} = \left(\frac{S_1}{S_0}\right)^n \tag{34}$$

Dove:

- C_0 e S_0 sono rispettivamente il costo e la dimensione caratteristica massima nel caso base;
- C_1 e S_1 sono rispettivamente il costo e la dimensione caratteristica reale.
- n è l'esponente di scala della funzione; per i componenti di impianti di processo termici, tale valore è solitamente inferiore all'unità ed esprime il fatto che la percentuale di incremento (o decremento) del costo è minore della percentuale di incremento (o decremento) della dimensione del componente. I valori utilizzati per tale esponente possono variare in base all'anno di riferimento e alla variazione di scala che si sta eseguendo; in assenza di informazioni n può assumere un valore pari a 0.6 (six-tenths rule). Per l'analisi in oggetto si è preferito utilizzare alcuni valori tipici per ciascun tipo di componente trovati in letteratura (31) e riportati in Tabella 12.

Componente	Esponente di scala (n)
Compressore 1	0.95
Compressore 2	0.95
Scambiatore Primario	0.4
Turbina	0.65
Recuperatore Alta T	0.4
Recuperatore Bassa T	0.4
Refrigeratore	0

Tabella 12 - Esponenti di scala per componente (31).

Poiché le *cost functions* da cui si attinge per i coefficienti K_1 , K_2 , K_3 per l'eq. 33 si riferiscono a valori relativi all'anno 2001, è necessario tenere conto dell'effetto del tempo riaggiornando il costo di acquisto con valori più recenti. Per far ciò si ricorre a determinati *index cost*, in modo da riproporzionare il costo attualizzandolo agli standard più recenti.

$$\frac{C_1}{C_0} = \frac{I_1}{I_0}$$
(35)

Dove:

- $C_0 \in C_1$ sono rispettivamente il costo base e il costo reale;
- I_0 e I_1 sono rispettivamente l'indice dei costi riferito all'anno base e all'anno attuale. Nel caso in oggetto si è ricorso ai *Chemical Engineering Plant Cost Index* (CEPCI)³ del 2001 per il caso base e del 2017 per il caso reale.

$$I_{0,2001} = 394$$

 $I_{0,2017} = 567.5$

Di seguito a partire dalle equazioni sopra citate, si descrivono, componente per componente, i passaggi per la determinazione del costo di acquisto.

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Centrifugal and axial	Fluid Power [kW]	3762	2.2897	1.3604	-0.1027	450	3000

Compressore 1

³ Introdotto nel 1963, il *Chemical Engineering Plant Cost Index* (CEPCI) è uno strumento utilizzato nelle industrie di processo chimiche per adattare il costo di costruzione di un impianto da un periodo all'altro. Tale indice è una sintesi di differenti valori economici che tengono conto del costo dei componenti, del lavoro di costruzione, dell'edificio e dei costi ingegneristici e di supervisione. Esiste un valore CEPCI mensile, che mediato sui dodici mesi restituice un valore annuale. L'ultimo dato annuale calcolato è relativo al 2017, valore utilizzato nella valutazione del costo dei componenti. (39)

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{3762}{3000}\right)^{0.95} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 600 \ 197.98 = 1 \ 071 \ 881.64 \notin C_{p}^{0}$$

Il fattore correttivo dovuto alla pressione per i compressori è ${\cal F}_p=1.$

CS <350	,8
SS <1100	8
Ni Alloy <1300 1	5,8

Tabella 13 - Compressori: fattore correttivo del costo di acquisto dovuto al materiale.

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido di lavoro passante nel compressore è pari a 113.1 °C, il materiale costruttivo necessario è il Carbon Steal (CS) con un fattore correttivo di $F_m = 3.8$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

 $C_{bec} = C^0_{p,corretto} \cdot F_p \cdot F_m = 1 \ 071 \ 881.64 \cdot 1 \cdot 3.8 = \ 4 \ 073 \ 150 \ \varepsilon$

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Centrifugal and axial	Fluid Power [kW]	3019	2.2897	1.3604	-0.1027	450	3000

$$C_p^0 = 10^{(K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 \left(\log_{10}(A) \right)^2)} = 600 \ 197.98 \notin$$

Correzione per dimensione e indici CEPCI

 $C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$

$$C^{0}_{p,corretto} = \left(\frac{3019}{3000}\right)^{0.95} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 600\ 197.98 = 869\ 698.93 \notin 1000$$

La temperatura massima raggiunta nel componente compressore 2 è 232.7 °C; analogamente al componente precedente si ricava quindi il *Bare Erected Cost*:

$$C_{bec} = C_{p,corretto}^0 \cdot F_p \cdot F_m = 866 \ 571.50 \cdot 1 \cdot 3.8 = \ 3 \ 304 \ 856 \ \varepsilon$$

Turbina

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Axial gas	Fluid Power [kW]	14620	2.7051	1.4398	-0.1776	100	4000

$$C_p^0 = 10^{(K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 (\log_{10}(A))^2)} = 386 \ 380.38 \quad \textcircled{\text{e}}$$

Correzione per dimensione e indici CEPCI

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$
$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{14620}{4000}\right)^{0.65} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 386\ 380.38 = \ 1\ 292\ 294.55 \in$$

Il fattore correttivo dovuto alla pressione per le turbine è ${\cal F}_p=1.$

Materiale	Temperatura	F _m
CS	<350	3,4
SS	<1100	5,9
Ni Alloy	<1300	$11,\!6$

Tabella 14 - Turbine: fattore correttivo del costo di acquisto dovuto al materiale.

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore passante in turbina è pari a 826 °C, il materiale costruttivo necessario è lo Stainless Steal (SS) con un fattore correttivo è $F_m = 5.9$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

$$C_{bec} = C^0_{p,corretto} \cdot F_p \cdot F_m = 1 \ 292 \ 294.55 \cdot 1 \cdot 5.9 = -7 \ 624 \ 538 \ \varepsilon$$

Scambiatori di calore

Al fine di utilizzare la funzione del costo relativo agli scambiatori di calore, è stato necessario definirne le dimensioni in termini di area di scambio termico. Per far ciò si è ricorso alla seguente relazione riguardante gli scambiatori di calore:

$$\emptyset = U \cdot A \cdot \Delta T_{ml} \tag{36}$$

Dove:

- \emptyset è il flusso termico che attraversa lo scambiatore [kW];
- U è il coefficiente globale di scambio termico [kW/(m²K)];
- A è l'area di scambio termico tra i due fluidi in gioco;
- ΔT_{ml} è la differenza di temperatura media logaritmica [°C o K] tra una sezione 1 e una sezione 2 ed è così definita:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \tag{37}$$

Noto il flusso scambiato, si ricavano gli altri parametri per poter calcolare, tramite formula inversa, le dimensioni dello scambiatore in oggetto in termini di area. Per quanto riguarda i valori del coefficiente globale di scambio termico U si fa riferimento alla letteratura (32) (24) dove si trova uno studio di confronto di differenti tipologie di scambiatori in un impianto simile a quello analizzato a CO_2 supercritica. In particolare, per una prima analisi economica vengono utilizzati dei valori relativi a scambiatori di calore convenzionali con un coefficiente di scambio non particolarmente performante, che ne determina un'ampia superficie di scambio.

Per quanto riguarda la differenza di temperatura media logaritmica si fa riferimento ai caposaldi del ciclo ottenuti tramite modello al fine di ricavare per entrambe le sezioni dello scambiatore controcorrente dei salti di temperatura da inserire nell'eq. 37.

Componente	$\Delta T1$	$\Delta T2$	$\Delta \mathrm{Tml}$	Potenza [kW]	U [kW/m²K]	Area [m²]
Scambiatore Primario	29.40	10.00	17.99	27000	0.64	2 352
Recuperatore Alta T	32.70	5.00	14.75	61 005	0.64	$6\ 483$
Recuperatore Bassa T	6.10	5.00	5.53	15 733	0.55	$5\ 199$
Refrigeratore	15.00	56.83	31.40	$12 \ 380$	0.55	721

Tabella 15 - : Dati di input relativi al dimensionamento degli scambiatori di calore.

Per quanto riguarda il fattore correttivo di pressione relativo agli scambiatori, si fa riferimento alla seguente relazione:

$$F_p = 10^{(C_1 + C_2 \log_{10}(P) + C_3 (\log_{10}(P))^2)}$$
(38)

Poiché nel caso in analisi le pressioni da utilizzare sono fuori dall'intervallo di validità dell'eq. 38, i fattori di pressione assumono per gli scambiatori del sistema un fattore di pressione $F_p = 1$.

Il fattore correttivo riguardante il materiale, a seconda della temperatura massima raggiunta, viene determinato, per gli scambiatori, a seconda dei limiti riportati in Tabella 16.

Materiale	Temperatura	F_m
CS	<350	1
SS	<1100	2,4
Ni Alloy	<1300	$2,\!6$

Tabella 16 - Scambiatori di calore: fattore correttivo del costo di acquisto dovuto al materiale.

Infine, poiché nella determinazione del *Bare Erected Cost* nel caso di scambiatori di calore si utilizza l'eq. 32, si desumono dalla letteratura (30) i due fattori costanti B1 e B2 caratteristici del tipo di componente analizzato.

Componente	B1	B2
Scambiatore Primario	1.63	1.66
Recuperatore Alta T	1.63	1.66
Recuperatore Bassa T	1.63	1.66
Refrigeratore	0.96	1.21

Min

[kW]

10

Max

[kW]

1000

 $2 \ 352$

Scambiatore primario

Area [m2]

Flat Plate

4.6656

-0.1557

0.1547

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{2352}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 389\ 762.45 = 790\ 459.61\ \notin$$

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore passante nello scambiatore primario è pari a 826 °C, il materiale costruttivo necessario è lo Stainless Steal (SS) (Tabella 16), con un fattore correttivo di $F_m = 2.4$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

$$\begin{split} C_{bec} &= C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ &= 790~459.61 \cdot \left(1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 2.4\right) = 4~437~640 ~ \textcircled{6}$$

Recuperatore of	di	alta	tem	peratura
-----------------	----	------	-----	----------

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Flat Plate	Area [m2]	6483	4.6656	-0.1557	0.1974	10	1000

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{6483}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 163\ 719.35 = \ 498\ 044.40\ \notin$$

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore paspassante nel recuperatore ad alta temperatura è pari a 678.1°C, il materiale costruttivo necessario è lo *Stainless Steal* (SS)(Tabella 16), con un fattore correttivo di $F_m = 2.4$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

$$\begin{split} C_{bec} &= C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ &= 498~044.40 \cdot \left(1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 2.4\right) = ~2~796~021~ \textcircled{e}$$

Recuperatore di bassa temperatura

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Flat Plate	Area [m2]	5 199	4.6656	-0.1557	0.1974	10	1000

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{5199}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 163\ 719.35 = \ 455\ 987.82 \in$$

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore passante nel recuperatore di bassa temperatura è pari a 235 °C, il materiale costruttivo necessario è il *Carbon Steal* (CS) (Tabella 16), con un fattore correttivo di $F_m = 1$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

$$\begin{array}{l} C_{bec} = C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ = 455 \ 987.82 \cdot \left(1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 1\right) = \ 1 \ 500 \ 200 \ \end{array}$$

Refrigeratore

Poiché gli impianti di produzione a concentrazione solare sono spesso localizzati in regioni desertiche o comunque con una bassa disponibilità di acqua da utilizzare per il raffreddamento del fluido di lavoro, si predilige l'utilizzo di *dry-cooling*. Altri sistemi di raffreddamento infatti richiederebbero infatti una ingente quantità di acqua, un bene prezioso e non disponibile in molte regioni. Per queste ragioni si opta per l'utilizzo di un refrigeratore ad aria, più costoso e più soggetto alle condizioni climatiche esterne ma meno energivoro, andando così a migliorare l'efficienza del sistema (18).

Tipologia	Parametro	Dimensione [kW]	K1	K2	K3	Min [kW]	Max [kW]
Air Cooler	Area [m2]	721	4.0336	0.2341	0.0497	10	10000

$$C_n^0 = 10^{(K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 (\log_{10}(A))^2)} = 128\ 374.93 \in$$

Correzione per indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$
$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 128\ 374.93 = 184\ 905.51\ \notin$$

Poiché la temperatura massima raggiunta dal fluido termovettore passante nel refrigeratore è pari a 118 °C, il materiale costruttivo necessario è il Carbon Steal (CS) (Tabella 16), con un fattore correttivo pari a $F_m = 1$.

Per quanto riguarda il fattore correttivo per la pressione, essa ricade nell'intervallo di validità dell'eq. 38; ricavati dalla letteratura (30) i valori di C1 = -0.125, C2 = 0.15361 e C3 = -0.02861 per i refrigeratori si ottiene dal calcolo un valore di fattore di pressione $F_p = 1.15$.

Il Bare Erected Cost risultante con le dovute correzioni è:

$$\begin{split} C_{bec} &= C^0_{p,corretto} \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) \\ &= 184 \ 905.51 \cdot \left(0.96 + 1.21 \cdot 1.15 \cdot 1\right) = 435 \ 839 \ € \end{bmatrix} \end{split}$$

Componenti fittizi

Per quanto riguarda i nodi del ciclo, laddove si ha una separazione o un ricongiungimento della portata, e l'albero di trasmissione, si è scelto di considerare questi componenti come elementi fittizi e quindi non rilevanti al fine della valutazione del costo finale di investimento per l'impianto in oggetto.

4.2 Da BEC a TASC

Nel procedimento di determinazione del capitale da investire per la costruzione di un impianto di produzione di energia, il costo del singolo componente, definito in precedenza come *Bare Erected Cost*, è solo un primo livello. Ad esso si devono aggiungere una serie di spese che tengono in conto di tutti i fattori che entrano in gioco nella concreta realizzazione di un impianto come quello in oggetto.

I vari passaggi per la determinazione del costo di investimento vengono riassunti nei seguenti livelli secondo la metodologia definita dal *National Energy Technology Laboratory* (NETL) del *Department of Energy* degli Stati Uniti (DOE) (33):

- Bare Erected Cost (BEC): comprende il costo dei componenti del processo, delle strutture e infrastrutture di supporto necessarie e il costo del lavoro diretto e indiretto richiesto per la costruzione e installazione.
- Engineering, Procurement and Construction Cost (EPCC): comprende il costo BEC più una componente dovuta ai costi relativi ai servizi di progettazione, alle autorizzazioni e i permessi necessari e ai costi di gestione del progetto.
- *Total Plant Cost* (TPC): comprende l'EPCC più una quota dovuta alle spese di progetto e di processo.

- *Total Overnight Cost* (TOC): comprende il TPC più tutti gli altri costi *overnight*, ovvero che non tengono conto di escalation e interessi durante il periodo di costruzione.
- *Total As-Spent Capital* (TASC): comprende tutte le spese che sono state sostenute durante le fasi di progettazione e costruzione, includendo i fenomeni di escalation e interesse.

Per il calcolo vengono utilizzate le seguenti percentuali applicate al costo base, che ne incrementano il valore (34):

Costo	Percentuale
Engineering, Procurement and Construction (EPCC)	8% of BEC
Process contingencies (TPC)	5% of EPCC
Project contingencies (TPC)	15% of EPCC
Owner's cost (TOC)	$20{,}2\%$ of TPC
Total as spent capital (TASC)	11,4% of TOC

Tabella 17 - Percentuali applicate sui costi di investimento

Nella Tabella 18 vengono riportati i risultati ottenuti applicando le percentuali di incremento ai costi base, precedentemente determinati per ogni componente. Infine sommando i singoli costi TASC di ogni elemento è possibile ricavare il costo di investimento totale per il sistema, che nel caso in questione ammonta a 41 948 037 \in .

Componente	$\mathbf{C}_{\mathtt{BEC}}$	EPCC	TPC	TOC	TASC
Compressore 1	4 073 150 €	4 399 002 €	5 278 803 €	6 345 121 €	7 068 465 €
Compressore 2	3 304 856 €	3 569 244 €	4 283 093 €	5 148 278 €	5 735 182 €
Scambiatore Primario	4 437 640 €	4 792 651 €	5 751 182 €	6 912 920 €	7 700 993 €
Turbina	7 624 538 €	8 234 501 €	9 881 401 €	11 877 444 €	13 231 473 €
Recuperatore Alta T	2 796 021 €	3 019 703 €	3 623 644 €	4 355 620 €	4 852 160 €
Recuperatore Bassa T	1 500 200 €	1 620 216 €	1 944 259 €	2 336 999 €	2 603 417 €
Refrigeratore	435 839 €	470 706 €	564 848 €	678 947 €	756 347 €
					41 948 037 €

Tabella 18 -Risultati costi dal Bare Erccted Cost al Total As-Spent Capital cost

4.3 Rateizzazione del costo

Al fine di determinare il vettore dei costi dei componenti dell'impianto, è necessario un ulteriore passaggio di rateizzazione dell'importo totale TASC, ottenendo così il valore annuale dell'investimento su un definito orizzonte di vita dell'impianto. Per far ciò, si utilizza la seguente relazione tratta dalla matematica finanziaria:

$$x = y \cdot \frac{i \cdot (i+1)^n}{(i+1)^n - 1} \tag{39}$$

Dove:

- xè il costo rateizzato;
- y è il costo TASC di investimento per ogni singolo componente;
- *n* è il periodo di vita dell'impianto, considerato pari a 30 anni per il caso in oggetto;
- *i* è il tasso di interesse, che per l'analisi in questione è stato stimato pari al costo medio ponderato del capitale (*Weighted Average Cost of Capital, WACC*).

Applicando alcuni concetti di matematica finanziaria di base per la valutazione di investimenti in campo ingegneristico, è stato possibile ricavare il valore del tasso di interesse, come precedente spiegato, per la rateizzazione annua del costo dei componenti. Si ottiene il costo ponderato del capitale (WACC) dalla seguente relazione:

$$WACC = K_e * \frac{E}{E+D} + K_d * \frac{D}{E+D}$$
(40)

Dove:

- *E* è il valore di mercato complessivo del capitale proprio (*equity*);
- D è il debito complessivo (debt); nel caso in analisi si utilizzano i tipici valori finanziari relativi a medi/grandi impianti di 30% di equity e 70% di debt (33).
- K_e è il costo del capitale proprio (*cost of equity*);

• K_d è il costo del capitale di debito (*cost of debt*);

In particolare i valori del costo di capitale proprio e di debito si ricavano utilizzando una serie di fattori riguardanti il mercato finanziario, di seguito riportati:

$$K_e = R_f + \beta (R_m - R_f) \tag{41}$$

Dove:

- R_f è il rendimento lordo privo di rischi (*risk free*);
- R_m è il rendimento lordo del portafoglio di mercato (*market return*);
- β è la sensitività di un specifico tasso di interesse di investimento rispetto alle variazione del mercato.

$$K_d = IRS + spread \tag{42}$$

Dove:

- *IRS* è l'acronimo di *interest rate swap*;
- *spread* indica l'aumento del tasso di interesse dovuto alla capacità o meno di ritorno del capitale da parte dell'investitore.

Nella Tabella 19 si riportano i valori dei parametri utilizzati per la determinazione della rateizzazione annua del costo dei componenti, calcolati secondo le equazioni precedentemente descritte.

Parametri	Parametri Finanziari					
N	30					
В	1.00					
Rf	2.25					
Rm-Rf	6.00					
IRS	0.84					
spread	1.00					
Ke	8.25					
Kd	1.84					
E	0.30					
D	0.70					
WACC (i)	4%					

Tabella 19 - Riepilogo valori utilizzati nel calcolo finanziario di rateizzazione annua dell'investimento.

Noti così gli elementi necessari si riporta in Tabella 20, a partire dai costi TASC, la rateizzazione del costo per ogni componente e quella relativa all'impianto complessivo, utilizzando l'eq. 39.

Componente	TASC	Rata Annua
Compressore 1	7 068 465 €	397 089 €
Compressore 2	5 735 182 €	322 189 €
Scambiatore Primario	7 700 993 €	432 623 €
Turbina	13 231 473 €	743 312 €
Recuperatore Alta T	4 852 160 €	272 583 €
Recuperatore Bassa T	2 603 417 €	146 254 €
Refrigeratore	756 347 €	42 490 €
	41 948 037 €	2 356 540 €

Tabella 20 - Costo rateizzato su 30 anni dei componenti dell'impianto.

Nota la rateizzazione dell'investimento è necessario rapportare tale valore monetario all'effettivo utilizzo in tempo (s) dell'impianto in analisi. Ciascun costo dei componenti facente parte del vettore dei costi Z è definito come z ($\mathbb{E}/_s$):

$$z = \frac{Rata \ annua}{h_y \cdot 3600 \cdot AF} \tag{43}$$

Dove:

- h_y è il numero di ore totali annue pari a 8760h;
- 3600 $\frac{s}{h}$ è il valore di conversione di tempo da ore a secondi;
- *AF* è acronimo di *Availability Factor*, rappresenta il rapporto tra le ore di funzionamento dell'impianto rispetto alle ore totali annue; tale valore è stato considerato circa pari a 0.46, l'equivalente di 4000h annue di funzionamento.

	r0.02758	(Compressore 1)
	0.02237	Compressore 2	
	0.03004	Scambiatore Primario	
	0.05162	Turbina	
7 –	0.01893	Recuperatore Alta T	l
$\Sigma -$	0.01016	Recuperatore Bassa T	ſ
	0	Nodo 1	
	0	Nodo 2	
	0.00295	Refrigeratore	
	L 0]	<i>LAlbero di Trasmissione</i>	J

Il vettore dei costi Z è perciò definito come segue:

4.4 Vettore C_e

Come accennato in precedenza, al fine di poter eseguire il calcolo matriciale per ottenere i costi exergo-economici dei singoli flussi, si richiede di imporre opportune equazioni ausiliarie. Con questo intento possiamo utilizzare le stesse proposizioni definite per l'analisi exergetica, con l'accortezza però di stimare in maniera corretta il valore delle risorse esterne. In particolare, per quanto riguarda la regola di scrittura delle equazioni ausiliarie P1, in assenza di altre valutazioni note, il costo exergoeconomico di un flusso entrante nel volume di controllo è pari al suo prezzo.

Nel caso in oggetto abbiamo solamente un flusso in ingresso al sistema, che è stato descritto tramite equazione ausiliaria di tipo P1. Tale flusso è l'energia termica sotto forma di calore che viene utilizzata nello scambiatore primario per portare il fluido in condizioni di ingresso alla turbina. L'origine del flusso si deve ricercare nell'impianto che sta a monte del ciclo di potenza. Esso è infatti il flusso utile dell'impianto di generazione CSP e conseguente accumulo tramite Ca-Looping. Valutare il prezzo di questo flusso risulta quindi un'operazione non semplice poiché si dovrebbe effettuare una analisi di tipo exergo-economico di tutto l'impianto a partire dalla radiazione solare in ingresso fino al flusso in oggetto. Per semplificare l'analisi in corso si è deciso di stimare il costo di questo flusso basandosi sul prezzo medio di acquisto di energia elettrica per ore fuori punta. Si effettua tale scelta perché si ipotizza di associare a quel determinato flusso il costo che avrebbe l'energia, venduta come energia elettrica, se utilizzata direttamente invece di essere stoccata nell'accumulo. Si è scelto quindi di utilizzare il prezzo medio di acquisto di energia elettrica in fascia fuori punta poiché i periodi, su un lasso di tempo di 24h, in cui si utilizza l'energia prodotta per ricaricare l'accumulo, invece di essere consumata direttamente, sono lontani dai picchi di utilizzo e si collocano, in particolare, nelle ore di minimo consumo.

Analizzando il variare di tali prezzi durante gli ultimi 12 mesi si risale ad una media del prezzo di acquisto di energia elettrica in fascia fuori punta (off-peak) pari a 52.03 \in /MWh (35).



Figura 11 - Prezzo medio di acquisto di energia elettrica per fascia oraria fuori punta (35).

Noto il costo exergo-economico di tale flusso (\in /MWh) è necessario ricavare il costo su base annua per poterlo inserire nel calcolo matriciale. Si considera pertanto il consumo exergetico annuo del flusso E13 in ingresso allo scambiatore primario, pari a 19.99 MW, e le ore di funzionamento anannue dell'impianto, vale a dire 4000h. Si ottiene il costo unitario in ϵ /s del flusso in ingresso come segue:

$$c = 52.03 \frac{\text{€}}{MWh} \cdot 19.99 MW \cdot 4000 \frac{h}{y} \cdot \frac{1}{8760} \frac{y}{h} \cdot \frac{1}{3600} \frac{h}{s} = 0.1319 \frac{\text{€}}{s}$$

Poiché il flusso entrante nel volume di controllo attraverso lo scambiatore primario è l'unica risorsa esterna al volume di controllo del sistema, possiamo definire il vettore *Ce* come segue:

$$C_e = \begin{bmatrix} 0.1319 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad \left\{ \begin{matrix} P1-Scambiatore \ Primario \\ P2-Refrigeratore \end{matrix} \right\}$$

4.5 Risultati Calcolo Exergo-Economico

Noti i vettori Z e C_e , possiamo ora definire il vettore Z_e come segue:

Attraverso la formulazione inversa dell'equazione matriciale possiamo ricavare i costi exergo-economici dei flussi in gioco nel ciclo.

$$C = [A_c]^{-1} \cdot Z_e \tag{44}$$

$c = \frac{C_i}{E_i} \cdot 3600$						
C	[€/s]	c [[€/MWh]			
C1	5.28	c1	61.9224			
C2	4.90	$\mathbf{c2}$	61.9224			
C3	4.29	c3	61.9224			
C4	4.20	$\mathbf{c4}$	61.9224			
C5	3.00	c5	61.9224			
C6	3.00	c6	62.5431			
C7	1.20	c7	61.9224			
C8	3.11	c8	63.4848			
C9	3.21	c9	63.7475			
C10	1.28	c10	63.6958			
C11	4.49	c11	63.7365			
C12	5.12	c12	63.9616			
C13	0.13	c13	23.7588			
C14	0.30	c14	72.7798			
C15	0.14	c15	72.7798			
C16	0.08	c16	72.7798			
C17	0.06	c17	72.7798			
C18	0.00	c18	0.0000			

Inoltre a partire dai risultati ottenuti in \notin s i possono ricavare costi per unità di exergia (\notin /MWh) applicando a ciascun flusso la seguente relazione:

60

5. Analisi Termoeconomica del ciclo sCO2

L'obiettivo dell'analisi termoeconomica di un impianto è quello di ottenere un criterio su cui basarsi, per agire nell'intento di migliorare il ciclo analizzato dal punto di vista sia termodinamico, sia economico. Le azioni che possono essere effettuate consistono o nell'utilizzo di un componente più economico (andando però a diminuirne l'efficienza) o nell'utilizzo di un componente più efficiente (provocando allo stesso tempo un incremento del costo di investimento), o nella variazione dei parametri termodinamici di design, che possono avere conseguenze su tutta l'analisi successiva.

5.1 Calcolo di Fattori Termoeconomici

Al fine di determinare un intervento migliorativo, si necessita di fattori che possano descrivere il ciclo e fornire gli strumenti di valutazione dei componenti del sistema.

Definiti nel capitolo precedente i costi exergo-economici di ciascun flusso in analisi e nota la struttura produttiva del sistema, si calcola il costo exergo-economico unitario per le risorse (c_F) e i prodotti (c_P) di ogni singolo componente. Per far ciò, si osservano alcune semplici regole che stabiliscono a seconda del tipo di risorsa o prodotto quale relazione sia da utilizzare, come presentato nei seguenti casi:

- Risorsa o prodotto corrispondente al flusso fisico:

$$\begin{aligned} c_F &= c_i \\ c_P &= c_i \end{aligned}$$

- Risorsa definita come differenza di due flussi fisici:

$$c_F = c_1 = c_2$$

- Risorsa definita come somma di flussi fisici:

$$c_F = \frac{c_1\cdot E_1 + c_2\cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

- Prodotto definito come differenza di flussi fisici:

$$c_P = \frac{c_1\cdot E_1 - c_2\cdot E_2}{E_1 - E_2}$$

- Prodotto definito come somma di flussi fisici:

$$c_P = c_1 = c_2$$

Applicando tali regole alla struttura produttiva in questione si ottengono le seguenti relazioni per ciascun componente:

- Compressore 1:

$$c_{P} = \frac{c_{F} = c_{16}}{c_{8} \cdot E_{8} - c_{6} \cdot E_{6}}$$

- Compressore 2:

$$c_{P} = \frac{c_{F} = c_{17}}{c_{10} \cdot E_{10} - c_{7} \cdot E_{7}}$$
$$E_{10} - E_{7}$$

- Scambiatore primario:

$$c_{P} = \frac{c_{F} = c_{13}}{c_{1} \cdot E_{1} - c_{12} \cdot E_{12}} \\ E_{1} - E_{12}$$

- Turbina:

$$c_P = \frac{c_F = c_1 = c_2}{c_{14} \cdot E_{14} + c_{15} \cdot E_{15}}$$
$$E_{14} + E_{15}$$

- Recuperatore di alta temperatura:

$$c_P = \frac{c_F = c_2 = c_3}{\frac{c_{12} \cdot E_{12} - c_{11} \cdot E_{11}}{E_{12} - E_{11}}}$$

- Recuperatore di bassa temperatura:

$$c_F = c_3 = c_4 \\ c_P = \frac{c_9 \cdot E_9 - c_8 \cdot E_8}{E_9 - E_8}$$

- Nodo 1:

$$c_F = c_4$$
$$c_P = c_5 = c_7$$

- Nodo 2:

$$c_F = \frac{c_9 \cdot E_9 + c_{10} \cdot E_{10}}{E_9 + E_{10}}$$

$$c_P = c_{11}$$

- Refrigeratore:

$$c_F = c_5$$
$$c_P = c_6$$

- Albero di trasmissione:

$$c_F = c_{15} \\ c_P = c_{16} = c_{17}$$

In Tabella 21 si riportano i risultati ottenuti dal calcolo delle equazioni scritte precedentemente.

Componenti	$c_F \; [{\rm {\ensuremath{\in}}} / {\rm MWh}]$	$c_P \ [\epsilon/MWh]$
Compressore 1	72.78	112.67
Compressore 2	72.78	108.26
Scambiatore Primario	23.76	30.84
Turbina	61.92	72.78
Recuperatore Alta T	61.92	65.62
Recuperatore Bassa T	61.92	73.10
Nodo 1	61.92	61.92
Nodo 2	63.73	63.74
Refrigeratore	61.92	62.54
Albero di trasmissione	72.78	72.78

Tabella 21 - Costi exergo-economici di risorse (c_F) e prodotti (c_P) per ciascun componente del sistema

Noti i costi exergo-economici di risorse e prodotti per ciascun componente, ricorriamo all'utilizzo di due fattori che possano descrivere lo stato attuale del sistema dal punto di vista termoeconomico. I fattori in questione sono la differenza di costo relativa e il fattore exergo-economico (31).

La differenza di costo relativa (*relative cost difference*), r_i , per l'i-esimo componente si definisce come:

$$r_i = \frac{c_{P,i} - c_{F,i}}{c_{F,i}}$$

Questa variabile esprime l'incremento relativo del costo medio per unità di exergia tra risorsa e prodotto del componente in oggetto. La differenza di costo relativa è utile per la valutazione e l'ottimizzazione dei componenti del sistema.

Il fattore exergo-economico (*Exergoeconomic factor*) invece si definisce come il rapporto tra l'investimento (Z) di un certo componente per la somma dell'incremento del costo unitario associato all'exergia distrutta (C_D) e il costo di investimento (Z).

$$f_i = \frac{Z_i}{Z_i + c_{F,i} \cdot I_i} = \frac{Z_i}{Z_i + C_D}$$

Tale fattore esprime il rapporto che intercorre tra i contributi al costo totale non dipendenti da parametri exergetici rispetto all'aumento del costo totale. Un valore del fattore exergo-economico basso suggerisce che si può ottenere un miglioramento sotto forma di risparmio exergo-economico migliorando l'efficienza del componente e quindi riducendo l'exergia distrutta. Viceversa, un alto valore di fattore exergo-economico indica la necessità di intervenire diminuendo il costo di investimento del componente a spese dell'efficienza exergetica.

I valori più comuni per questo fattore dipendono dal tipo di componente considerato; tipicamente si hanno valori minori del 55% per quanto riguarda gli scambiatori di calore e tra il 35% e il 75% per compressori e turbine.

Nella Tabella 22 vengono riportati valori calcolati di differenza di costo relativa (r) e del fattore exergo-economico (f) per ciascun elemento dell'impianto in analisi.

Componenti	r [-]	Z [€/s]	I [MW]	$\rm Z{+}C_{D}[{\bf \in}/s]$	f [-]
Compressore 1	0.55	0.028	0.45	0.037	0.75
Compressore 2	0.49	0.022	0.25	0.027	0.82
Scambiatore Primario	0.30	0.030	1.08	0.037	0.81
Turbina	0.18	0.052	0.75	0.065	0.80
Recuperatore Alta T	0.06	0.019	0.96	0.035	0.53
Recuperatore Bassa T	0.18	0.010	0.30	0.015	0.66
Nodo 1	0	0	0	0	0
Nodo 2	0	0	0.01	0	0
Refrigeratore	0.01	0.003	1.56	0.030	0.10
Albero di trasmissione	0	0	0	0	0

Tabella 22 - Risultati per cascun componente: differenza di costo relativa, costo di investimento rateizzato, irreversibilità e fattore exergo-economico.

5.2 Valutazione dei Fattori Termoeconomici

Dall'analisi dei risultati exergo-economici ottenuti, mostrati graficamente nelle seguenti figure, è possibile notare il peso di ciascun componente rispetto al costo di investimento e di exergia distrutta.

A causa del suo elevato costo di investimento, la turbina possiede il valore di $Z+C_D$ maggiore. Questo indica un componente di un certo peso sulla totalità del sistema da un punto di vista termoeconomico. A seguire la turbina, per valori discendenti di $Z+C_D$, troviamo il compressore 1, lo scambiatore primario e il recuperatore di alta temperatura. Nei primi due componenti la quota parte dovuta al costo di investimento è percentualmente maggiore rispetto alla porzione dovuta all'exergia distrutta, cosa che invece è differente nel caso del recuperatore poiché le due quote sono pressoché simili. A causa della sua alta irreversibilità, il refrigeratore invece possiede una elevata parte di costo dovuta all'exergia distrutta piuttosto che al costo di investimento.

Per quanto riguarda la differenza di costo relativa i compressori sono gli elementi che presentano i valori di gran lunga più elevati rispetto agli altri elementi. Seguono i compressori gli scambiatori presenti nel sistema, in particolare lo scambiatore primario e il recuperatore di bassa temperatura. La turbina invece nonostante un elevato valore di $Z+C_{\rm D}$, presenta una bassa differenza di costo relativa. Tale fattore ha una sua utilità nella definizione di miglioramento del sistema soprattutto nel caso di passaggi iterativi nel tentativo di trovare una ottimizzazione dei costi; infatti invece di tentare di minimizzare singolarmente il costo per unità di exergia dei prodotti, nel caso in cui il costo exergetico delle risorse vari da una iterazione all'altra, allora l'obiettivo non è ottimizzare singolarmente o i prodotti o le risorse, ma considerarne la relazione, minimizzando proprio la differenza di costo relativa. Il fattore exergo-economico calcolato per ciascun componente ci fornisce una indicazione su quale sia l'intervento migliore da eseguire al fine di migliorarne il design. I valori di esempio suggeriti per determinati tipi di componenti non vengono rispettati; nel complesso infatti il fattore exergo-economico tende ad avere valori più vicini all'unità, che presuppongono un intervento migliorativo dal punto di vista economico più che exergetico. In particolare, compressori e turbine eccedono non esageratamente il range suggerito (0.35-0.75) mentre lo scambiatore primario e il recuperatore di bassa temperatura sforano in maniera più evidente (0.55).



$$\blacksquare$$
 Z [€/s] \blacksquare CD [€/s]

66



Figura 12 - Denominatore del fattore exergo-economico $(Z+C_D)$.

Figura 13 - Differenza di costo relativa per ciascun componente.



Figura 14 - Fattore exergo-economico.

Un ulteriore valore da considerare nell'analisi economica di un impianto, consiste nel costo a cui dovrebbe essere venduta l'energia elettrica prodotta per poter ripagare l'investimento iniziale durante gli anni di vita del sistema in questione. Scelto un orizzonte temporale di 30 anni, su cui era stato rateizzato il costo di acquisto dei componenti, e noto sia il costo di investimento iniziale, sia la potenza utile prodotta dalla turbina, è possibile effettuare tale valutazione. Coerentemente con quanto scelto nell'analisi dei costi dei componenti, si considera una quantità di ore di funzionamento dell'impianto, e quindi di produzione di energia, pari a 4000 ore annue (fattore di disponibilità pari a 0.46). Con la seguente relazione si calcola quindi il costo del flusso utile uscente:

$$C_{ee} = \frac{I_A}{W_{t,UTILE} \cdot 4000h} = \frac{2\ 356\ 539.70\ \ \ }{14.62\ MW \cdot 4000h} = 40.30\ \ \frac{\ \ \ }{MWh}$$

Dove:

- C_{ee} è il prezzo minimo a cui si dovrebbe vendere l'energia prodotta al fine di rientrare in 30 anni nell'investimento effettuato.
- $W_{t,UTILE}$ è la potenza utile tramessa all'albero e diretta verso il generatore.
- I_A è l'investimento totale dell'impianto (TASC) rateizzato su 30 anni.

Confrontato tale valore con il prezzo di vendita dell'energia elettrica del mercato energetico in cui si ha intenzione di inserire l'impianto di produzione, si ha una indicazione sulla fattibilità economica dell'investimento.

Nell'ottica di un miglioramento del sistema da un punto di vista exergoeconomico, l'analisi dei fattori termoeconomici permette di identificare quali possano essere le strategie da attuare. Essi infatti ci forniscono informazioni riguardo a quali possano essere i componenti più rilevanti, la cui variazione comporterebbe effetti importanti sull'intero impianto, e in che ambito, exergetico o economico, sia meglio intervenire. Noto il componente e l'area in cui agire, si ricercano quali parametri di design influenzino tali risultati. Una volta stabilite le variabili si attua una analisi di sensitività per valutare le conseguenze sui risultati finali della modificazione dello specifico dato di input. Così facendo si delineano degli scenari da cui è possibile dedurre, a seconda dell'obiettivo che si vuole ottenere, le soluzioni miglioramento.

6. Possibili Interventi Migliorativi

Lo scopo degli scenari proposti in questo capitolo non è quello di migliorare il sistema da un punto di vista strettamente termodinamico ma scendere a compromessi con le prestazioni termodinamiche del ciclo con l'obiettivo di minimizzare i costi sia di investimento sia exergetici. A partire dai risultati termoeconomici ottenuti dall'analisi del ciclo base è possibile identificare alcuni casi di miglioramento. In particolare i tre scenari studiati vedono la variazione del tipo di scambiatori, del rapporto di compressione e della temperatura massima del ciclo.

6.1 Scenario 1: Scambiatori di Calore Compatti

Noti in letteratura come scambiatori di calore compatti, il primo scenario di miglioramento prevede la sostituzione degli scambiatori presenti con componenti più efficaci dal punto di vista dello scambio termico. Gli scambiatori compatti costituiscono una nuova frontiera nello sviluppo di elementi in grado di sostenere scambio termico ad alte temperature, elevate pressioni e superfici e volumi contenuti (36). Tali dispositivi hanno una eccezionale densità di area poiché utilizzano diametri estremamente ridotti per i canali di passaggio del fluido (37). Ci sono varie tipologie di scambiatori compatti tra i quali i *printed circuit heat exchangers* (PCHEs) e i *microtube shell-and-tube exchangers* (MSTEs), due promettenti soluzioni disponibili sul mercato per lo scambio termico ad elevata efficienza (32). L'utilizzo di canali per il passaggio di fluido di diametro via via inferiore produce però perdite di carico elevate; infatti per ottenere valori sempre maggiori del coefficiente di scambio termico si incorre in salti di pressione crescenti (38).

L'utilizzo di scambiatori compatti influisce nella analisi economica per quanto riguarda la valutazione del costo dei componenti. Poiché, come si evince dall'analisi precedente, sia il fattore exergo-economico, sia i valori di $Z+C_D$, relativi allo scambiatore primario e ai recuperatori, sono elevati rispetto alla media degli altri componenti, un intervento su questi elementi può giovare all'intero sistema. Con un aumento notevole nell'efficienza di trasmissione del calore, i valori del coefficiente globale di scambio termico utilizzati in precedenza non sono più coerenti poiché nettamente inferiori al nuovo caso in analisi. I nuovi valori utilizzati, relativi agli scambiatori compatti riportati in Tabella 23, vedono un coefficiente globale di scambio termico che può raggiungere il valore di circa 1440 W/(m²K) per i PCHEs e superiore ai 2000 W/(m²K) per i MSTEs (32). L'uso di tali coefficienti comporta un ricalcolo delle aree di scambio; data la proporzionalità inversa tra U e la superficie di scambio, le dimensioni degli scambiatori si dimezzano comportando un notevole risparmio in termini di costi. I capisaldi termodinamici del ciclo vengono considerati invariati; poiché infatti si è scelto di utilizzare un coefficiente globale di scambio non estremamente alto, si trascura l'incremento delle perdite di carico, non aumentando la caduta di pressione già considerata in precedenza.

Componente	$\Delta T1$	$\Delta T2$	$\Delta \mathrm{Tml}$	Potenza [kW]	U [kW/m²K]	${f Area}\ [m^2]$
Scambiatore Primario	29.40	10.00	17.99	27000	1.44	1 044
Recuperatore Alta T	32.70	5.00	14.75	61 005	1.44	2876
Recuperatore Bassa T	6.10	5.00	5.53	15 733	1.44	$1 \ 978$

Tabella 23 - Costo dei componenti: dati di input relativi al dimensionamento degli scambiatori di calore compatti.

Di seguito si esegue nuovamente il calcolo del costo di investimento dello scambiatore primario e dei recuperatori, considerando come parametro dimensionale l'area ricavata dall'utilizzo di scambiatori compatti.

Scambiatore Primario

Definizione del costo base:

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{1044}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 389\ 762.45 = 571\ 089.79 \notin$$

Definizione del Bare Erected Cost:

$$\begin{split} C_{bec} &= C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ &= 571\ 089.79 \cdot (1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 2.4) = \ 3\ 206\ 098 \ \textcircled{e}$$

Recuperatore di alta temperatura

Definizione del costo base:

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$
$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{2876}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 163\ 719.35 = 359\ 826.20\ \notin$$

Definizione del Bare Erected Cost:

$$\begin{split} C_{bec} &= C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ &= 359\ 826.20 \cdot \left(1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 2.4\right) = -2\ 020\ 064\ \end{split}$$

Recuperatore di bassa temperatura

Definizione del costo base:

$$C_p^0 = 10^{(K_1+K_2 \log_{10}(A)+K_3 \left(\log_{10}(A)\right)^2)} = 163\ 719.35\ {\rm fm}$$

Correzione per dimensione e indici CEPCI:

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{S_{1}}{S_{0}}\right)^{n} \cdot \left(\frac{I_{1}}{I_{0}}\right) \cdot C_{p}^{0}$$

$$C_{p,corretto}^{0} = \left(\frac{1978}{1000}\right)^{0.4} \cdot \left(\frac{567.5}{394}\right) \cdot 163\ 719.35 = 309\ 773.76 \notin$$

Definizione del Bare Erected Cost:

$$\begin{split} C_{bec} &= C_{p,corretto}^0 \cdot \left(B_1 + B_2 \cdot F_p \cdot F_m\right) = \\ &= 309~773.76 \cdot \left(1.63 + 1.66 \cdot 1 \cdot 1\right) = ~1~019~156~ \pounds \end{split}$$

Componente	C _{BEC} [€]	EPCC [€]	TPC [€]	TOC [€]	TASC [€]	\mathbf{Rata}
						Annua [€]
Compressore 1	$4\ 073\ 150$	$4 \ 399 \ 002$	$5\ 278\ 803$	$6 \ 345 \ 121$	$7\ 068\ 465$	$397 \ 089$
Compressore 2	$3 \ 304 \ 856$	$3\ 569\ 244$	$4\ 283\ 093$	$5\ 148\ 278$	$5\ 735\ 182$	$322\ 189$
Scambiatore Primario	$3\ 206\ 098$	$3\ 462\ 586$	$4\ 155\ 103$	$4 \ 994 \ 434$	$5\ 563\ 799$	312 561
Turbina	$7\ 624\ 538$	$8\ 234\ 501$	$9\ 881\ 401$	$11\ 877\ 444$	$13\ 231\ 473$	$743 \ 312$
Recuperatore Alta T	$2\ 020\ 064$	$2\ 181\ 669$	$2\ 618\ 003$	$3\ 146\ 840$	$3 \ 505 \ 580$	$196 \ 935$
Recuperatore Bassa T	$1\ 019\ 156$	$1\ 100\ 688$	$1 \ 320 \ 826$	$1\ 587\ 633$	$1\ 768\ 623$	99 357
Refrigeratore	435 839	470 706	564 848	678 947	$756 \ 347$	42 490

Tabella 24 - Scenario 1: Risultati costi dal Bare Erccted Cost al Total As-Spent Capital cost e rateizzazione del costo.
L'investimento iniziale (TASC) necessario per questo scenario è pari a $37.629.468,00 \notin$ con una diminuzione rispetto al caso base del 10%. L'importo rateizzato considerando i dati finanziari della Tabella 19 ammonta a $2.113.933 \notin$. In Figura 15 è possibile apprezzare visivamente la riduzione di costo dovuta ai soli scambiatori presenti nel ciclo.



Figura 15 - - Costo di investimento (TASC) per ciascun componente.

Per completare l'analisi exergo-economica si ricavano i nuovi valori di Z e C_e in modo da poter definire il vettore Z_e , come già eseguito nei capitoli 4.3 e 4.4.

Risultati Scenario 1

Noti i costi exergo-economici di ciascun flusso, analogamente a quanto fatto nel capitolo 5.1, si procede con il calcolo dei fattori termoeconomici al fine di valutare l'impatto provocato sul sistema dalla sostituzione degli scambiatori.

In Tabella 25 vengono riportati i risultati ottenuti per ciascun componente riguardanti i costi exergoe-conomici di risorse e prodotti, la differenza di costo relativa, il costo di investimento rateizzato, l'exergia distrutta e il fattore exergo-economico.

Componente	c _F [€/MWh]	c _P [€/MWh]	r [-]	Z [€/s]	I [MW]	$Z+C_D$ [\in /s]	f [-]
Compressore 1	68.63	107.96	0.57	0.028	0.45	0.036	0.76
Compressore 2	68.63	103.74	0.51	0.022	0.25	0.027	0.83
Scambiatore Primario	23.76	29.25	0.23	0.022	1.08	0.029	0.75
Turbina	57.91	68.63	0.19	0.052	0.75	0.064	0.81
Recuperatore Alta T	57.91	60.95	0.05	0.014	0.96	0.029	0.47
Recuperatore Bassa T	57.91	66.48	0.15	0.007	0.30	0.012	0.59
Nodo 1	57.91	57.91	0.00	0	0.00	0.000	0.00
Nodo 2	59.63	59.64	0.00	0	0.01	0.000	0.00
Refrigeratore	57.91	58.50	0.01	0.003	1.56	0.028	0.11
Albero di trasmissione	68.63	68.63	0.00	0	0.00	0.000	0.00

Tabella 25 - Risultati termoeconomici relativi allo scenario 1 (scambiatori di calore compatti).

Poiché i valori relativi all'irreversibilità rimangono invariati, avendo considerato le stesse condizioni termodinamiche del ciclo base, le variazioni su tali indicatori avvengono solamente a causa della diminuzione dei costi di investimento.

I costi associati alle risorse e ai prodotti per gli elementi dell'impianto, esclusi gli scambiatori, subiscono tutti una stessa diminuzione percentuale che avviene in maniera sensibilmente più accentuata nel caso delle risorse. Poiché la differenza di costo relativa tiene conto della variazione tra risorse e prodotti, avendo un'entità di diminuzione differente, anche la differenza di costo relativa si modifica, aumentando di qualche punto percentuale. Scambiatore primario e recuperatori invece, agendo sul costo di acquisto, ottengono una diminuzione dei costi dei prodotti maggiore rispetto a quella delle risorse; tale fenomeno provoca un calo della differenza di costo relativa.

Dal grafico in Figura 17 si evince come la diminuzione del costo di acquisto degli scambiatori abbia effetti positivi per tutti gli elementi del sistema. Più evidente è la diminuzione sugli scambiatori, suggerendo come l'intervento abbia portato gli scambiatori a non essere più in primo piano come lo sono ancora turbina e compressori.



Figura 16 - Scenario 1: differenza di costo relativa.



Figura 17 - Scenario 1: denominatore del fattore exergo-economico $Z+C_D$.

Per quanto riguarda il fattore exergo-economico, i risultati ottenuti non modificano le quantità precedenti al punto da rietrare all'interno dei valori tipici per ogni componente. La tendenza però di variazione dei fattori è nella giusta direzione, volta a limitare questo gap di errore rispetto alla norma.



Figura 18 - Scenario 1: fattore exergo-economico.

Un ultimo parametro che varia nell'analisi in oggetto è il costo a cui dovrebbe essere venduta l'energia per poter rientrare nell'investimento nel tempo di vita dell'impianto; minore è il suo valore, minore sarà il tempo di ritorno dell'investimento e maggiore sarà il profitto. In questo caso, agendo sul costo di investimento, ne risulta una diminuzione anche di tale costo, che da un valore base di 40.30 \in /MWh si riduce del 10% circa.

$$C_{ee} = \frac{I_A}{W_{t,UTILE} \cdot 4000h} = \frac{2\ 113\ 933\ \pounds}{14.62\ MW \cdot 4000h} = 36.15\ \frac{\pounds}{MWh}$$

Poiché i risultati dello scenario 1 sono risultati positivi rispetto all'obiettivo di miglioramento del ciclo, gli scenari successivi verranno analizzati a partire non più dal caso base, ma dai parametri ottenuti dall'uso di scambiatori compatti.

6.2 Scenario 2: Variazione di β

Dall'analisi dei risultati dello scenario 1 emerge come i componenti su cui concentrare l'attenzione con l'obiettivo di miglioramento del ciclo sono la turbina e il compressore 1; infatti, come si può notare dal grafico in Figura 17, i dati mostrano valori di $Z+C_D$ elevati per questi componenti. In particolare in questo scenario si sceglie di agire sull'elemento compressore 1, il quale presenta anche un elevato valore di differenza di costo relativa rispetto alla media degli altri componenti. Poiché, come osservato in Figura 18, il fattore exergo-economico relativo all'elemento risulta avere valori vicino all'unità, sarà necessario agire sul costo di investimento piuttosto che sull'efficienza termodinamica.

Con questi presupposti si è indagato su quale potesse essere il parametro su cui agire al fine di alterarne la quota di investimento. Nell'analisi dei costi dei componenti, il fattore dimensionale per il compressore è la potenza meccanica in ingresso, definita come la potenza necessaria a portare il fluido dalle condizioni di ingresso alla pressione massima del ciclo. Le condizioni in ingresso (P₅ e T₅) sono parametri di design che devono rimanere inalterati, al fine di identificare il punto del ciclo di minima pressione e temperatura; il valore assegnato è, infatti, prossimo al punto critico con lo scopo di poter sfruttare le condizioni favorevoli del fluido in questa fase. Il fattore termodinamico che stabilisce quindi il livello di compressione da raggiungere è la pressione finale, di uscita dal componente; tale valore è identificato nel modello in analisi come il rapporto di compressione β che mette in relazione le pressioni di ingresso e uscita dal compressore.

Definito β come parametro di design su cui agire al fine di migliorare il ciclo da un punto di vista termoeconomico, si esegue il modello e la relativa analisi exergo-economica per differenti valori che variano in un range da $\beta = 2.0$ a $\beta = 3.4$.

Risultati Scenario 2

La variazione del rapporto di compressione ha ripercussioni non solo sui compressori, poiché variando la pressione massima del ciclo si incide su tutti i componenti del sistema; in particolare, la turbina, a parità di temperatura in ingresso, avrà una espansione su livelli di pressione differenti, mentre gli scambiatori avranno potenze trasmesse ripartite in maniera differente tra recuperatori e scambiatore primario.

L'obiettivo dell'analisi è verificare se esiste un particolare comportamento dei risultati termodinamici e economici del ciclo al variare di β . I grafici riportati di seguito mostrano l'andamento del costo di investimento, dell'exergia distrutta e del rendimento termodinamico nelle varie simulazioni eseguite.

Si osserva che all'aumentare del rapporto di compressione, avendo fissato la pressione minima del ciclo, aumenta conseguentemente il livello massimo. Questo comporta salti sia di compressione sia di espansione maggiori, con potenze in gioco sempre più elevate. Essendo potenze e aree di scambio i valori di input nell'analisi dei costi dei componenti, risulta crescente, quasi linearmente per β non elevati, il trend del costo totale di investimento (TASC). L'andamento subisce una variazione di pendenza per valori di pressione massima elevati, che provocano un aumento dei costi di investimento più rapido per piccole variazioni di β . La tendenza mostrata dal rendimento termodinamico in Figura 20, invece, indica come per alti valori di β , l'aumento del rendimento termodinamico, con un comportamento asintotico, subisca un brusco rallentamento. Ancora differente è l'andamento dell'exergia distrutta; i valori riportati nel grafico in Figura 21 mostrano un comportamento quasi iperbolico per cui si ha un calo deciso delle irreversibilità del sistema per valori di β contenuti, per poi arrestare la velocità di diminuzione per β maggiori, verso un valore minimo non superabile.



Figura 19 - Andamento dell'investimento iniziale (TASC) rispetto alla variazione del rapporto di compressione $\beta.$



Figura 20 - Andamento del rendimento termodinamico del ciclo rispetto alla variazione del rapporto di compressione $\beta.$



Figura 21 - Andamento dell'exergia distrutta, o irreversibilità del sistema, rispetto alla variazione del rapporto di compressione β .

Con una analisi più approfondita di questi fattori è possibile notare, come mostrato in Figura 22, il modo in cui, al variare del rapporto di compressione, l'andamento del costo totale di investimento rispetto al rendimento termodinamico del ciclo abbia, per bassi valori di β , una crescita lenta; ciò indica che ad ampie variazioni di rendimento corrispondono limitati aumenti di costo, mentre per alti valori di β esattamente l'opposto. Si ha infatti un notevole incremento del costo per piccole variazioni di rendimento.

Analogamente al caso appena analizzato, l'andamento del costo di vendita dell'energia utile, al fine di rientrare nell'investimento, presenta le stesse peculiarità. Per valori di β contenuti l'andamento del costo tende ad un valore minimo con una crescita minima, tanto che il grafico tende ad avere un comportamento piatto. Come nel caso precedente per β maggiori, la pendenza aumenta decisamente fino ad ottenere un incremento elevato dei costi per minime variazioni di rendimento.

Entrambi gli andamenti presentano un ginocchio più o meno evidente, punto che corrisponde ad un giusto compromesso sia in termini di efficienza sia in termini economici. Il punto di ginocchio si attesta alla fine del tratto piatto del grafico, dopo il quale l'incremento di costo avviene rapidamente. Il valore di rapporto di compressione che coincide con tale punto è $\beta = 2.6$.



Figura 22 - Andamento dell'investimento iniziale (TASC) rispetto al rendimento del ciclo al variare del rapporto di compressioone β .



Figura 23 - Andamento del costo di vendita dell'energia in uscita per poter rientrare nell'investimento, rispetto al rendimento del ciclo al variare del rapporto di compressione β .

Utilizzando un rapporto di compressione più basso rispetto al caso base otteniamo come risultati della configurazione scelta un costo di investimento minore di circa il 6%, pari a 35 541 719 \in a discapito di una riduzione dell'1% circa del rendimento del ciclo che si attesta a 0.535. Anche la somma delle irreversibilità dei componenti subisce un aumento, la cui variazione però non supera il 3%. Quanto ottenuto indica come i parametri

scelti portino maggior beneficio economico, tanto da giustificarne l'applicazione.

Analizzando i fattori termoeconomici risultanti dello scenario 2, si può notare come, avendo peggiorato, se pur in maniera accettabile, rendimento e irreversibilità, la differenza di costo relativa tenda ad aumentare per la maggior parte dei componenti; tale aumento è però contenuto senza eccessivi cambiamenti. Avendo però variazione maggiore sul costo di acquisto, i valori di $Z+C_D$ subiscono una generale diminuzione così come il fattore exergo-economico. L'aver agito su un parametro di design relativo al compressore non ha avuto ripercussioni solo sul singolo componente; poiché la pressione massima di funzionamento del ciclo ha una influenza su tutti gli elementi del sistema, questo scenario vede tutti i valori risultanti modificati rispetto al caso precedente.



Figura 24 - Scenario 2: differenza di costo relativa.



Figura 25 - Scenario 2: denominatore del fattore exergo-economico Z+C_D



Figura 26 - Scenario 2: fattore exergo-economico.

6.3 Scenario 3: Variazione di T_{max}

Un ulteriore elemento su cui agire, come già precisato in precedenza, è la turbina; come si evince dai fattori termoeconomici, infatti, tale componente ha un certo peso sia exergetico sia economico nel sistema in analisi.

Analogamente a quanto effettuato per il compressore nello scenario 2, si ricerca quale possa essere il parametro più appropriato da variare al fine di limitare la quota di costo di investimento. Poiché nel calcolo dei costi di acquisto del componente, il fattore di input per la turbina è la potenza trasmessa all'albero dovuta all'espansione del fluido, al fine di variarne il costo è necessario indagare quali parametri influenzino la trasformazione di espansione. I parametri di design che ne caratterizzano il comportamento sono la pressione di ingresso e di uscita, definite dal rapporto di compressione, e la temperatura di ingresso turbina. Siccome il parametro β è già stato analizzato nello scenario 2, il parametro da variare per lo scenario in oggetto è la temperatura di ingresso turbina. Dal momento che tale temperatura rappresenta il livello massimo raggiungibile nel ciclo in analisi, variarne il valore significa alterare il limite superiore dell'intervallo di temperatura su cui il ciclo lavora, con conseguenze anche su altri componenti, quali i recuperatori e lo scambiatore primario.

Definito il parametro di design che si decide di variare (T_{MAX}), si esegue il modello e si effettua la relativa analisi exergo-economica al fine di valutarne le ripercussioni in termini di rendimento, exergia distrutta e costo di investimento. Il gap scelto per la variazione della temperatura massima va da $T_{MAX} = 780 \ ^{\circ}C$ a $T_{MAX} = 826 \ ^{\circ}C$. La scelta del limite superiore dipende dal software utilizzato per l'esecuzione del modello; le librerie di EES, riguardanti il disossido di carbonio come fluido reale, non possono elaborare dati con temperatura superiore ai 1100 K (826.85 \ ^{\circ}C). A causa di questo limite non è stato possibile investigare il comportamento per valori superiori.

84

Risultati Scenario 3

Al variare della temperatura di ingresso turbina e mantenendo costanti gli altri parametri di design del fluido da espandere, si ottengono pressoché identici salti di temperatura tra ingresso e uscita ma ad un livello entalpico differente. Avendo a disposizione in uscita dalla turbina un fluido con un livello entalpico ancora elevato si hanno variazioni non solo a livello di turbina ma anche di scambiatori poiché si altera la quota di calore da dover recuperare e acquisire dall'esterno per ottenere la temperatura massima desiderata.

Dai risultati ottenuti nelle diverse simulazioni svolte si è cercato, analogamente a quanto eseguito nello scenario 2, di estrapolare gli andamenti del costo di investimento, del rendimento termodinamico e dell'exergia distrutta in modo da avere un riscontro rispettivamente economico, termodinamico e exergetico.

Analizzando l'andamento del costo al variare della temperatura massima del ciclo, si osserva come esso rimanga all'incirca costante o comunque privo di un'apprezzabile alterazione; questo trend indica come la temperatura di ingresso turbina sia ininfluente per quanto riguarda la stima del calcolo dei costi di acquisto; la variazione percentuale a cui è stata soggetta la temperatura è infatti pari al 6%, mentre il costo di investimento soltanto lo 0.4%



Figura 27 - Andamento del costo di investimento del sistema (TASC) al variare della temperatura massima del ciclo.

All'aumentare della temperatura massima del ciclo, la potenza di espansione prodotta, seppur in maniera non eccessiva, aumenta; avendo imposto come parametro di design, la potenza in ingresso allo scambiatore primario, ciò influenza positivamente l'aumento del rendimento del ciclo. L'andamento è pressoché linearmente crescente, con una variazione del 3% a fronte di un intervallo di temperature da 780 °C a 826 °C.



Figura 28 - Andamento del rendimento termodinamico del sistema al variare della temperatura massima del ciclo.

Per quanto riguarda l'exergia distrutta invece, si assiste ad un deciso decremento nei valori di irreversibilità del sistema dovuto principalmente alla riduzione nello scambiatore primario e nella turbina. Con una variazione dell' 8.4% sull'intervallo di temperature scelto, l'irreversibilità del sistema presenta un trend linearmente decrescente, come mostrato in Figura 29.

Il costo unitario di vendita dell'energia in uscita, nonostante una quasi nulla variazione del costo di investimento, subisce un decremento per temperature di ingresso turbina crescenti. Questo perché come detto in precedenza la potenza prodotta in turbina aumenta e a parità di costo di investimento, il costo unitario diminuisce. Tale variazione si attesta al 3.6% circa.



Figura 29 - Andamento dell'exergia distrutta nel sistema al variare della temperatura massima del ciclo.



Figura 30 - Andamento del costo di vendita dell'energia in uscita per poter rientrare nell'investimento, rispetto alla variazione di temperatura massima del ciclo.

Dall'analisi dei risultati ottenuti risulta evidente come l'utilizzo di alte temperature possa giovare al sistema sia in termini termodinamici sia exergetici non avendo ripercussioni sull'aspetto economico. Tale conclusione però non tiene in considerazione una serie di problematiche in cui si incorrerebbe nell'utilizzare temperature maggiori. In particolare, l'utilizzo di temperature eccessivamente alte (maggiori di 1100 K) comporterebbe l'impiego di materiali con prestazioni adatte a sopportare il livello di stress termico, con ripercussioni sul costo di investimento e sulla durata dei componenti. Inoltre per rendere disponibile allo scambiatore primario una temperatura così elevata, è necessario che il calore fornitogli dal sistema CSPaccumulo sia ad un livello termico adatto; pertanto una scelta di questo genere comporta variazioni non solo a livello di ciclo di potenza ma anche all'impianto di produzione a monte, che andrebbero analizzate più nel dettaglio. Nel caso in oggetto, per una limitazione del software, non è stato possibile simulare il modello con temperature superiori a 826 °C.

Lo scenario 3 mostra come, all'interno dell'intervallo di temperature scelto, la temperatura di design di ingresso turbina impostata inizialmente a 826°C sia un'ottima soluzione; con temperature minori infatti non si avrebbero apprezzabili benefici a livello economico ma solamente un peggioramento dell'efficienza termodinamica e exergetica. Anche il prezzo di vendita dell'energia utile, al fine di recuperare l'investimento iniziale in 30 anni, diminuisce, rendendo più appetibile tale soluzione. Tali risultati inoltre giustificano in parte la continua ricerca di produzione di potenza elettrica con cicli a temperature sempre maggiori (11).

7. Conclusioni

L'integrazione di sistemi di accumulo termochimico in impianti a concentrazione solare sarà, nel prossimo futuro, una valida alternativa a basso costo al fine di ottenere stabilità e affidabilità per la rete. Oggi gli studi si concentrano su quale possa essere la configurazione d'impianto migliore al fine di ottenere rendimenti elevati e bassi costi di investimento e manutenzione.

La scelta della tipologia di ciclo di potenza, diretto o indiretto da associare all'accumulo TCES per produrre nella maniera più efficiente energia elettrica, è uno dei punti chiave nello sviluppo di questa tecnologia.

Il ciclo Brayton indiretto, che utilizza CO_2 supercritica come fluido di lavoro, è ancora ad una fase iniziale del suo sviluppo ma già si prefigura come un elemento chiave per applicazioni di questo genere. Questa promettente tecnologia raggiunge infatti efficienze termodinamiche elevate, maggiori rispetto ad altri cicli di potenza, con temperature di funzionamento non eccessive. Sfruttando le proprietà del fluido supercritico, sempre al di sopra di 30.88 °C e 73.77 bar, si traggono vantaggi in termini di lavoro di compressione, di ingombro dell'impianto e di utilizzo di temperature elevate.

Il presente elaborato analizza i componenti di un impianto a ciclo Brayton a ricompressione a sCO_2 non solamente da un punto di vista termodinamico, ma anche exergetico ed economico. Inizialmente vengono stabiliti dei parametri di input derivanti da un ipotetico sistema TCES per la modellizzazione dell'impianto, che vedono un calore in ingresso allo scambiatore primario ad alta temperatura (1100 K).

L'analisi exergetica mostra come nel refrigeratore si ottengano i valori maggiori di exergia distrutta. Attraverso una valutazione economica, invece, con l'utilizzo di appropriate *cost functions*, si stimano i costi di acquisto di ciascun componente determinando un costo totale di investimento. Inoltre, attraverso una analisi exergo-economica si valutano i costi exergoeconomici di ciascun flusso in gioco nel sistema. Partendo da questi risultati si è indagato sui possibili interventi da eseguire sul sistema attraverso l'utilizzo di fattori termoeconomici.

I risultati hanno mostrato come il fattore che più influenza il costo exergo-economico di ciascun componente, sia il costo di investimento. Pertanto, al fine di migliorare il ciclo da un punto di vista economico, sono stati identificati turbina, compressori e scambiatori quali componenti più adatti su cui intervenire attraverso lo studio di tre scenari differenti.

Si è innanzitutto scelto di sostituire gli scambiatori presenti con elementi più performanti come gli scambiatori compatti; con un coefficiente globale di scambio termico quasi doppio, l'area di scambio necessaria si dimezza, con conseguenze vantaggiose; i risultati mostrano infatti un deciso decremento del costo di acquisto dei recuperatori e dello scambiatore primario, che diminuiscono il costo totale di investimento.

Al fine di intervenire su turbina e compressori si è deciso di variare la temperatura massima del ciclo e il rapporto di compressione. Dai risultati si evince come l'utilizzo di temperature elevate, non superiori a 1100K, porti benefici in termini di efficienza termodinamica ed exergetica senza apprezzabili variazioni di costo. La variazione del livello di pressione massimo del ciclo mostra invece come, per rapporti di compressione elevati, una minima variazione comporti un aumento importante del costo e un incremento di efficienza poco significativo. Poiché invece per bassi valori di β si ottengono piccole variazioni di costo e una decisa riduzione dell'efficienza, si considera il punto di ginocchio di tale curva a $\beta = 2.6$ un buon compromesso tra costo e efficienza.

Appendice I

Di seguito si riporta il modello, creato per l'esecuzione del software EES, che simula il ciclo Brayton a ricompressione con sCO2, nel caso descritto al cap. 2.5.

{sCO2 Brayton recompression cycle}

```
{PROCEDURES}
```

procedure compressor(Tin,pin,beta,etais_c,G:Tout,pout,hin,hout,sin,sout,W)

```
pout:=pin*beta
{Definition of the compressor pressure ratio}
sin := entropy(CarbonDioxide,T=Tin,p=pin)
{Entropy of CO2 entering the compressor [kJ/kgK]}
hin := enthalpy(CarbonDioxide,T=Tin,p=pin)
{Enthalpy of CO2 entering the compressor [kJ/kg]}
hout_is := enthalpy(CarbonDioxide,p=pout,s=sin)
{Enthalpy of CO2 entering the compressor in the case of isentropic compression [kJ/kg]}
hout := hin + (hout_is - hin)/etais_c
{Definition of the isentropic efficiency of the compressor}
Tout := temperature(CarbonDioxide,h=hout,p=pout)
{Temperature of CO2 exiting the compressor [°C]}
sout := entropy(CarbonDioxide,h=hout,p=pout)
{Entropy of CO2 exiting the compressor [kJ/kgK]}
W := G*(hout-hin)
{Compressor power [kW]}
```

end

procedure turbine(Tin,pin,beta,etais_t,G:Tout,pout,hin,hout,sin,sout,W)

```
pout:=pin/beta
{Definition of the turbine expansion ratio}
sin := entropy(CarbonDioxide,T=Tin,p=pin)
{Entropy of CO2 entering the turbine [kJ/kgK]}
hin := enthalpy(CarbonDioxide,T=Tin,p=pin)
{Enthalpy of CO2 entering the turbine [kJ/kg]}
hout_is := enthalpy(CarbonDioxide,s=sin,p=pout)
{Enthalpy of CO2 entering the turbine in the case of isentropic expansion [kJ/kg]}
hout := hin - etais_t*(hin - hout_is)
{Definition of the isentropic efficiency of the turbine}
Tout := temperature(CarbonDioxide,h=hout,p=pout)
{Temperature of CO2 exiting the turbine [°C]}
sout := entropy(CarbonDioxide,h=hout,p=pout)
{Entropy of CO2 exiting the turbine [kJ/kgK]}
W := G^*(hin-hout)
{Turbine power [kW]}
```

```
end
```

<mark>{INPUT DATA}</mark> Qinput=27000 {kW} T1=826 T5=35 p5=75	{Input heater heat flux [kW]} {Turbine inlet temperature [°C]} {Compressor1 inlet temperature [°C]} {Compressor1 inlet pressure [bar]}
beta_c1=3	{Compressor 1 pressure ratio}
eta_isT = 0.90	{Isentropic efficiency CO2 turbine}

eta_isC= 0.85	{Isentropic efficiency CO2 com	pressor}				
deltaT_HR=5 deltaT_LR=5 deltaP_hot=0.005 deltaP_cold=0.015	{Minimum temperature different {Minimum temperature different {Pressur drop in the hot side of {Pressur drop in the cold side o	ce in High T Recuperator} ce in Low T Recuperator} the recuperators} f the recuperators}				
{ <mark>CO2 MASS FLOW RATE</mark> G2=G-G1 G1=X*G	} {Portion of CO2 mass flow rate entering {Portion of CO2 mass flow rate entering	the Compressor 2 [kg/s]} the Cooler [kg/s]}				
{ <mark>HEATER}</mark> Qinput+G*h10-G*h1=0 p1=p10-deltaP_cold*p10	{Energy balance of the Heater} {Pressure drop through the Hea	ater [bar]}				
{TURBINE} call turbine(T1,p1,beta_t,eta_isT,G:T2,p2,h1,h2,s1,s2,Wt) {Turbine procedure}						
{HIGH T RECUPERATOR G*h9+G*h2-G*h10-G*h3=	} 0 {Energy balance of the High T r	ecuperator}				
p9=p8 p3=p2-deltaP_hot*p2 p10=p9-deltaP_cold*p9	{Inlet pressure of the cold side of the High T recuperator [bar]} {Pressure drop through the hot side of High T recuperator [bar]} {Pressure drop through the cold side of High T recuperator [bar]}					
T3=T9+deltaT_HR	{Minimum temperature difference of the	High T recuperator [°C]}				
h3=enthalpy(CarbonDioxide,T=T3,p=p3) {Enthalpy of the CO2 exiting the hot side of the High T recuperator [kJ/kg]} T10=temperature(CarbonDioxide, h=h10,p=p10) {Outlet temperature of the cold side of the High T recuperator [°C]} T9=temperature(CarbonDioxide,h=h9,p=p9) {Inlet temperature of the cold side of the High T recuperator [°C]}						
s9= entropy(CarbonDioxide,T=T9,p=p9) {Entropy of CO2 entering the cold side of the High T recuperator [kJ/kgK]} s10= entropy(CarbonDioxide,T=T10,p=p10) {Entropy of CO2 exiting the cold side of the High T recuperator [kJ/kgK]}						
Q_HR=G*(h10-h9)	{Heat flux exchanged at the High T recu	perator [kW]}				
{LOW T RECUPERATOR} G*h3+G2*h6-G2*h7-G*h4=0{Energy balance of the Low T recuperator}						
p4=p3-deltaP_hot*p3 p7=p6-deltaP_cold*p6	{Pressure drop through the hot side of Low T recuperator [bar]} {Pressure drop through the cold side of Low T recuperator [bar]}					
T4=T6+deltaT_LR {Minimum temperature difference of the Low T recuperator [°C]} T7=temperature(CarbonDioxide, h=h7,p=p7)						
s3= entropy(CarbonDioxide,T=T3,p=p3)						
s7= entropy of CO2 entering the not side of the Low T recuperator [kJ/kgK]} s7= entropy(CarbonDioxide,T=T7,p=p7) {Entropy of CO2 exiting the cold side of the Low T recuperator [kJ/kgK]}						
Q_LR=G2*(h7-h6)	{Heat flux exchanged at the Low T recup	perator [kW]}				
<mark>{NODE1}</mark> G*h4=G1*h5b+G2*h4b p4=p4b p4=p5b	{Energy balance of the Node 1} {Constant pressure through the Node 1 [bar]} {Constant pressure through the Node 1 [bar]}					

h4b=enthalpy(CarbonDioxide,T=T4b,p=p4b) {Enthalpy of CO2 entering the cooler [kJ/kg]} T4b=T4 s4= entropy(CarbonDioxide,T=T4,p=p4)

h5b=enthalpy(CarbonDioxide,T=T5b,p=p5b) {Enthalpy of CO2 entering the compressor 2 [kJ/kg]} {Constant temperature through the Node 1 [°C]} {Entropy of CO2 entering the Node 1 [kJ/kgK]} s4b= entropy(CarbonDioxide,T=T4b,p=p4b) {Entropy of CO2 entering the Cooler [kJ/kgK]}

{COOLER}

Qcool+G2*h4b-G2*h5=0 p5=p4-deltaP_cold*p4

{Energy balance of the Cooler} {Pressure drop through the Cooler [bar]}

{COMPRESSOR 1} call compressor(T5,p5,beta_c1,eta_isC,G2:T6,p6,h5,h6,s5,s6,Wc1) {Comp 1 procedure}

{COMPRESSOR 2}

call compressor(T5b,p5b,beta_c2,eta_isC,G1:T8,p8,h4,h8,s5b,s8,Wc2) {Comp 2 procedure}

{NODE2} h7*G2+h8*G1-h9*G=0 p8=p7

{Energy balance of the Node 2} {Constant pressure through the Node 2 [bar]}

{CYCLE} Wut=Wt-Wc1-Wc2 eta_cycle=Wut/Qinput

{Useful power [kW]} {Global efficiency of the sCO2 cycle}

Bibliografia

 Benitez-Guerrero M., Valverde J.M., Sanchez-Jimene P.E., Perejon A., Perez-Maqueda L.A. Multicycle activity of natural CaCO3 minerals for thermochemical energy storage in Concentrated Solar Power plants. *Solar Energy*. 2017, 153, 188-199.

2. SOCRATCES. [Online] [Citeret: 6. Novembre 2018.] https://socratces.eu/.

3. Liu M., Tay N.H.S., Bell S., Belusko M., Jacob R., Will G. Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* 2016, 53, 1411–1432.

4. Prieto C., Cooper P., Fernández I., Cabeza L.F. Review of technology: Thermochemical energy storage for concentrated solar power plants. *Renewable* and Sustainable Energy Reviews. 2016, 60, 909-929.

5. Ortiz C., Romano M.C., Valverde J.M., Binotti M., Chacartegui R. Process integration of Calcium-Looping thermochemical energy storage system in concentrating solar power plants. *Energy*. 2018, 155, 535-551.

6. Sakellariou K., Karagiannakis G., Criado Y.A., Konstandopoulos A.G. Calcium oxide based materials for thermochemical heat storage in concentrated solar power plants. *Solar Energy*. 2015, 122, 215-230.

7. Chacartegui R., Alovisio A., Ortiz C., Valverde J.M., Verda V., Becerra J.A. Thermochemical energy storage of concentrated solar power by integration of the calcium looping process and a CO2 power cycle. *Applied Energy* . 2016, 173, 589–605.

8. Ortiz C., Chacartegui R., Valverde J.M., Alovisio A., Becerra J.A. Power cycles integration in concentrated solar power plants with energy storage based on calcium looping. *Energy Conversion and Management (Elsevier).* 2017, 149, 815-829. Kolios A.J., Paganini S., Proia S. Development of thermodynamic cycles for concentrated solar power plants. *International Journal of Sustainable Energy*. 2013, Årg. 32, 5, 296–314.

 Chacartegui R., Muñoz de Escalona J.M., Sánchez D., Monje B.,
 Sánchez T. Alternative cycles based on carbon dioxide for central receiver solar power plants. *Applied Thermal Engineering*. 2011, 31, 872-879.

11. Ahn Y, Bae SJ, Kim M, Cho SK, Baik S, Lee JI. Review of supercritical co2 power cycle technology and current status of research and development. *Nuclear Engineering and Technology.* 2015, 47, 647-661.

12. National institute of standards and technology, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. [Online] [Citeret: 26. Ottobre 2018.] http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid/.

 Kulhánek M., Dostál V. Thermodynamic Analysis and Comparison of Supercritical Carbon Dioxide Cycles, Supercritical CO2 Power Cycle Symposium. Boulder, Colorado, 2011.

14. Lee H.J., Kim H., Jang C. Compatibility of candidate structural materials in high-temperature S-CO2 environment. *Supercritical CO2 Power Symposium*. Pittsburgh (PA) : s.n., 2014.

15. Santini L., Ricotti M.E. L'impiego della CO2 quale fluido di lavoro in cicli di potenza. *La Termotecnica*. 2007, 57, 57-62.

16. E.G., Feher. The Supercritical Thermodynamic Power Cycle. *Energy* Conversion. 1968, 8, 85-90.

17. G., Angelino. Carbon dioxide condensation cycles for power production. ASME Paper. 1968, 68-GT-23.

18. Dunham M.T., Iverson B. High-Efficiency Thermodynamic Power Cycles for Concentrated Solar Power Systems. *BYU Scholars Archive, All Faculty Publications.* 2014, 30, 758-770. 19. Neises T., Turchi C. A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications (SolarPACES 2013). *Energy Procedia.* 2014, 49, 1187 – 1196.

20. Verda Vittorio, Guelpa Elisa. Metodi Termodinamici per l'uso efficiente delle risorse energetiche. Torino : Esculapio, 2013.

21. Sánchez D., Muⁿoz de Escalona J.M., Chacartegui R., Muⁿoz A., Sánchez T. A comparison between molten carbonate fuel cells based hybrid systems using air and supercritical carbon dioxide Brayton cycles with state of the art technology. *Journal of Power Sources.* 2010, 196, 4347–4354.

22. **Çengel, Yunus A.** Introduction to thermodynamics and heat transfer. Milano : McGraw-Hill, 2008.

23. Stein W.H., Buck R. Advanced power cycles for concentrated solar power. *Solar Energy*. 2017, 152, 91–105.

24. Liao S.M., Zhao T.S. Measurements of Heat Transfer Coefficients From Supercritical Carbon Dioxide Flowing in Horizontal Mini/Micro Channels. *Journal of Heat Transfer.* 2002, 124, 413-420.

25. Di Maio D.V., Boccitto A., Caruso G. Supercritical Carbon Dioxide Applications for Energy. *Energy Procedia*. 2015, 82, 819 – 824.

26. Borel Lucien, Favrat Daniel. *Thermodynamics and energy systems analysis. From energy to exergy.* Losanna : EPFL Press, 2010.

27. Moran M.J., Shapiro H.N. Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 5th Edition. New York : Wiley, 2006.

28. Valero A., Lozano M.A., Munoz M. A General Theory of Exergy Saving:Part I. On the Exergetic Cost, Part II. On the Thermoeconomic Cost, Part III, Energy saving and Thermodynamics, in Computer-Aided Engineering of Energy Systems, Vol.3 Second Law Analysis and Modelling. New York : R.A. Gaggioli, ASME, 1986.

29. H., Silla. Chemical Process Engineering - Design and Economics. Hoboken, New Jersey, U.S.A. : Marcel Dekker, 2003. 30. Turton R., Bailie R.C., Whiting W.B., Shaeiwitz J.A. Analysis, Synthesis and Design of Chemical Processes (3rd ed.). Upper Saddle River (N.J.) : Prentice Hall, 2009.

31. Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. Thermal Design & Optimization. New York : Wiley-Interscience, 1996.

32. Jianga Y., Liesea E., Zitney S.E., Bhattacharyya D. Design and dynamic modeling of printed circuit heat exchangers for supercritical carbon dioxide Brayton power cycles. *Applied Energy*. 2018, 231, 1019–1032.

33. NETL, National Energy Technology Laboratory. Quality guidelines for energy system studies, Cost Estimation Methodology for NETL Assessments of Power Plant Performance. s.l. : US Department of Energy, 2011.

34. Quality guidelines for energy system studies, Performing a Technoeconomic Analysis for Power Generation Plants. s.l. : US Department of Energy, 2015.

35. GME Gestori Mercati Energetici, Esiti Mercato Elettrico. [Online] [Citeret: 25. Ottobre 2018.] http://www.mercatoelettrico.org.

36. Hinzea J.F., Nellis G.F., Anderson M.H. Cost comparison of printed circuit heat exchanger to low cost periodic flow regenerator for use as recuperator in a s-CO2 Brayton cycle. *Applied Energy* . 2017, 208, 1150–1161.

37. Li Q., Flamant G., Yuan X., Neveu P., Luo L. Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2011, 15, 4855–4875.

38. Meshram A., Jaiswal A.K., Khivsara S.D., Ortega J.D., Ho C., Bapat R., Dutta P. Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO2 power cycle applications. *Applied Thermal Engineering* . 2016, 109, 861–870.

39. Engineering, Chemical. The Chemical Engineering Plant Cost Index. [Online] [Citeret: 11. Novembre 2018.] https://www.chemengonline.com.