

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA
Dipartimento di Ingegneria Industriale DII
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Simulazione in ambiente Aspen Plus
Dynamics dei transitori di un ciclo ORC
alimentato da calore di scarto a media
temperatura

Relatore:
Prof. Anna Stoppato

Tesi di Laurea di:
Giuseppe Rampello

Correlatore:
Ing. Alberto Benato

Matricola:
1132135

Anno Accademico 2017/2018

Indice

Introduzione	1
Capitolo 1 - Cicli Rankine a fluido organico (ORC)	3
1.1 Ciclo di Carnot	3
1.2 Ciclo Rankine	4
1.3 Ciclo Rankine a fluido organico	5
1.4 Caratteristiche fluido organico	7
1.4.1 Calore latente di vaporizzazione	7
1.4.2 Densità	7
1.4.3 Pressioni di lavoro	7
1.4.4 Viscosità e conducibilità termica	8
1.4.5 Curva di saturazione del vapore	8
1.5 Applicazioni ORC	9
1.5.1 Energia solare	9
1.5.2 Energia geotermica	10
1.5.3 Energia da biomassa	11
1.5.4 Recupero del calore di scarto	12
Capitolo 2 – Ottimizzazione del ciclo in condizioni di progetto	15
2.1 Sorgente di calore	15
2.2 Codice Matlab	16
2.3 Risultati dell'ottimizzazione	18
2.3.1 Configurazione con ciclopentano	19
2.3.2 Configurazione con acetone	21
Capitolo 3 – Simulazione in Aspen Plus	25

3.1 Design point	25
3.1.1 Fluidi utilizzati	26
3.1.2 Blocchi utilizzati	27
3.1.3 Diagrammi di flusso	28
3.1.4 Scambiatori di calore	31
3.1.5 Pompe e Turbine	35
3.1.6 Valvole	37
3.1.7 Tubazioni	39
3.1.8 Pozzetto	39
3.2 Off-Design	40
3.2.1 Variazione sorgente di calore	40
3.2.2 Modellazione della pompa ai carichi parziali	41
3.2.3 Modellazione della turbina ai carichi parziali	44
3.2.4 Scambiatori in condizioni di off-design	49
3.2.5 Strategia di controllo	49
Capitolo 4 – Simulazione in Aspen Dynamics	51
4.1 Da Aspen Plus ad Aspen Dynamics	51
4.2 Blocchi utilizzati	52
4.2.1 Blocchi PID	52
4.2.2 Blocchi Time Data	53
4.2.3 Blocchi Sum, Multiply e Transform	53
4.3 Strategie di controllo	53
4.4 Transitori	57
Capitolo 5 – Analisi dei risultati	63
5.1 Risultati nel punto di progetto	63
5.2 Risultati in off design in regime quasi-stazionario	66
5.3 Risultati in off design in regime dinamico	75

5.3.1 Transitori rigidi.....	75
5.3.2 Transitori reali.....	95
Conclusioni.....	105
Bibliografia.....	107
Ringraziamenti.....	109

Introduzione

Negli ultimi anni si è assistito ad un aumento del consumo energetico mondiale, con un trend che non accenna a cambiare, dovuto principalmente ai paesi in via di sviluppo che cercano di inserirsi in un contesto economico-sociale globale sempre più competitivo e all'avanguardia. Questo fabbisogno energetico, pari a 13511 tonnellate equivalenti di petrolio nel 2017, viene soddisfatto per l'85% utilizzando i combustibili fossili [1], che da due secoli a questa parte costituiscono la nostra principale fonte energetica. Questi però portano con sé l'emissione di gas serra e inquinanti all'interno dell'atmosfera. Siamo pubblico, oltre che di un peggioramento della qualità dell'aria, di un aumento della temperatura media globale (surriscaldamento globale o Global Warming), fenomeni che se non rallentano, o addirittura si arrestano, potrebbero avere gravi conseguenze sul nostro pianeta e su molte forme di vita che ci vivono [2].

Un modo per contrastare questo fenomeno è l'incremento dell'utilizzo delle fonti rinnovabili, come solare, eolico e geotermia. Lo sfruttamento di risorse pulite o a basso impatto ambientale è ancora molto limitato a causa dei bassi rendimenti, degli alti costi degli impianti e dall'intermittenza di disponibilità. Un'altra strada molto seguita è quindi quella dell'ottimizzazione e l'efficientamento energetico dei processi produttivi. Ciò consente un risparmio energetico che si traduce in un minore fabbisogno di energia primaria e quindi in una diminuzione del consumo di fonti fossili.

In questo ambito si colloca molto bene la tecnologia dei motori a fluido organico, detti anche Organic Rankine Cycle (ORC). Questi cicli sono molto simili ai normali cicli Rankine ma, in questo caso, il fluido di lavoro non è acqua, ma un fluido organico come, ad esempio, un idrocarburo leggero o un clorofluorocarburo. Questa tecnologia consente di sfruttare in maniera efficiente non solo le principali fonti rinnovabili a bassa temperatura, come il solare e la geotermia, ma anche il calore di scarto dei processi industriali, che verrebbe altrimenti scaricato in atmosfera e, conseguentemente, perso. In questo lavoro di tesi viene analizzato il comportamento ai carichi parziali e in condizioni di transitorio di un impianto ORC progettato per l'utilizzo di calore di scarto proveniente da una microturbina a gas. In particolare, lo studio verte sul tipo di

scambiatore di calore da adottare e sulla valutazione di eventuali differenze nella risposta del sistema alle variazioni di carico al variare del tipo di fluido, di scambiatore e di strategia di controllo. La tipologia di scambiatore ha una grande influenza sulla progettazione dello stesso. Due scambiatori differenti, anche se progettati per lo stesso utilizzo e per le stesse condizioni di lavoro, possono presentare notevoli differenze, sia a livello di costi e dimensioni, sia per quanto riguarda l'efficienza della risposta a rapidi transitori.

Capitolo 1 - Cicli Rankine a fluido organico (ORC)

1.1 Ciclo di Carnot

Il secondo principio della termodinamica pone i limiti teorici alla conversione di energia termica in energia meccanica. Una macchina termica, operante tra due temperature T_0 e T_1 , non potrà mai convertire tutto il calore estratto dalla sorgente calda in lavoro. In particolare, il rendimento massimo ideale raggiungibile è il seguente: $\eta = \frac{W}{Q} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$ dove W è il lavoro, Q il calore estratto dalla sorgente calda, T_0 la temperatura della sorgente fredda e T_1 di quella calda. Il così detto "ciclo di Carnot", riportato in figura 1.1, rappresenta l'ideale ciclo termodinamico reversibile che permette di ottenere il massimo rendimento esplicitato sopra. È composto da una compressione adiabatica isoentropica (01), una vaporizzazione isoterma (12), un'espansione adiabatica isoentropica (23) e una condensazione parziale isoterma (30).

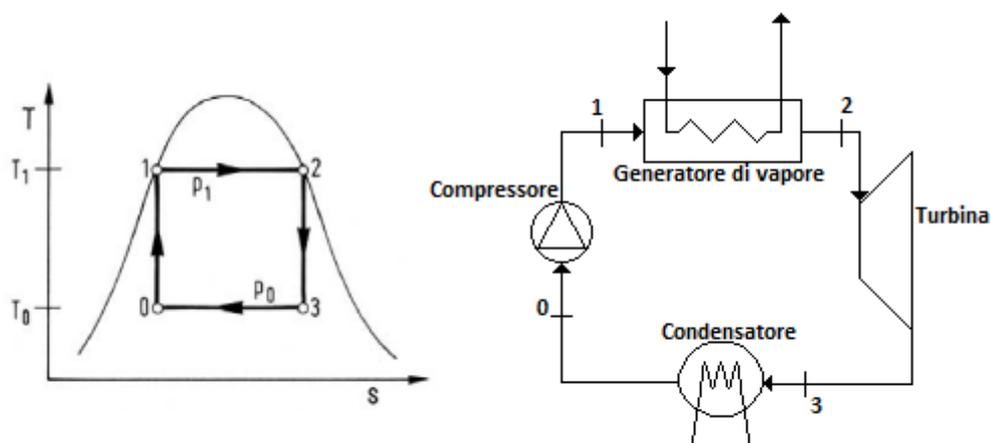


Figura 1.1: Rappresentazione del Ciclo termodinamico di Carnot sul diagramma T-s e schema d'impianto

1.2 Ciclo Rankine

Le trasformazioni termodinamiche previste dal ciclo di Carnot sono ovviamente ideali, e perciò non realizzabili, sia in quanto è impossibile ottenere trasformazioni reali completamente reversibili, sia in quanto si incontrano diversi imprevisti a livello tecnico realizzativo. È ad esempio di difficile attuazione una condensazione controllata fino ad un determinato titolo di vapore, e allo stesso tempo non è tecnologicamente possibile eseguire una compressione efficiente di un fluido con un titolo di vapore compreso tra 0 e 1. Per queste ragioni il ciclo di riferimento per gli impianti che intendono trasformare energia termica in lavoro meccanico e, successivamente, produrre energia elettrica mediante un generatore, è il ciclo di Rankine. Questo ciclo, rappresentato in figura 1.2, presenta una condensazione completa del fluido di lavoro (da 3 a 0), in modo da poter sfruttare una pompa come organo di compressione. A questo punto il calore fornito dalla sorgente calda deve prima riscaldare il fluido fino alle condizioni di liquido saturo (1') e poi evaporarlo, il tutto a pressione costante.

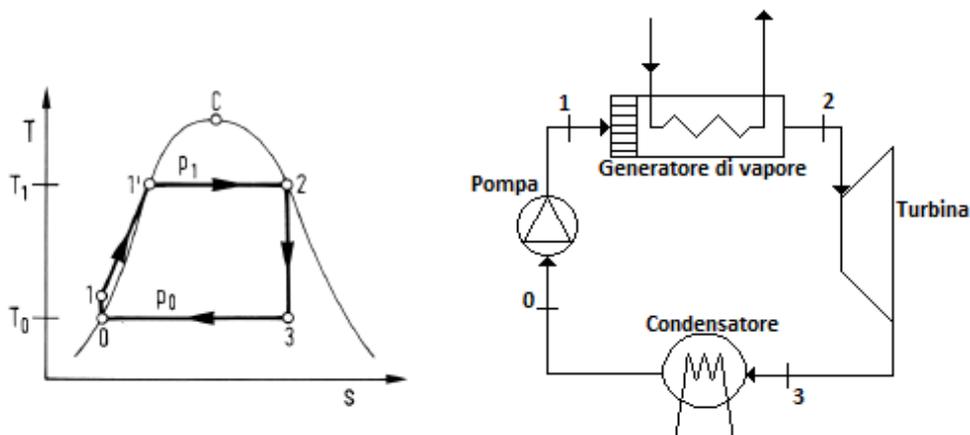


Figura 1.2: Rappresentazione del ciclo Rankine sul diagramma T-s e schema di impianto

Il ciclo appena descritto è ancora ideale. Nella realtà si adottano alcune modifiche per migliorare il rendimento e la durata dei componenti, come il surriscaldamento. Questo permette di aumentare la temperatura massima di ciclo in modo da avere titoli di vapore più alti in uscita dalla turbina, riducendo i danni alle palettature (ciclo di Hirn-Rankine).

1.3 Ciclo Rankine a fluido organico

Nei grandi impianti, l'utilizzo di acqua come fluido motore è giustificato da una serie di vantaggi molto consistenti:

- è un fluido dall'elevata stabilità termica e chimica, fattore che consente di ridurre il rischio di punti critici o decomposizioni;
- ha una bassa viscosità, il che si traduce in minori perdite di carico all'interno del circuito;
- ha un elevato calore latente di evaporazione e alto calore specifico;
- è una sostanza assolutamente atossica e non infiammabile, il che azzerava il rischio di incendi e inquinamenti;
- gli indici ODP (Ozone Depletion Potential) e GWP (Global Warming Potential) sono nulli, per cui essa non è pericolosa per l'ambiente;
- se ne trova in abbondanza e a bassi costi.

Per i motivi appena elencati l'acqua è il principale fluido motore nella maggior parte degli impianti di produzione dell'energia elettrica. D'altro canto, quando si vogliono sfruttare sorgenti a bassa temperatura, e quindi costruire un impianto di media-piccola taglia, l'utilizzo di acqua fa insorgere diversi svantaggi:

- per tenere elevato il rendimento, è necessario che in turbina si sfrutti un elevato salto entalpico; di conseguenza è necessario abbassare molto la temperatura, e quindi la pressione, di condensazione (per l'acqua circa 0,05 bar per condensare a 32,874 °C). Una pressione così tanto inferiore a quella atmosferica impone l'installazione di sistemi di trattamento del fluido termovettore e di estrazione dei gas incondensabili che si possono infiltrare nel circuito essendo esso in condizioni di vuoto spinto;
- allo stesso tempo, si deve innalzare la temperatura di evaporazione, per cui tra entrata e uscita della turbina vi sarà un elevato rapporto di pressioni. Per gestire alti rapporti di pressione sono necessarie turbine multistadio, incredibilmente complesse e costose, il cui investimento non è giustificato per piccoli impianti;

- l'acqua è un fluido "bagnato", ovvero ha una curva di saturazione del vapore con pendenza negativa. Questo provoca, in fase di espansione, la formazione di gocce d'acqua condensata: corpi che urtano le pale della turbina e provocano fenomeni di erosione. Tale problema viene mitigato parzialmente introducendo il surriscaldamento del fluido prima dell'ingresso in turbina e rivestendo le pale degli ultimi stadi della stessa con materiali speciali (carburi in matrice metallica).

I cicli Rankine a fluido organico sono, come dice anche il nome, sempre dei cicli Rankine, ma con un fluido organico come fluido di lavoro, al posto della più comune acqua. Questa differenza è sostanziale e porta notevoli vantaggi se si intende sfruttare una sorgente calda a medio/bassa temperatura:

- l'alto peso molecolare dei fluidi organici implica una minor velocità periferica della turbina e quindi minori sollecitazioni;
- il salto entalpico è più basso, questo permette di utilizzare turbine a singolo stadio ad alta efficienza;
- la maggior densità allo scarico permette di avere portate volumetriche contenute e minori dimensioni dei componenti tra uscita turbina e ingresso condensatore;
- il ciclo presenta alti rendimenti, rispetto a quelli ottenibili con acqua, anche con sorgenti calde a bassa temperatura;
- la pendenza della curva di saturazione del vapore garantisce un'espansione sempre nella zona del vapore surriscaldato, evitando la formazione di goccioline di liquido che danneggerebbero la turbina;
- essendo le temperature e le pressioni massime molto inferiori rispetto ai cicli che utilizzano l'acqua, i costi di esercizio e mantenimento sono sensibilmente inferiori;
- la manutenzione richiesta è minima.

1.4 Caratteristiche fluido organico

I fluidi organici impiegati negli ORC devono comunque avere determinate proprietà, riportate di seguito, per rispondere al meglio alle esigenze dell'impianto.

1.4.1 Calore latente di vaporizzazione

Fluidi con un elevato calore latente di vaporizzazione permettono di scambiare a temperatura costante la maggior parte del calore, evitando di inserire degli spillamenti per aumentare il rendimento del ciclo, oltre che a generare un più elevato lavoro specifico [3] a parità di altri parametri. Tuttavia, se la fonte di calore è a bassa temperatura e risulta molto variabile nel tempo, l'utilizzo di un fluido con ridotto calore latente di vaporizzazione consente un miglior accoppiamento dei profili di temperatura nell'evaporatore, diminuendo le perdite exergetiche.

1.4.2 Densità

Fluidi con un'elevata densità, specialmente nella fase vapore, riducono le portate volumetriche e di conseguenza anche le dimensioni dei componenti dell'impianto, specialmente nelle parti a bassa pressione. Questa è una caratteristica comune ai fluidi organici, generalmente composti da molecole molto complesse.

1.4.3 Pressioni di lavoro

Le pressioni di lavoro influenzano notevolmente il funzionamento dell'impianto e i relativi costi di installazione. Nei passaggi di stato di sostanze pure la temperatura e la pressione sono strettamente correlate, di conseguenza non possono essere scelte entrambe liberamente e, dunque, data una delle due variabili l'altra potrà essere calcolata univocamente. Per questo motivo, se sono note le temperature delle sorgenti, a partire da esse sarà possibile calcolare le temperature di evaporazione e condensazione del fluido e, di conseguenza, saranno note anche le corrispondenti pressioni per ogni possibile fluido che vi si vorrà accoppiare. Una pressione di evaporazione troppo alta costringe il costruttore ad adottare dimensionamenti e certificazioni particolari per i componenti, affinché venga garantito il corretto funzionamento dell'impianto. Dall'altra parte, se la pressione di condensazione è troppo bassa (minore della pressione atmosferica), il progettista dovrà inserire degli appositi sistemi per eliminare le infiltrazioni di gas incondensabili. Tutto ciò si traduce in un sensibile aumento dei costi di installazione, per cui negli impianti ORC di piccola taglia si

cerca di lavorare con pressione di condensazione prossima a quella atmosferica e pressione di evaporazione non superiore ai 25÷30 bar [4].

1.4.4 Viscosità e conducibilità termica

Fluidi con bassa viscosità riducono le perdite di carico all'interno dei componenti e dei condotti, un'alta conducibilità termica aumenta i coefficienti di scambio all'interno degli scambiatori.

1.4.5 Curva di saturazione del vapore

Come accennato nei capitoli precedenti, un fluido può essere classificato a seconda della pendenza della curva di saturazione del vapore (si veda il diagramma T-s riportato in figura 1.3):

- i fluidi bagnati (*wet fluids*) possiedono una curva di saturazione del vapore con pendenza negativa, tipico di sostanze con molecole leggere, come l'acqua;
- nei fluidi secchi (*dry fluids*) la pendenza della curva è positiva e di solito sono costituiti da molecole complesse come ad esempio l'R245fa;
- se la curva è verticale il fluido è detto isoentropico come, ad esempio, l'R11.

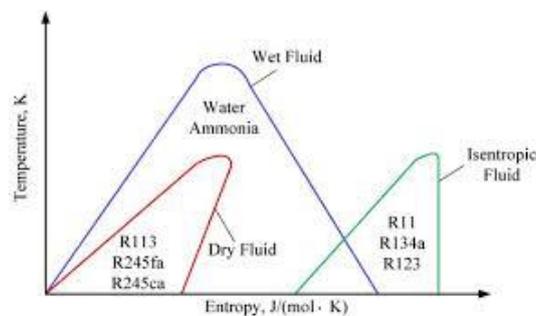


Figura 1.3: Grafici T-s ed esempi delle tre tipologie di fluido

Se si utilizza un fluido bagnato, all'ingresso in turbina il vapore deve essere surriscaldato, altrimenti durante l'espansione il titolo di vapore diminuisce al di sotto dell'unità e la fase condensata, se troppo elevata, induce fenomeni di erosione della palettatura della turbina. Per sorgenti a bassa temperatura, e quindi per impianti di piccola taglia, difficilmente è previsto un surriscaldamento consistente. Questo problema non si presenta utilizzando gli altri due tipi di fluido, che rimangono nella zona di vapore saturo secco per tutta l'espansione. In particolare, i fluidi isoentropici rappresentano la scelta

ottimale perché riducono lo scambio di calore sensibile (desurriscaldamento) nella prima parte del condensatore.

1.5 Applicazioni ORC

Date le caratteristiche descritte fino a questo punto, è facile intuire come gli ORC siano uno strumento molto versatile per lo sfruttamento di tutte quelle fonti rinnovabili che non raggiungono elevate temperature. Si analizzeranno di seguito i principali esempi di applicazione di questi impianti.

1.5.1 Energia solare

L'energia solare può essere sfruttata in molti modi, dalla diretta conversione in energia elettrica, attraverso pannelli fotovoltaici, all'accumulo di calore in un fluido vettore, con collettori piani o a tubi evacuati, alla produzione di energia elettrica tramite ciclo Rankine. Per quest'ultima applicazione, che interessa in questa sede, è necessaria la concentrazione della radiazione solare tramite appositi specchi, altrimenti non si raggiungerebbero mai temperature adeguate. Questi specchi, che possono essere parabolici o piani (detti anche *Fresnel*), concentrano l'energia solare lungo tubazioni

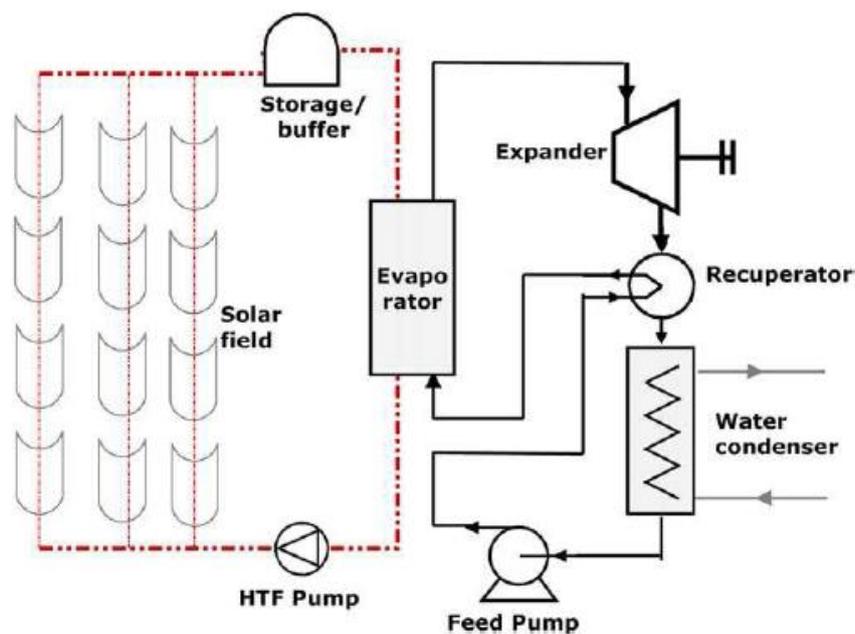


Figura 1.4: Schema d'impianto di un ORC alimentato a energia solare con specchi parabolici

dove scorre il fluido vettore, che riesce a raggiungere temperature superiori a 150 °C diventando interessante per un accoppiamento con un ORC. Un semplice schema d'impianto di questo tipo viene riportato in figura 1.4.

1.5.2 Energia geotermica

L'energia geotermica si presenta sotto forma di calore al di sotto della superficie terrestre. Ha origine principalmente dai decadimenti di isotopi radioattivi nella crosta e nel mantello più superficiale. Le moderne tecnologie di perforazione permettono di superare i 10'000 m di profondità, dove il gradiente geotermico è mediamente di 2,5÷3 °C ogni 100 m. Fortunatamente il calore non è omogeneamente distribuito, vi sono dunque punti sulla superficie da dove queste fonti di calore sono più facili da raggiungere. Queste sorgenti di calore si possono presentare come riserve di vapore, che può essere estratto ed espanso direttamente in turbina, oppure sotto forma di acqua calda con temperatura variabile nel range 80÷120 °C. In quest'ultimo caso (riportato per esempio in figura 1.5) un fluido termovettore intermedio può essere usato per trasferire il calore dalla sorgente all'impianto ORC, ma per farlo serve trivellare due pozzi, uno di estrazione e uno di iniezione, collocati a debita distanza. Queste operazioni hanno un grande impatto sui costi totali di installazione, per cui sotto a una certa soglia di temperatura della sorgente ($\approx 80^{\circ}\text{C}$) questi impianti risultano economicamente svantaggiosi.

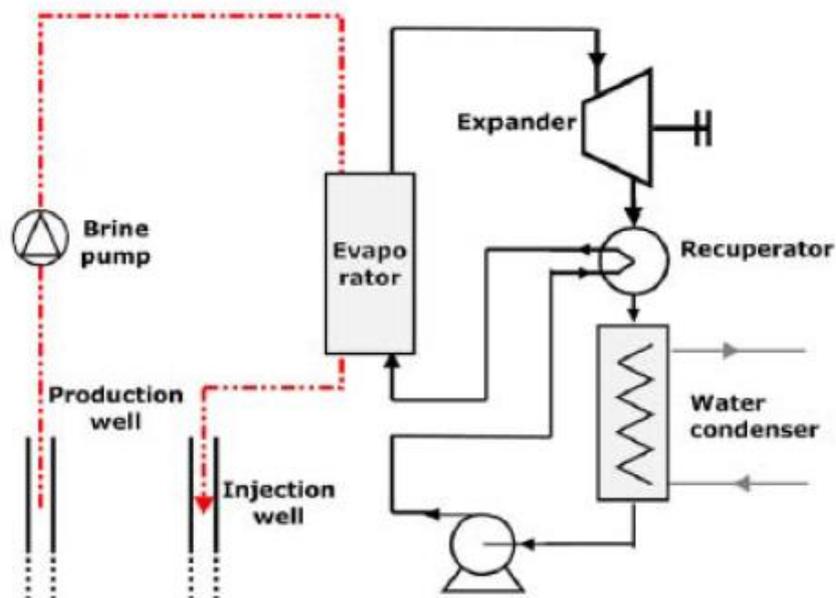


Figura 1.5: Schema di impianto di un ORC alimentato da fonte geotermica

1.5.3 Energia da biomassa

La biomassa non è una fonte di energia rinnovabile intermittente, come l'energia solare, in quanto facilmente immagazzinabile e utilizzabile quando si desidera. Questo è un grosso vantaggio, che permette di sfruttarla al meglio. Allo stesso tempo, il suo utilizzo è preferibile in impianti vicini ai centri di produzione e raccolta di biomassa, data la bassa densità energetica e le alte spese di trasporto. Un tipico impianto ORC a biomassa è schematizzato in figura 1.6, dove il calore generato in caldaia dalla combustione della biomassa è trasferito al fluido organico di lavoro attraverso un circuito intermedio ad olio diatermico, sia per motivazioni di sicurezza sia per garantire una certa inerzia all'impianto ORC, rendendolo meno sensibile alle possibili oscillazioni di temperatura della caldaia che rovinerebbero il fluido organico.

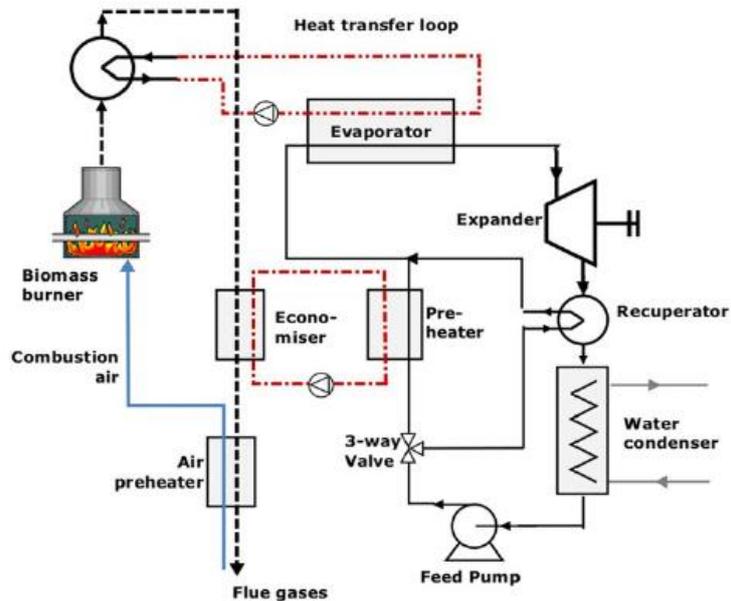


Figura 1.6: Schema di un impianto ORC a biomassa

1.5.4 Recupero del calore di scarto

Il calore di scarto è quella parte di calore generato da un processo chimico, termico o meccanico che viene rilasciato in ambiente inutilizzato. I principali settori industriali interessati sono anche quelli più energivori: industria metallurgica, del cemento, della carta, della ceramica, alimentare, chimica e petrolifera. Lo sfruttamento di questa risorsa, oltre ad un risparmio economico e di energia primaria, permette di contrastare lo sversamento di inquinanti in ambiente, in termini sia di emissioni sia di inquinamento termico. In particolare, secondo uno studio del dipartimento dell'energia degli Stati Uniti [5], questo calore potrebbe arrivare al 50% dell'energia primaria totalmente consumata. Il recupero del calore di scarto è uno strumento molto versatile che hanno le aziende per diventare competitive sul piano dell'utilizzo dell'energia, è un modo pratico per diffondere il concetto di efficienza energetica tra le realtà industriali ed è un campo che richiama notevoli investimenti.

I parametri che definiscono un flusso di calore di scarto sono la temperatura, la pressione, la portata di massa, la fase (liquida o gassosa), la composizione e la

disponibilità. La temperatura è sicuramente il parametro più importante, poiché definisce l'efficienza del processo recuperativo e ha una grande influenza sulla progettazione degli scambiatori di calore. A seconda del livello termico è possibile distinguere tre tipi di flusso: ad alta ($>650^{\circ}\text{C}$), media ($230\div 650^{\circ}\text{C}$) e bassa ($<230^{\circ}\text{C}$) temperatura. Gli ORC risultano convenienti nell'intervallo di temperature medio-basse, mentre i normali cicli Rankine a vapor d'acqua sono preferibili ad alte temperature. Le principali sorgenti di calore di scarto sono:

- processi industriali;
- gas di scarico di motori a combustione interna;
- gas di scarico di turbine e microturbine a gas.

Un altro parametro da tenere in considerazione per valutare la convenienza di un recupero con un impianto ORC è l'effettiva disponibilità della sorgente durante l'arco dell'anno. Se il calore è disponibile solo per poche ore all'anno (1000-2000 ore), l'investimento è caratterizzato da tempi di ritorno molto lunghi e risulta quindi economicamente sconveniente. Essendo comunque una fonte di energia molto variabile nel tempo, è importante, in fase di progettazione, tenere conto dei transitori e delle condizioni di fuori progetto, ed è proprio su questo aspetto che si concentra il lavoro descritto in questa tesi.

Capitolo 2 – Ottimizzazione del ciclo in condizioni di progetto

Come spiegato nel capitolo precedente, uno dei modi in cui vengono maggiormente impiegati gli ORC è lo sfruttamento del calore di scarto. Questo lavoro di tesi si concentra sullo studio di un impianto ORC che come fonte di calore utilizza un gas di scarico prodotti da una microturbina a gas. Essendo questa una macchina facilmente soggetta a variazioni di carico frequenti e repentine, si è eseguito uno studio sul comportamento dell'impianto in off-design in condizioni quasi stazionarie e durante condizioni di transitorio, più o meno repentino. Prima di eseguire queste simulazioni però si è reso necessario ottimizzare la configurazione di impianto nelle condizioni di progetto. Per la scelta della configurazione e del fluido ottimo di lavoro si è utilizzato l'ORC-PD tool [6] sviluppato in ambiente Matlab dal gruppo di ricerca di Macchine e Sistemi Energetici del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università degli Studi di Padova.

2.1 Sorgente di calore

La microturbina a gas che funge da sorgente di calore per il ciclo a fluido organico sviluppa una potenza elettrica nominale di 65 kW e scarica 0.49 kg/s di gas alla temperatura di 309 °C e ad una pressione di 1.1 bar. Le tabelle 2.1 e 2.2 riassumono rispettivamente i dati della microturbina e la composizione chimica dei gas di scarico.

Tabella 2.1: Dati relativi alla microturbina

Valore	Definizione
$P_{el} = 65 \text{ kW}$	Potenza elettrica prodotta dalla microturbina
$m_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata di massa dei gas di scarico
$T_{gas} = 309 \text{ °C}$	Temperatura dei gas di scarico
$p_{gas} = 1,1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico

Tabella 2.2: Composizione chimica gas di scarico

Composto	Frazione di massa
N_2	0,74
O_2	0,14
H_2O	0,06
CO_2	0,05
Ar	0,01

2.2 Codice Matlab

Come accennato, il modello impiegato per ottimizzare il ciclo è stato implementato nell'ORC-PD tool, strumento sviluppato in ambiente Matlab e opportunamente interfacciato con i database REFPROP [7] e COOLPROP [8] per calcolare le proprietà termodinamiche di vari fluidi, che vengono selezionati mediante un processo di "fluid screening" all'interno del codice stesso [6]. Un algoritmo genetico permette di trovare le configurazioni in grado di massimizzare la funzione obiettivo. I layout analizzati possono prevedere l'inserimento di un recuperatore di calore, con il quale si preriscalda il liquido in ingresso all'evaporatore con il vapore in uscita dalla turbina, e l'utilizzo di un circuito intermedio ad olio diatermico tra sorgente calda e impianto. I principali parametri di input che vengono fissati all'interno del codice sono:

- la temperatura e la pressione di ingresso, la composizione e la portata della sorgente calda;
- le temperature di ingresso ed uscita e la pressione di ingresso dell'acqua di raffreddamento;
- l'efficienza del motore elettrico della pompa;
- l'efficienza isoentropica della pompa;
- le efficienze meccaniche della pompa e della turbina;
- l'efficienza del generatore.

Contrariamente all'efficienza della pompa, l'efficienza della turbina non viene fissata a priori, ma costituisce una variabile di output, che viene calcolata di volta in volta per ogni fluido in funzione dei parametri VFR (Volumetric Flow Rate) e SP (Size Parameter)

secondo i metodi proposti da Macchi e Perdichizzi [9] per una turbina assiale e da Perdichizzi e Lozza [10] per una turbina radiale.

$$SP = \frac{\sqrt{\dot{V}_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} = \frac{\sqrt{\dot{m}_{out}/\rho_{out}}}{\sqrt[4]{\Delta H_{is}}} \quad [m] \quad (2.1)$$

$$VFR = \frac{\dot{V}_{in}}{\dot{V}_{out}} = \frac{\rho_{in}}{\rho_{out}} \quad (2.2)$$

Per ogni configurazione il codice seleziona la turbina con l'efficienza migliore. Poiché nel caso in esame le potenze in gioco sono esigue, si adotteranno turbine ad assetto radiale.

Le variabili che vengono ottimizzate dal codice sono:

- tipo di fluido organico;
- temperatura di uscita della sorgente calda;
- pressione di evaporazione del fluido organico;
- temperatura di uscita del fluido organico dall'evaporatore;
- pressione di condensazione;
- minima differenza di temperatura all'interno degli scambiatori;
- efficienza del recuperatore (se previsto dalla configurazione).

Le altre variabili, come ad esempio la portata di massa del fluido organico, i punti termodinamici del ciclo, la potenza elettrica prodotta, la portata dell'acqua di raffreddamento, etc. sono variabili dipendenti e vengono calcolate durante la procedura di ottimizzazione. Il codice non stima le perdite di carico che il fluido subisce negli scambiatori.

2.3 Risultati dell'ottimizzazione

Nella tabella 2.3 vengono riportati i valori dei parametri fissati per la progettazione dell'impianto ORC. Per il caso in esame si è scelto un sistema di raffreddamento a torre evaporativa. Inoltre, essendo la temperatura della sorgente calda medio-bassa, si è scelto di adottare uno scambio diretto tra i gas della microturbina ed il fluido di lavoro, senza inserire un circuito intermedio ad olio diatermico o acqua. Questa soluzione evita un ulteriore scambio termico, con un notevole vantaggio in termini di efficienza e di potenza elettrica prodotta.

Tabella 2.3: Valori delle principali variabili indipendenti fissate nel codice di calcolo

Valore	Definizione
$T_{HS,in} = 309 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura di ingresso dei gas di scarico all'evaporatore
$p_{HS,in} = 1,1 \text{ bar}$	Pressione dei gas di scarico
$m_{HS} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata di massa dei gas di scarico
$T_{CM,in} = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Temperatura di ingresso dell'acqua di raffreddamento al condensatore
$p_{CM,in} = 2 \text{ bar}$	Pressione di ingresso dell'acqua di raffreddamento al condensatore
$\eta_{is,P} = 0,75$	Rendimento isoentropico della pompa
$\eta_{el,P} = 0,9$	Rendimento del motore elettrico della pompa
$\eta_{el,GEN} = 0,9$	Rendimento del generatore
$\eta_{mec,P} = 0,92$	Rendimento meccanico della pompa
$\eta_{mec,EXP} = 0,88$	Rendimento meccanico della turbina
$\Delta T_{pp,EVA} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile nell'evaporatore
$\Delta T_{pp,COND} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$	Minima differenza di temperatura ammissibile al condensatore

Il processo di ottimizzazione restituisce come output due configurazioni di ciclo, entrambe non recuperative, utilizzando due fluidi operativi differenti: ciclopentano ed acetone. Il ciclo operante con ciclopentano è caratterizzato da una potenza prodotta pari a 13,18 kW ed un rendimento elettrico di 0,118. Al contrario, la configurazione con acetone è contraddistinta da un rendimento più elevato della precedente, pari a 0,123, ma una potenza inferiore e pari a 12,47 kW. È interessante sottolineare come, per la tipologia di applicazione in esame, ovvero lo sfruttamento di calore di scarto, il principale parametro prestazionale da prendere in considerazione è sicuramente la potenza elettrica prodotta. Poiché il codice non fornisce alcuna indicazione sul tipo di scambiatori di calore, i cicli analizzati in questa tesi sono sostanzialmente quattro, infatti per ogni fluido vi sarà una configurazione con evaporatore a fascio tubiero (Shell&Tube) e una con evaporatore a piastre (Plate). Per quanto riguarda le turbine, per tutte le configurazioni si è selezionato, come previsto, l'assetto radiale.

2.3.1 Configurazione con ciclopentano

Il ciclopentano è un idrocarburo facente parte dei cicloalcani. In condizioni ambiente si presenta come un liquido incolore dall'odore caratteristico. Nella tabella 2.4 vengono riportate le principali proprietà chimico-fisiche di questo fluido [11].

Tabella 2.4: Proprietà chimico-fisiche del ciclopentano

Fluido	Formula	MM [kg/kmol]	T_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	ρ_{cr} [kg/m ³]	GWP	ODP
Ciclopentano	C ₅ H ₁₀	70.133	238.54	45.15	267.91	0.1	0

In figura 2.1 si rappresenta il ciclo termodinamico dell'impianto con ciclopentano. Il punto 1 identifica l'ingresso nell'evaporatore, il punto 4 l'entrata in turbina, il punto 5 l'entrata nel condensatore e il 7 l'ingresso della pompa. Altri punti termodinamicamente interessanti sono il 2 e il 3, che indicano l'inizio e la fine dell'evaporazione, e il 6, che costituisce l'inizio della condensazione. Due coppie di punti sembrano coincidere, per la precisione il 3 e il 4 e l'1 e il 7. Per i primi avviene perché questo ciclo prevede un surriscaldamento estremamente basso, pari a circa 0,5 °C, per i secondi perché nella

zona di liquido saturo l'aumento di pressione che avviene nella pompa comporta incrementi di entropia e temperatura molto limitati.

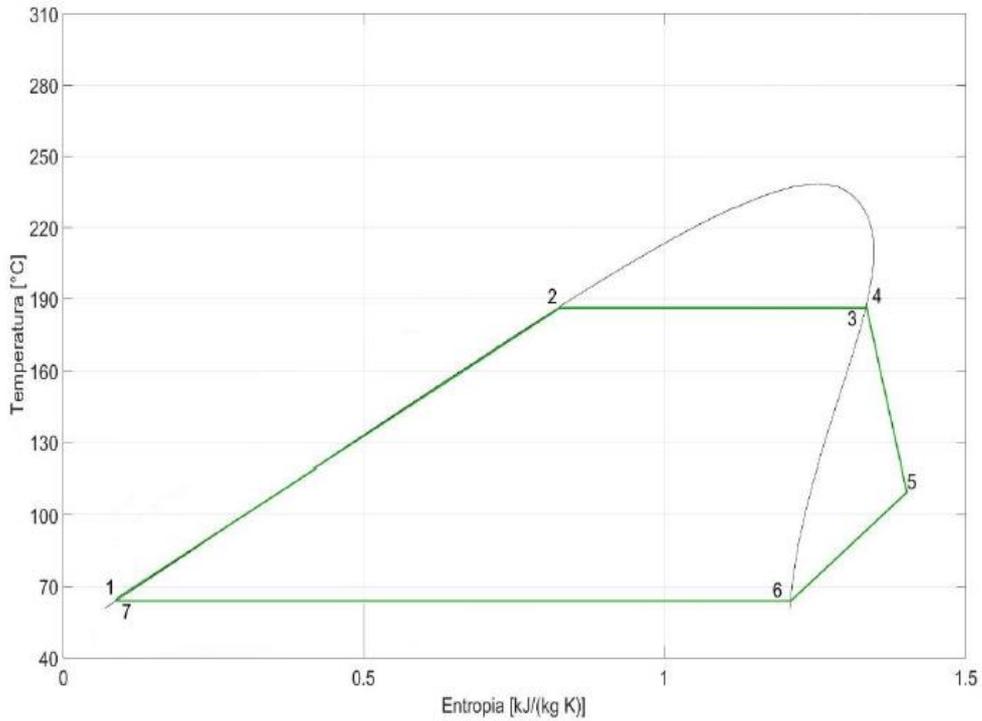


Figura 2.1: Diagramma T-s del ciclo operante con ciclopentano

Nelle tabelle 2.5 e 2.6 vengono riportate le proprietà dei diversi punti termodinamici del ciclo e i valori delle principali portate di massa nell'impianto.

Tabella 2.5: Valori delle proprietà termodinamiche dei punti di ciclo

Punto	Temperatura [°C]	Entropia [J/kg K]	Pressione [bar]
1	65,06	89,84	21,67
2	186,34	825,79	21,67
3	186,34	1333,40	21,67
4	186,85	1334,62	21,67
5	109,47	1402,11	1,60
6	63,85	1208,86	1,60
7	63,85	87,01	1,60

Tabella 2.6: Valori delle portate di massa del fluido operativo e delle sorgenti termiche

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0,212 \text{ kg/s}$	Portata di ciclopentano
$m_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2,271 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

2.3.2 Configurazione con acetone

L'acetone, noto come propanone nella nomenclatura IUPAC, è il più semplice componente della famiglia dei chetoni. In tabella 2.7 sono riassunte le sue principali caratteristiche chimico-fisiche.

Tabella 2.7: Proprietà chimico-fisiche dell'acetone

Fluido	Formula	MM [kg/kmol]	T_{cr} [°C]	p_{cr} [bar]	ρ_{cr} [kg/m ³]	GWP	ODP
Acetone	CH ₃ COCH ₃	58.079	234.95	47	272.97	0.5	0

In figura 2.2 viene rappresentato il ciclo termodinamico dell'impianto funzionante con acetone. I punti sono del tutto analoghi a quelli del ciclo operante con ciclopentano, anche se ora i punti 3 e 4 sono ben distanti per la presenza del surriscaldamento (circa 8,5°C).

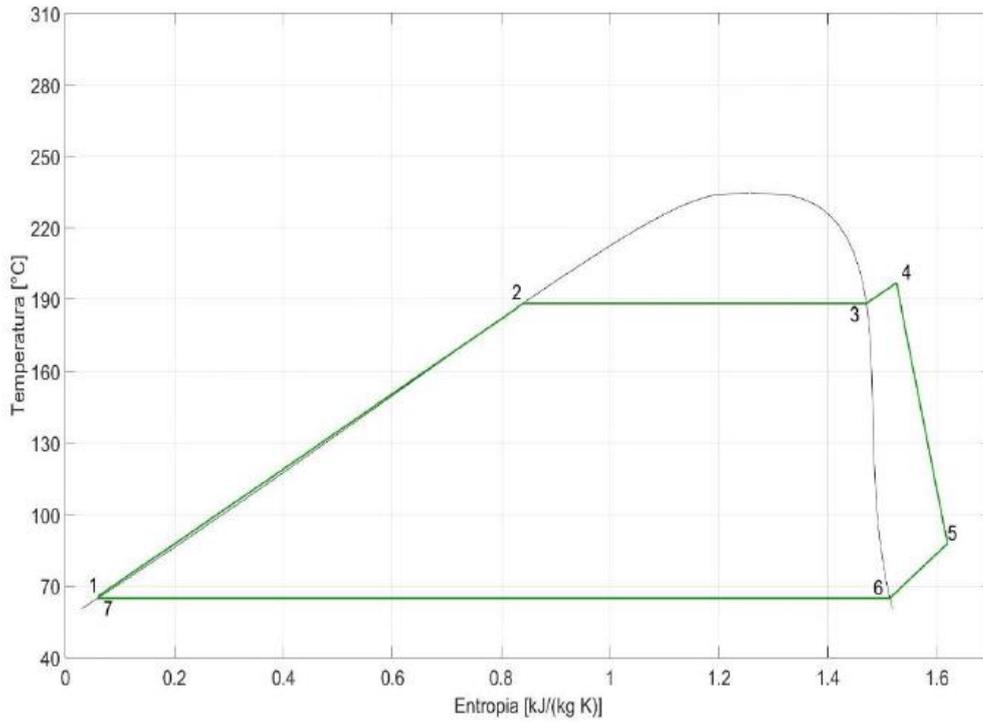


Figura 2.2: Diagramma T-s del ciclo operante con acetone

Nelle tabelle 2.8 e 2.9 vengono riportati i valori dei punti termodinamici del ciclo e le principali portate di massa.

Tabella 2.8: Valori delle proprietà termodinamiche dei punti di ciclo

Punto	Temperatura [°C]	Entropia [J/kg K]	Pressione [bar]
1	65,99	61,78	22,79
2	188,29	839,85	22,79
3	188,29	1470,20	22,79
4	196,85	1525,44	1,36
5	87,85	1619,24	1,36
6	64,85	1513,37	1,36
7	64,85	58,93	22,79

Tabella 2.9: Valori delle portate di massa del fluido operativo e delle sorgenti termiche

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0,162 \text{ kg/s}$	Portata di acetone
$m_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2,047 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Capitolo 3 – Simulazione in Aspen Plus

Il funzionamento dei cicli ORC viene simulato attraverso una modellazione degli impianti all'interno dell'ambiente Aspen Plus. L'obiettivo della simulazione è lo studio del comportamento dei diversi sistemi prima in condizioni di design e successivamente di off-design, per poi passare allo studio dei transitori in Aspen Dynamics.

3.1 Design point

Tutte le configurazioni studiate hanno lo stesso schema impiantistico, rappresentato in figura 3.1. Rispetto al modello ottimizzato mediante l'ORC-PD tool, il sistema in Aspen Plus differisce per la presenza delle tubazioni che collegano i diversi componenti, per le valvole che permettono di regolare l'impianto e per un pozzetto installato a valle del condensatore con la duplice funzione di assicurare che all'aspirazione della pompa sia presente solo liquido e per fornire un'inerzia più realistica a tutto il sistema.

Nei prossimi capitoli vengono descritti nel dettaglio le impostazioni, i passaggi e i blocchi

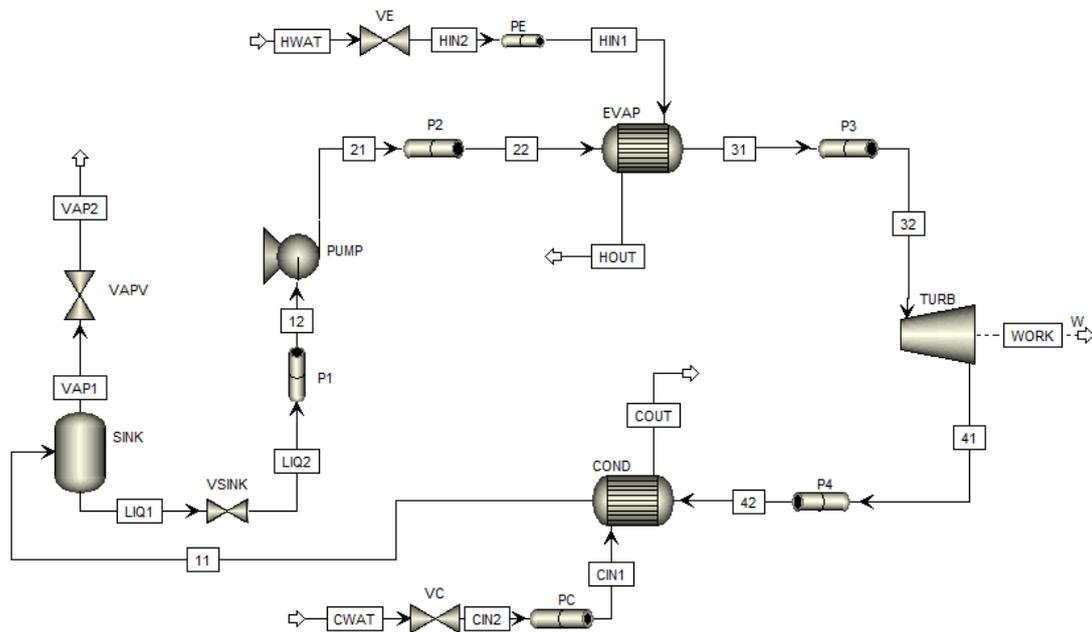


Figura 3.1: Schema di impianto generale

utilizzati all'interno del programma per costruire il modello e renderlo operativo.

3.1.1 Fluidi utilizzati

Una volta aperto il programma Aspen Plus, bisogna innanzitutto selezionare, all'interno della sezione *Properties*, tutte le sostanze utilizzate nella simulazione e indicare il metodo di calcolo con cui si desidera far funzionare il modello. In questo caso si è scelto il metodo di risoluzione dell'equazione di stato Peng-Robinson, consigliato dallo stesso software per le applicazioni con idrocarburi. Di seguito la lista dei fluidi selezionati per le simulazioni:

CYCLO-01	Sostanza: ciclopentano; Formula chimica: C_5H_{10} ; Flussi interessati: 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42, LIQ1, LIQ2;
ACETONE	Sostanza: acetone; Formula chimica: CH_3COCH_3 ; Flussi interessati: 11, 12, 21, 22, 31, 32, 41, 42, LIQ1, LIQ2;
WATER	Sostanza: acqua; Formula chimica: H_2O ; Flussi interessati: CWAT, CIN2, CIN1, COUT;
NITRO-01	Sostanza: azoto; Formula chimica: N_2 ; Flussi interessati: HWAT, HIN2, HIN1, HOUT;
OXYGE-01	Sostanza: ossigeno; Formula chimica: O_2 ; Flussi interessati: HWAT, HIN2, HIN1, HOUT;
CARBO-01	Sostanza: anidride carbonica; Formula chimica: CO_2 ;

Flussi interessati: HWAT, HIN2, HIN1, HOUT;

ARGON Sostanza: argon;

Formula chimica: Ar;

Flussi interessati: HWAT, HIN2, HIN1, HOUT;

3.1.2 Blocchi utilizzati

Completato l'inserimento delle sostanze e la scelta del metodo di calcolo, si può procedere al setting della sezione *Simulation*, contenente l'interfaccia principale del software. Qui si può costruire il diagramma di flusso dell'impianto inserendo blocchi e flussi di materia e di energia. I blocchi vengono selezionati dalla libreria del programma e permettono, una volta dimensionati, di simulare ogni componente dell'impianto. Vengono riportati di seguito con una breve descrizione della tipologia di blocco.

PUMP Una pompa della libreria *Pressure Changers*.
Dopo aver selezionato l'opzione *Pump* nella sezione *Specifications*, vengono inserite le curve di prevalenza e rendimento in funzione della portata volumetrica.

TURBINE Una turbina della libreria *Pressure Changers*.
Dopo aver selezionato l'opzione *Turbine* nella sezione *Specifications*, si fissa la pressione di scarico all'uscita.

EVAP Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.
Per dimensionare gli scambiatori di calore è possibile scegliere tra un metodo più rapido e meno dettagliato, chiamato *Shortcut*, e due metodi più precisi, chiamati *Detailed* e *Rigorous*. Per una simulazione di primo tentativo si utilizza il metodo *Shortcut*, che, note le condizioni all'ingresso e la temperatura di uscita del fluido freddo, risolve lo scambiatore attraverso un bilancio di primo principio. In un secondo momento il modello del blocco viene modificato in *Rigorous* permettendo di dimensionare lo scambiatore in modo più preciso grazie al programma Aspen EDR (Exchanger Design and Rating).

- COND Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.
La modellazione dei condensatori è del tutto analoga a quella degli evaporatori, con l'unica differenza che non viene specificata la temperatura di uscita del fluido freddo, ma quella del fluido caldo.
- VALVE Una valvola della libreria *Pressure Changers*.
Questo blocco può essere modellato in tre modi: con la caduta di pressione, con la pressione a valle o con l'apertura della valvola. Con quest'ultima opzione (metodo adottato in questo caso) si accede ad un catalogo di valvole classificate per tipologia (sfera, globo, farfalla), caratteristica (lineare o equipercentuale) e dimensioni (da 1,5 a 16 pollici) consentendo una simulazione più accurata e realistica del componente.
- PIPE Un tubo della libreria *Pressure Changers*.
In questi blocchi vengono prima specificate lunghezza e inclinazione, poi, analogamente alle valvole, vengono selezionati da catalogo il diametro, il materiale e la rugosità. Infine, nella sezione *Thermal Specifications*, viene specificata l'adiabaticità delle tubazioni, ipotizzando quindi uno scambio termico con l'ambiente nullo.
- SINK Un *Flash2* dalla libreria *Separators*.
Non essendo disponibile nella libreria del software un blocco dedicato esclusivamente alla modellazione di un pozzetto, si utilizza un separatore di liquido con portata del vapore in uscita nulla. All'interno del blocco vengono specificati la pressione in uscita, calcolata in base al battente di liquido e alla densità del fluido, e la potenza termica, in questo caso nulla.

3.1.3 Diagrammi di flusso

Le figure riportate di seguito rappresentano i diagrammi di flusso dei cicli ORC in grafica Aspen Plus. Ogni flusso è accompagnato dai rispettivi valori di temperatura, pressione e

portata di massa, valori riferiti alle condizioni nel punto di design. I numeri in blu si riferiscono alle potenze termiche scambiate (nulle per tubazioni e pozzetti).

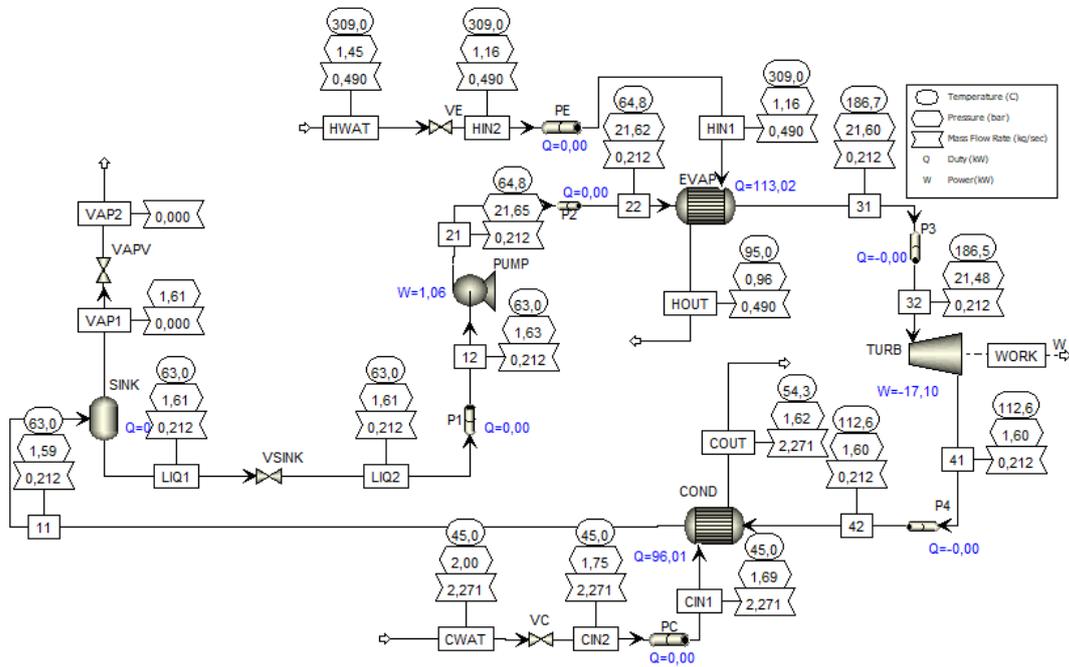


Figura 3.2: Diagramma di flusso dell'impianto con evaporatore a fascio tubiero e ciclopentano

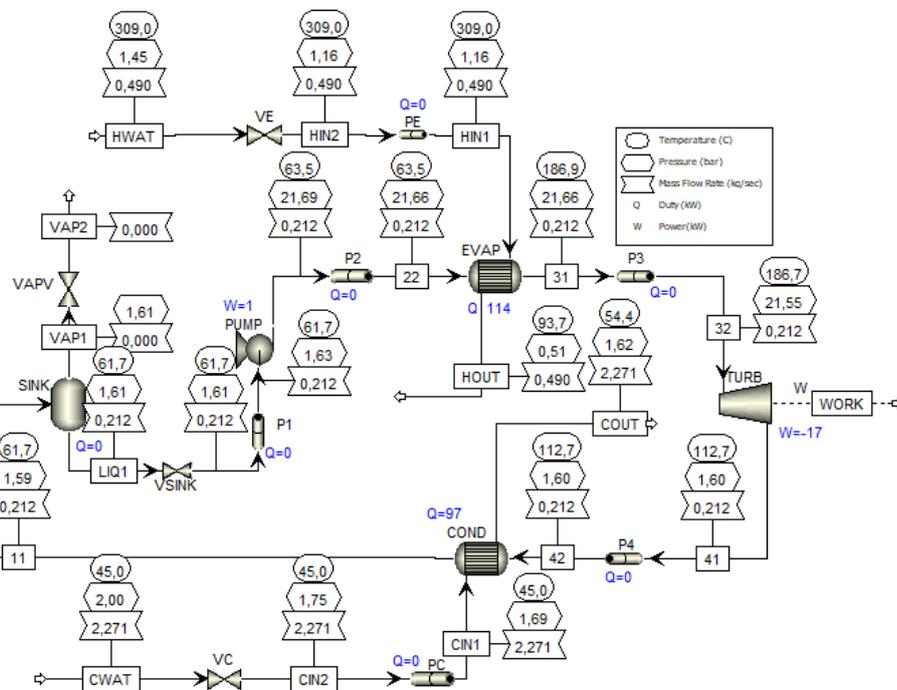


Figura 3.3: Diagramma di flusso dell'impianto con evaporatore a piastre e ciclopentano

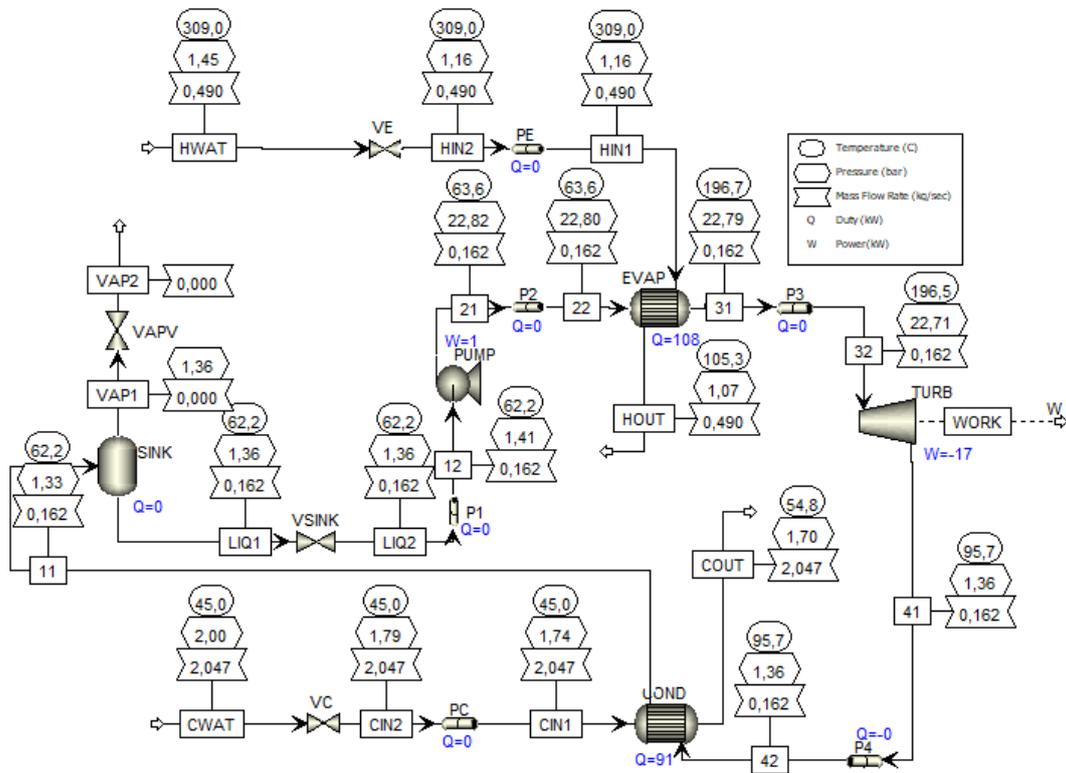


Figura 3.4: Diagramma di flusso dell'impianto con evaporatore a fascio tubiero e acetone

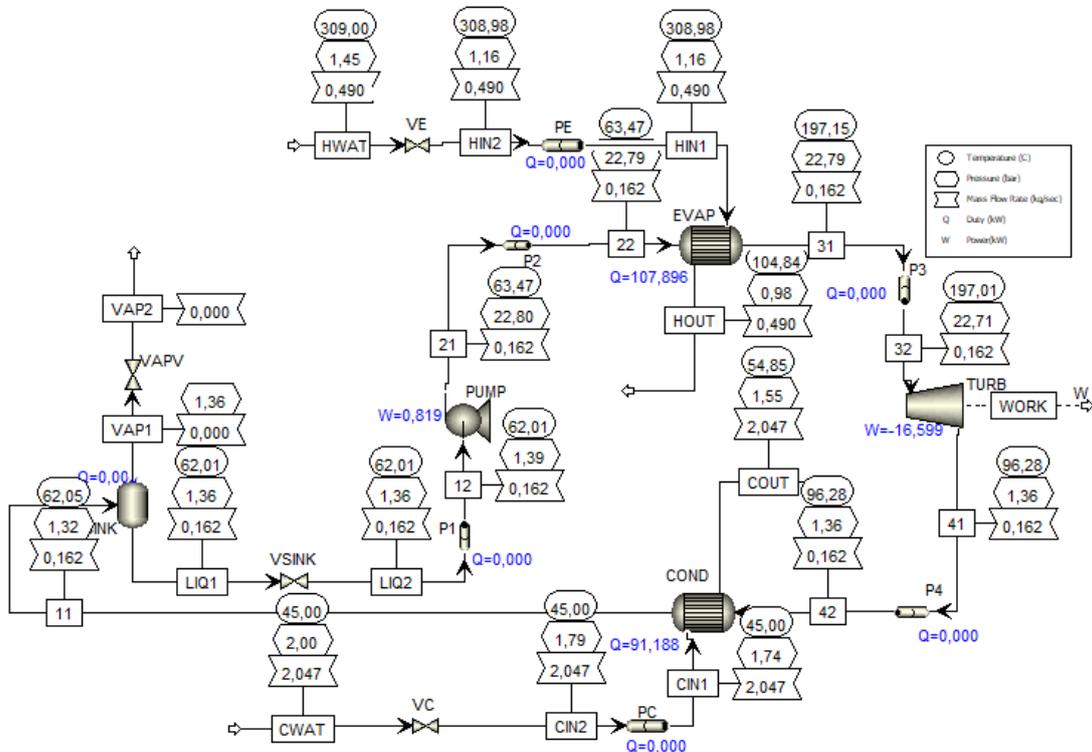


Figura 3.2: Diagramma di flusso dell'impianto con evaporatore a piastre e acetone

Il solutore di Aspen Plus segue una logica sequenziale modulare, per cui, oltre ai dati termodinamici delle sorgenti esterne, inserite nei flussi CWAT e HWAT e riportati nelle tabelle 3.1 e 3.2, si rende necessario inserire in un flusso contenente il fluido organico di lavoro i parametri termodinamici di quella sezione di ciclo, in modo da inizializzare il calcolo iterativo.

Tabella 3.1: Proprietà del flusso CWAT

Flusso CWAT	Ciclopentano	Acetone
Composizione	100% H ₂ O	
Temperatura [°C]	45	
Portata [kg/s]	2,271	2,047
Pressione [bar]	2	

Tabella 3.2: Proprietà del flusso HWAT

Flusso HWAT	Ciclopentano	Acetone
Composizione	74% N ₂ , 14% O ₂ , 6% CO ₂ , 5% H ₂ O, 1% Ar	
Temperatura [°C]	309	
Portata [kg/s]	0,49	
Pressione [bar]	1,45	

3.1.4 Scambiatori di calore

Come descritto nel paragrafo precedente, indipendentemente dal tipo di scambiatore adottato, un primo dimensionamento di massima viene eseguito con il metodo *Shortcut*, che richiede una temperatura di uscita. Questi valori di temperatura, del flusso caldo per i condensatori e del flusso freddo per gli evaporatori, vengono assunti secondo quanto calcolato dall'ottimizzazione dell'ORC-PD tool. I risultati ottenuti con il metodo *Shortcut* vengono poi utilizzati come dati di input dal metodo *Rigorous*, che, richiamando il software Aspen EDR (Exchanger Design and Rating), consente di modellare a piacere uno scambiatore, scegliendone la tipologia, i materiali, le dimensioni e tutte le diverse specifiche relative al layout. Per gli scambiatori a fascio tubiero Aspen Plus possiede la funzione *Size Shell&Tube*, che consente di creare e modificare lo scambiatore rimanendo

all'interno dello stesso programma. Se però si intende modellare uno scambiatore a piastre, poiché Aspen Plus non possiede una funzione specifica per il dimensionamento degli scambiatori di questo tipo, bisogna lavorare esternamente. Questo è possibile utilizzando direttamente il software Aspen EDR (Exchanger Design and Rating), andando ad aprire e modificare i file “.edr” contenenti i modelli di scambiatore per poi caricarli in Aspen Plus per verificarne il corretto dimensionamento. Nelle tabelle 3.4÷3.6 vengono riportati i dati sulla geometria e le principali caratteristiche risultanti dal dimensionamento.

Tabella 3.3: Caratteristiche dei condensatori calcolate con il metodo Rigorous

CONDENSATORE	Ciclopentano	Acetone
Potenza termica scambiata [kW]	97,7	90,1
Portata fluido caldo [kg/s]	0,21	0,16
Portata fluido freddo [kg/s]	2,27	2,05
Numero unità in serie	1	1
Numero unità in parallelo	1	1
Superficie di scambio [m ²]	6,5	4,8
Trasmittanza [W/(m ² K)]	1008	1229
Diametro esterno tubi [mm]	17	22
Spessore tubi [mm]	1,65	2,11
Lunghezza tubi [mm]	2250	2250
Diametro interno mantello [mm]	205	205
Numero diaframmi	4	16
Numero tubi	56	32
Passaggi lato mantello	1	1
Passaggi lato tubi	2	2
Spazio diaframmi centrali [mm]	330	120
Spazio diaframmi laterali [mm]	593,48	183,47
Disposizione tubi	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	21,25	27,5

Perdite di carico tubi [bar]	0,06	0,05
Perdite di carico mantello [bar]	0,01	0,03
Costo stimato [\$]	9686	9712

Tabella 3.4: Caratteristiche degli evaporatori a fascio tubiero calcolate con il metodo Rigorous

EVAPORATORE	Ciclopentano	Acetone
Potenza termica scambiata [kW]	112,9	105
Portata fluido caldo [kg/s]	0,49	0,49
Portata fluido freddo [kg/s]	0,21	0,16
Numero unità in serie	1	1
Numero unità in parallelo	1	1
Superficie di scambio [m ²]	39,1	34,8
Trasmittanza [W/(m ² K)]	58	78,7
Diametro esterno tubi [mm]	14	15
Spessore tubi [mm]	1,65	1,65
Lunghezza tubi [mm]	3800	4350
Diametro interno mantello [mm]	336,55	307,09
Numero diaframmi	10	8
Numero tubi	239	173
Passaggi lato mantello	1	1
Passaggi lato tubi	1	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	355	415
Spazio diaframmi laterali [mm]	483,79	681,98
Disposizione tubi	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	17,5	18,75
Perdite di carico tubi [bar]	0,02	0,01
Perdite di carico mantello [bar]	0,20	0,08
Costo stimato [\$]	19693	17921

Tabella 3.5: Caratteristiche degli evaporatori a piastre calcolate con il metodo Rigorous

EVAPORATORE	Ciclopentano	Acetone
Potenza termica scambiata [kW]	114	106,9
Portata fluido caldo [kg/s]	0,49	0,49
Portata fluido freddo [kg/s]	0,21	0,16
Numero unità	1	1
Superficie di scambio [m ²]	19,7	31,1
Trasmittanza [W/(m ² K)]	150,4	89,3
Numero piastre	25	39
Canali caldi	12	19
Canali freddi	12	19
Altezza piastra	2070	2160
Larghezza piastra	450	420
Spessore piastra	0,9	0,9
Distanza piastre	5,58	5,58
Diametro porte	150	100
Angolo di corrugazione	45°	60°
Perdite di carico lato caldo [bar]	0,70	0,17
Perdite di carico lato freddo [bar]	0,0005	0,0001
Costo stimato [\$]	2747	3748

Dai dati appena presentati emergono già delle differenze sostanziali tra i due tipi di evaporatore, si notano infatti le diverse dimensioni e i diversi costi, in particolare quest'ultimi sono di un ordine di grandezza inferiore negli evaporatori a piastre.

Nelle figure 3.6 e 3.7 sono mostrati i diagrammi T-Q (temperatura-calore scambiato) degli scambiatori.

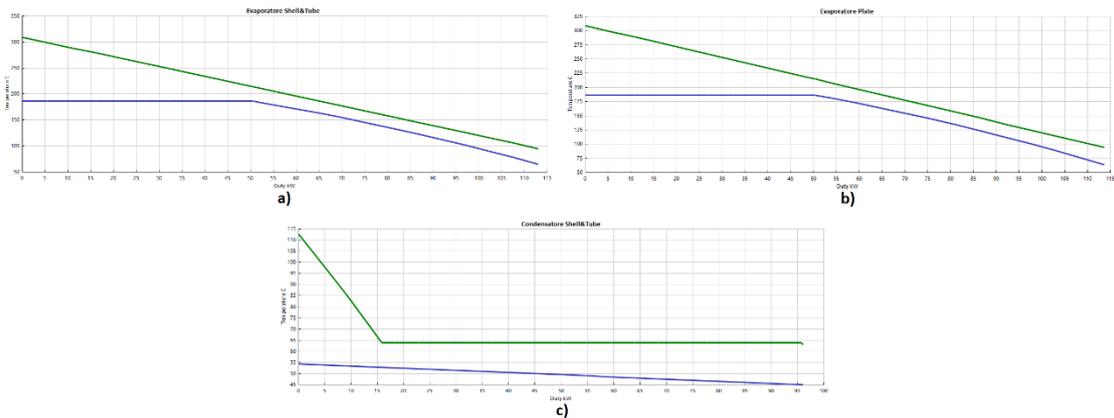


Figure 3.6: Curve T-Q degli scambiatori nei cicli con ciclopentano: evaporatore a fascio tubiero a), evaporatore a piastre b), condensatore a fascio tubiero c)

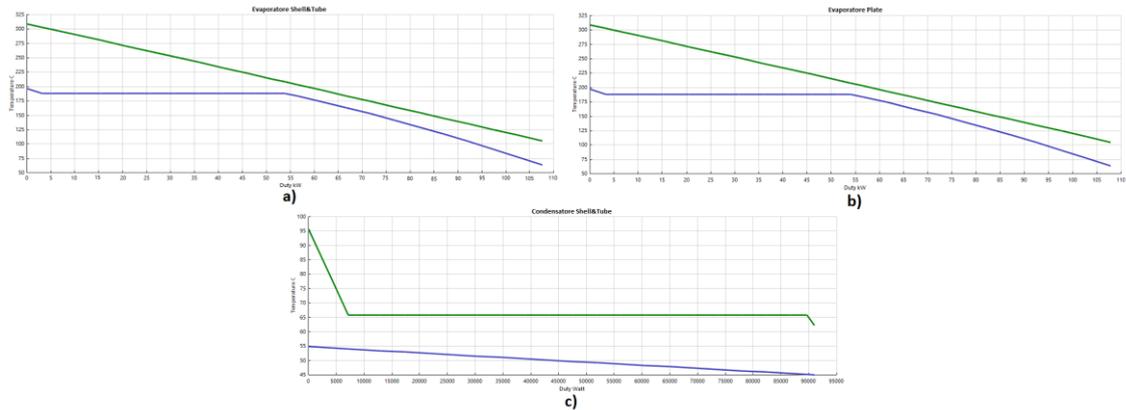


Figure 3.1: Curve T-Q degli scambiatori nei cicli con acetone: evaporatore a fascio tubiero a), evaporatore a piastre b), condensatore a fascio tubiero c)

3.1.5 Pompe e Turbine

Mentre per la turbina vengono inseriti direttamente i valori di pressione all'uscita e rendimento isoentropico, riportati in tabella 3.6, per la pompa si inseriscono le curve di prevalenza e rendimento in funzione della portata volumetrica in forma tabellare, che il software poi interpola con delle cubiche. Questi valori, riportati nelle tabelle 3.7 e 3.8, sono stati ottenuti scalando le curve caratteristiche di un modello commerciale di pompa, processo spiegato più dettagliatamente nel paragrafo 3.2.2.

Tabella 3.6: Grandezze specificate nei blocchi TURB

TURBINE	Ciclopentano	Acetone
Pressione di scarico [bar]	1,6	1,36
Efficienza isoentropica	0,769	0,758

Tabella 3.7: Curve di prevalenza e rendimento dei blocchi PUMP nei cicli con ciclopentano

Portata volumetrica [m ³ /h]	Prevalenza [m]	Rendimento
0,082	311,6613	0,217
0,192	309,1613	0,287
0,496	302,5613	0,435
0,74	297,4613	0,518
0,88	294,5613	0,56
1	292,0613	0,589
1,085	290,4613	0,6
1,28	286,2613	0,585
1,52	280,7613	0,52
1,94	269,9613	0,3

Tabella 3.8: Curve di prevalenza e rendimento dei blocchi PUMP nei cicli con acetone

Portata volumetrica [m ³ /h]	Prevalenza [m]	Rendimento
0,01	308,7613	0,157
0,05	308,2613	0,227
0,196	305,8664	0,365
0,44	300,7664	0,508
0,58	297,8664	0,56
0,7	295,3664	0,589
0,78	293,7664	0,6
0,98	289,5664	0,585
1,22	284,0664	0,52
1,64	273,2664	0,3

3.1.6 Valvole

La valvola a monte dell'evaporatore (indicata con la sigla VE nei diagrammi di flusso) viene utilizzata per simulare le variazioni del carico della microturbina senza dover impiegare più blocchi. Ciò ha permesso di semplificare le simulazioni nell'ambiente Aspen Plus Dynamics regolando l'apertura al diminuire del carico per ridurre la portata di gas. La valvola a monte del condensatore (VC) viene invece usata per ridurre la portata d'acqua di raffreddamento ai carichi parziali per controllare la temperatura nel flusso all'uscita del condensatore. Infine, si utilizza una valvola a valle del pozzetto (VSINK) per regolare il livello del liquido. Di seguito vengono riportate le caratteristiche delle valvole:

Tabella 3.9: Caratteristiche delle valvole e apertura in condizioni di design

	Condensatore	Evaporatore	Pozzetto
Tipologia	Globo	Globo	Globo
Caratteristica	Equipercentuale	Equipercentuale	Lineare
Taglia (pollici)	4	8	1,5
Apertura	50%	60%	40%

L'apertura in condizioni di design non viene fissata pari al 100 % in quanto, per garantire un controllo efficace ai carichi parziali, si rende necessario che ai capi della valvola sia presente una perdita di carico sufficientemente elevata anche al carico nominale. Nella Tabella 3.10 vengono elencati i valori del coefficiente di flusso al variare dell'apertura.

Tabella 3.10: Coefficiente di flusso C_v delle valvole al variare dell'apertura

Apertura [%]	Condensatore	Evaporatore	Pozzetto
10	2	11	2
20	4	14	7,3
30	6	22	13
40	12	47	19
50	19	84	24
60	38	142	29
70	68	246	34
80	106	420	38
90	144	546	39
100	170	650	40

Nella normativa americana il coefficiente di flusso C_v è definito come segue:

$$C_v = \frac{Q}{\Delta p^{\frac{1}{2}}} \quad (3.1)$$

Dove Q è la portata volumetrica in galloni al minuto e Δp la caduta di pressione ai capi della valvola in psi. Nella normativa europea la portata e la pressione vengono espresse rispettivamente in m³/h e in bar e il coefficiente, chiamato K_v , può essere calcolato in funzione di c_v con la seguente relazione:

$$K_v = 0,865 c_v \quad (3.2)$$

Vi è infine un'ultima valvola (VAPV) utilizzata con il separatore per simulare il pozzetto. È posta lungo il flusso di vapore uscente (imposto nullo) e modellizzato con una caduta di pressione pari a 0,1 bar.

3.1.7 Tubazioni

Ogni tubazione ha la stessa lunghezza, pari a 1 metro, mentre i diametri sono stati scelti in funzione della velocità e delle densità dei fluidi. Nella tabella 3.11 si riportano a titolo di esempio i diametri e le velocità delle tubazioni nelle configurazioni con ciclopentano in condizioni di design.

Tabella 3.11: Diametri delle tubazioni e velocità nelle configurazioni con ciclopentano

	P1	P2	P3	P4	PE	PC
Diametro interno [pollici]	0,38	0,38	0,50	2,00	8,00	1,00
Diametro interno [mm]	9,53	9,53	12,70	50,80	203,20	25,40
Velocità [m/s]	2,00	2,01	16,40	25,30	20,55	3,82

Nella sezione *Thermal Specification* viene poi selezionata, per ogni tubo, l'opzione *Adiabatic (zero duty)* che ipotizza dispersioni termiche nulle.

3.1.8 Pozzetto

Il pozzetto selezionato ha forma cilindrica, disposizione orizzontale e lunghezza e diametro pari rispettivamente a 1 m e 0,4. La pressione all'uscita viene calcolata in funzione della pressione in ingresso e del battente di liquido con la seguente formula:

$$p_{out} = p_{in} + \frac{m\rho g}{10^5} \quad (3.3)$$

Con: p_{in} e p_{out} pressioni di ingresso e uscita [bar];
 m battente di liquido pari a 0,4 metri per tutti i fluidi;
 ρ densità del liquido [kg/m³];
 g accelerazione gravitazionale pari a 9,807 m/s²;

Le pressioni e le densità dei due fluidi vengono riassunte in tabella 3.12:

Tabella 3.12: Pressioni in ingresso e in uscita e densità del liquido nel pozzetto

	Ciclopentano	Acetone
Pressione di ingresso [bar]	1,59	1,33
Densità del liquido [kg/m ³]	703,58	743,02
Incremento di pressione [bar]	0,02	0,03
Pressione in uscita [bar]	1,61	1,36

Come nel caso dei tubi le dispersioni termiche vengono ipotizzate nulle.

3.2 Off-Design

Dopo aver completato le simulazioni nel punto di progetto, è possibile modellare i diversi componenti per il funzionamento ai carichi parziali. Per farlo, bisogna impostare il comportamento di ognuno di essi al variare delle condizioni operative.

3.2.1 Variazione sorgente di calore

Nella Tabella 3.13 si riportano la portata di massa e la temperatura dei gas di scarico in uscita dalla microturbina in funzione della potenza prodotta. La pressione invece rimane costante e pari a 1,1 bar.

Tabella 3.9: Variazione dei parametri dei gas in uscita dalla microturbina

Potenza TG [kW]	Portata [kg/s]	Temperatura [°C]
65	0,49	309
60	0,47	301
55	0,45	295
50	0,43	288
45	0,41	282
40	0,39	276

Per simulare le variazioni di carico in regime quasi-stazionario è sufficiente variare le grandezze in input nel flusso HWAT.

3.2.2 Modellazione della pompa ai carichi parziali

Per simulare il comportamento della pompa ai carichi parziali è necessario inserire, nella sezione *Performance Curves* del blocco PUMP, le curve caratteristiche di prevalenza, potenza elettrica assorbita ed efficienza in funzione della portata volumetrica. Per fare ciò bisogna calcolare l'incremento di pressione Δp , la portata di massa \dot{m} e la densità del fluido in ingresso ρ , in condizioni di design. È così possibile calcolare la portata volumetrica \dot{Q}_{des} e la prevalenza desiderata H_{des} in condizioni nominali attraverso le seguenti equazioni:

$$\dot{Q}_{des} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.4)$$

$$H_{des} = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3.5)$$

Si è scelto di riscaldare la curva caratteristica di un modello commerciale di macchina per far sì che, per ogni fluido e ogni configurazione, al punto di progetto corrispondesse il punto di massimo rendimento. Nella tabella 3.14 vengono riportate la prevalenza e la portata volumetrica di progetto calcolate per i due fluidi.

Tabella 3.14: Prevalenza e portata volumetrica della pompa in condizioni di progetto

	Ciclopentano	Acetone
\dot{Q}_{des} [m ³ /h]	1,1	0,8
H_{des} [m]	290,6	293,8

Nelle Figure 3.8 e 3.9 si rappresentano le curve caratteristiche delle pompe. Il punto evidenziato costituisce il punto di progetto.

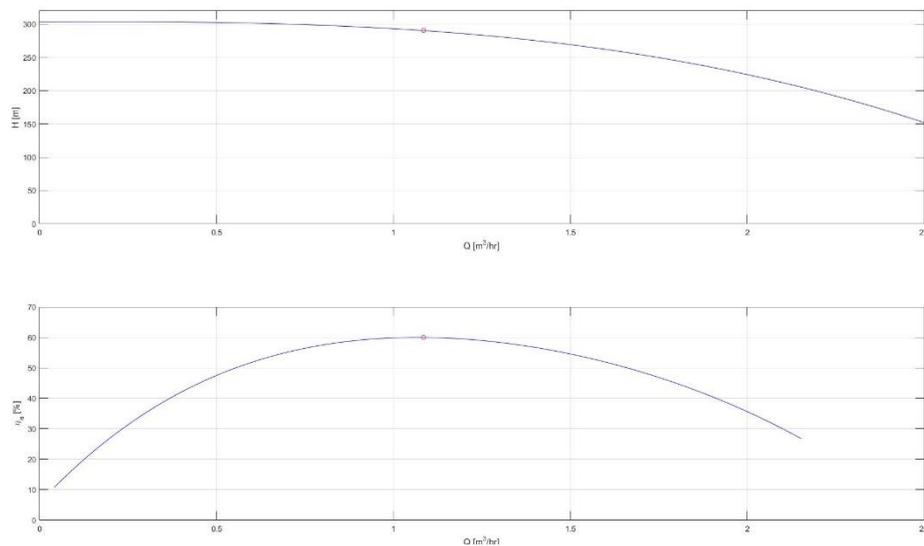


Figura 3.8: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con ciclopentano

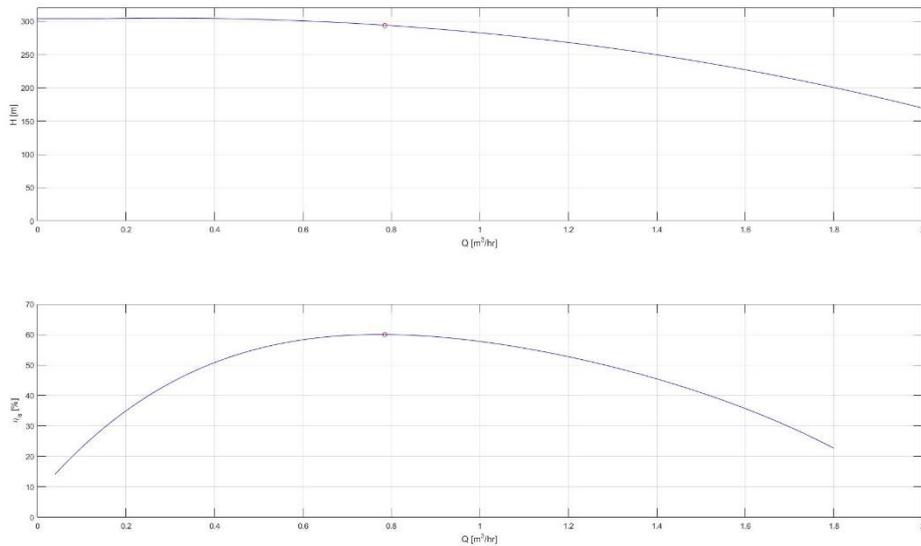


Figura 3.9: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con acetone

Le curve vengono inserite in forma tabellare e interpolate con delle spline cubiche. La regolazione a carico parziale della pompa avviene variando il numero di giri. Per permettere al software di modificare la curva caratteristica in funzione della velocità di rotazione occorre impostare la velocità rotazionale di riferimento, pari a 3000 rpm per tutti i fluidi e le configurazioni, e gli esponenti delle leggi di affinità. Queste leggi descrivono l'andamento della portata volumetrica, della prevalenza e della potenza assorbita al variare del numero di giri n della pompa:

$$Q_B = Q_A \frac{n_B}{n_A} \quad (3.6)$$

$$H_B = H_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^2 \quad (3.7)$$

$$P_B = P_A \left(\frac{n_B}{n_A} \right)^3 \quad (3.8)$$

Il pedice A identifica i valori di design, il pedice B i valori dei parametri al carico parziale.

3.2.3 Modellazione della turbina ai carichi parziali

Non essendo disponibili le curve caratteristiche della turbina, si è scelto di utilizzare l'analogia nota come legge dell'ellisse o ellisse di Stodola, secondo cui il comportamento di interi gruppi di stadi di turbina è assimilabile a quello di singolo un ugello [12] e per ogni gruppo di estrazione i , vale:

$$\Phi_i \propto \sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i}\right)^2} \quad (3.9)$$

(questa relazione è stata testata empiricamente fino a 8 stadi con grado di reazione del 50% da Stodola). b_i rappresenta la contropressione a valle della turbina, p_i è la pressione a monte e Φ_i è il coefficiente di flusso, definito come segue:

$$\Phi_i = \frac{\dot{m}_i}{\sqrt{\frac{p_i}{v_i}}} \quad (3.10)$$

dove \dot{m}_i è la portata di massa e v_i il volume specifico nella sezione a pressione p_i . Per trovare la costante di proporzionalità si considera il seguente rapporto:

$$\frac{\Phi_i}{\Phi_{i,nom}} = \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{b_i}{p_i}\right)^2}}{\sqrt{1 - \left(\frac{b_{i,nom}}{p_{i,nom}}\right)^2}} \quad (3.11)$$

Dove il pedice *nom* indica la grandezza valutata al carico nominale. Con diversi passaggi algebrici si ottengono le seguenti equazioni:

$$p_i = \frac{b_i}{\sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_i}{k_{i,nom}}\right)^2}} \quad (3.12)$$

$$b_i = p_i \sqrt{1 - \left(\frac{\Phi_i}{k_{i,nom}}\right)^2} \quad (3.13)$$

dove $k_{i,nom}$ è costante al variare del carico ed è pari a:

$$k_{i,nom} = \frac{p_{i,nom} \Phi_{i,nom}}{\sqrt{(p_{i,nom})^2 - (\Phi_{i,nom})^2}} \quad (3.14)$$

Questo metodo consente, partendo dalla pressione di condensazione, di risolvere la linea di espansione ottenendo la pressione di ingresso p_i nota quella di uscita b_i , si ricava infatti:

$$p_i^2 - \frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,nom}^2} p_i - b_i^2 = 0 \quad (3.15)$$

$$p_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,nom}^2} + \sqrt{\left(\frac{\dot{m}_i^2 v_i}{k_{i,nom}^2} \right)^2 + 4 b_i^2} \right) \quad (3.16)$$

Se fosse nota la pressione all'ingresso p_i , la pressione di uscita b_i verrebbe calcolata con l'equazione:

$$b_i = p_i \sqrt{1 - \frac{\dot{m}_i^2 v_i}{p_i k_{i,nom}^2}} \quad (3.17)$$

La relazione 3.16 viene implementata nel modello con un blocco *Design-Spec* della libreria *Manipulators*. Il blocco *Design-Spec* consente di mantenere costante il valore di un determinato parametro o il risultato di una funzione (scritta in linguaggio Fortran) manipolando il valore di un'altra variabile. All'interno del blocco vanno definite tutte le variabili coinvolte nella sezione *Define*, inserire il valore o le espressioni che descrivono la specifica e la tolleranza nella sezione *Spec* e indicare il parametro da manipolare con

un range di limiti massimo e minimo di variazione nella sezione *Vary*. Nella Tabella 3.15 si riportano i parametri e le espressioni inseriti nel blocco *Design-Spec* per simulare il comportamento della turbina ai carichi parziali con il metodo dell'Ellisse di Stodola.

Tabella 3.15: Parametri e formule inseriti nel blocco *Design-Spec* per modellare la turbina in off-design

Definizione variabili	
MFLOW	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
PIT	Pressione di ingresso in turbina [Pa]
POT	Pressione di uscita dalla turbina [Pa]
DENSITY	Densità nella sezione di ingresso in turbina [kg/m ³]
Espressioni	
Variabile specificata	PIT
Target	$0,5(MFLOW^2(1/DENSITY)/K^2 + ((MFLOW^2(1/DENSITY)/K^2)^2 + 4POT^2)^{0,5})$
Tolleranza	100 Pa
Variazione	
Variabile manipolata	Velocità di rotazione della pompa
Limiti	1800 - 3000 rpm

Nei casi in esame, la variabile manipolata è la velocità di rotazione della pompa. Al diminuire della velocità si modifica la curva caratteristica che, a parità di portata (che viene calcolata in un altro blocco), riduce la prevalenza elaborata dalla macchina e quindi anche la pressione di ingresso in turbina. Per ridurre le iterazioni necessarie al raggiungimento della soluzione, il range entro il quale il numero di giri della pompa può trovarsi ad operare viene variato progressivamente al diminuire del carico. Per esempio, al 90% della potenza del turbogas l'intervallo impostato è 2800 - 3000 rpm, mentre al 50% del carico l'intervallo è 1800 - 2100 rpm. I valori della costante *K* calcolati per il ciclopentano e l'acetone tramite l'Equazione 3.14 sono rispettivamente $1,94 \cdot 10^{-5}$ e $1,57 \cdot 10^{-5}$.

Per quanto riguarda il rendimento isoentropico in condizioni di off-design, questa viene calcolata moltiplicando il valore in condizioni di progetto per due fattori correttivi [13]. Il primo fattore correttivo CF1 è legato alla variazione del salto entalpico ed è funzione del rapporto u/c_0 dove u rappresenta la velocità periferica del rotore e c_0 la “spouting velocity” definita nel seguente modo:

$$c_0 = \sqrt{2\Delta h_{is,studio}} \quad (3.18)$$

Il secondo fattore correttivo CF2 è invece legato alla variazione della portata di massa.

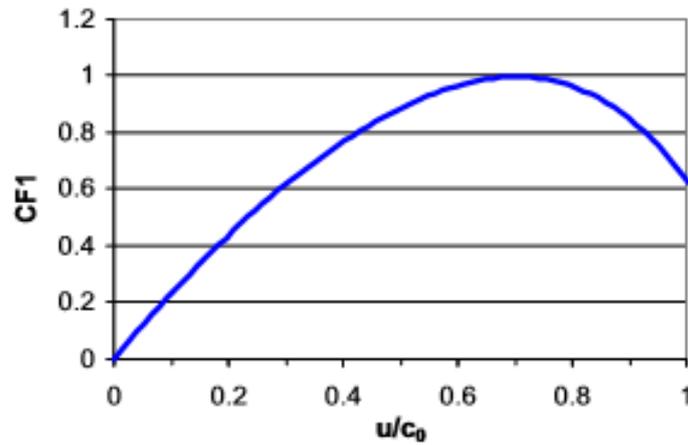


Figura 3.9: Andamento del fattore correttivo CF1 in funzione del rapporto u/c_0

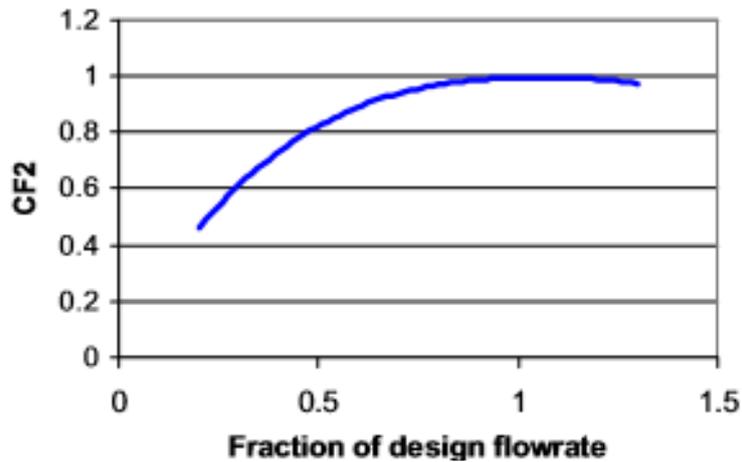


Figura 3.11: Andamento del fattore correttivo CF2

Per variare il rendimento della turbina in funzione del carico si utilizza un blocco *Calculator* della libreria *Manipulators* che consente di calcolare una o più variabili in codice Fortran. Come fatto con i blocchi *Design-Spec*, nella sezione *Define* vengono specificate le variabili di input (*Import Variable*) e le variabili da calcolare (*Export Variable*), nella sezione *Calculate* vengono inserite le formule per il calcolo delle variabili e nella sezione *Sequence* viene specificato quando vengono effettuati i calcoli. In questo caso si è scelta l'opzione *Use import/export variables*, quindi il blocco *Calculator* viene risolto subito dopo il calcolo delle proprietà termodinamiche del fluido a monte della turbina. Nella tabella 3.16 vengono elencati i parametri inseriti nel blocco.

Tabella 3.16: Parametri e formule inseriti nel blocco *Calculator*

Definizione variabili		
	Import	Portata di massa elaborata dalla turbina
MFLOW		[kg/s]
PISEN	Import	Potenza associata al salto isoentropico [kW]
ETAIS	Export	Rendimento isoentropico della turbina
Codice Fortran		
DELTAHIS = -PISEN/MFLOW		
CO = (2*DELTAHIS)**0.5		
U = UDES/CO		
CF1=-1.36*U**4+1.2285*U**3-1.7421*U**2+2.511*U+0.0010818		
V = MFLOW/MFLOWDES		
CF2=-0.26945*V**4+1.3262*V**3-2.7847*V**2+2.7039*V+0.023357		
ETAIS = CF1*CF2*ETAISDES		

Le variabili MFLOWDES e ETAISDES sono rispettivamente la portata di massa ed il rendimento isoentropico in condizioni di design, mentre UDES è la velocità periferica del rotore. Questi valori vengono calcolati attraverso un processo iterativo sapendo che il valore ottimale del rapporto u/c_0 è circa 0,7.

3.2.4 Scambiatori in condizioni di off-design

Il comportamento degli scambiatori di calore a carico parziale viene simulato direttamente dal software Aspen EDR. Una volta fissata la geometria in condizioni di progetto, i blocchi scambiatore vengono impostati nella modalità *Simulation*, mantenendo il metodo di calcolo Rigorous. In tal modo il codice si interfaccia con il modello EDR dello scambiatore creato in fase di design e riesce a calcolare i nuovi parametri di scambio termico e a risolvere i flussi in uscita dallo scambiatore nota la geometria ed i flussi in ingresso.

3.2.5 Strategia di controllo

La strategia di controllo utilizzata nelle simulazioni a carico parziale prevede il mantenimento delle temperature di ingresso in turbina T_{32} e di uscita dal condensatore T_{11} costanti e pari ai valori di design. Per la prima temperatura si effettua una variazione della portata di massa, il cui relativo blocco *Design-Spec* è riportato nella tabella 3.17, mentre per la seconda viene variata la portata dell'acqua di raffreddamento al condensatore (tabella 3.18).

Tabella 3.17: Parametri e formule inseriti nel blocco Design-Spec per controllare la temperatura in ingresso in turbina

Definizione variabili	
TIT	Temperatura di ingresso in turbina [°C]
Espressioni	
Variabile specificata	TIT
Target	$T_{32,DES}$
Tolleranza	0,1 °C
Variazione	
Variabile manipolata	Portata di massa del fluido organico
Limiti	0 – $\dot{m}_{32,DES}$

Tabella 3.18: Parametri e formule inseriti nel blocco Design-Spec per controllare la temperatura in uscita dal condensatore

Definizione variabili	
TOUTCOND	Temperatura di uscita del condensatore [°C]
Espressioni	
Variabile specificata	TOUTCOND
Target	$T_{11,DES}$
Tolleranza	0,1 °C
Variazione	
Variabile manipolata	Portata d'acqua di raffreddamento
Limiti	$0 - \dot{m}_{wat,DES}$

Capitolo 4 – Simulazione in Aspen Dynamics

Nell'ambiente Aspen Dynamics vengono eseguite le simulazioni in regime dinamico, per studiare il comportamento dei cicli ORC durante i transitori. Le varie simulazioni si distinguono per il tipo di fluido, per il tipo di evaporatore, per la strategia di controllo e per il transitorio applicato.

4.1 Da Aspen Plus ad Aspen Dynamics

Per esportare i modelli costruiti in Aspen Plus nell'ambiente Aspen Dynamics occorre selezionare la funzione *Dynamic Mode* e inserire, nei blocchi che lo prevedono, i dati relativi all'inerzia dei componenti all'interno della scheda *Dynamic*. Per gli scambiatori sono richiesti i volumi di entrata e uscita, sia del lato caldo che del lato freddo; valori precedentemente calcolati in ambiente Aspen EDR per gli scambiatori a piastre e calcolati in funzione delle caratteristiche geometriche riportate nelle tabelle 3.3 e 3.4 per gli scambiatori a fascio tubiero. Questi valori, espressi in m³, vengono riportati in tabella 4.1 (tali valori sono poi da dimezzare se si intende dividerli in entrata e uscita).

Tabella 4.1: Volumi interni degli scambiatori in m³

Scambiatore	Ciclopentano		Acetone	
	Lato caldo	Lato freddo	Lato caldo	Lato freddo
Evaporatore <i>Shell&Tube</i>	0,2182	0,0817	0,2044	0,0809
Evaporatore <i>Plate</i>	0,0517	0,0517	0,0675	0,0675
Condensatore <i>Shell&Tube</i>	0,0186	0,0502	0,0514	0,0179

Nel blocco usato per modellare il pozzetto vengono inserite le caratteristiche geometriche definite nel paragrafo 3.1.8. Infine, non avendo gli altri blocchi bisogno di ulteriori specifiche, il modello in viene esportato Aspen Dynamics selezionando il comando *Pressure Driven*.

4.2 Blocchi utilizzati

Per eseguire le simulazioni in regime dinamico, si rende necessario aggiungere al modello esportato da Aspen Plus alcuni componenti aggiuntivi disponibili nelle librerie di Aspen Dynamics. Tali blocchi hanno la funzione di riprodurre i principali sistemi di controllo dell'unità ORC. Si ricorda che il sistema di controllo gioca un ruolo fondamentale nella gestione dei transistori. Infatti, a seconda della sua implementazione, l'impianto sarà o meno in grado di adeguarsi alle variazioni di carico.

4.2.1 Blocchi PID

La logica di controllo implementata si basa sul controllore PID (Proportional, Integrative and Derivative control). I blocchi PID permettono di impostare un valore di *Set Point* per una determinata variabile di input e di manipolarne un'altra con l'output. Il loro funzionamento è legato alla seguente relazione:

$$OP(t) = K_p E(t) + \frac{K_p}{T_i} \int_0^t E(t) dt + K_p T_d \frac{dE(t)}{dt} \quad (4.3)$$

dove: $OP(t)$ è l'output di controllo al tempo t ;

$E(t)$ è l'errore, ovvero la differenza tra il valore del set point e la variabile di processo, al tempo t ;

K_p è la costante proporzionale;

T_i è la costante di tempo integrativa;

T_d è la costante di tempo derivativa.

Come si evince dall'espressione matematica, e dal nome del blocco, l'output di controllo è la somma di tre componenti proporzionali, rispettivamente, all'errore, al suo integrale e alla sua derivata (nel tempo) [14]. Questi blocchi sono presenti nella libreria *Controls* e, una volta posizionati nel diagramma di flusso, vengono collegati con i flussi e con i blocchi da cui si vogliono estrarre o immettere le variabili di processo o di regolazione. In seguito, occorre specificare se l'azione del controllo è diretta o inversa: nel primo caso una variabile di processo che supera il set point genera un aumento dell'output, mentre nel secondo caso se la variabile di processo assume un valore maggiore del set point l'output diminuisce. Il set point può essere impostato in tre modi differenti: con *Auto* il valore resta costante per tutta la simulazione, con *Manual* è possibile farlo variare

manualmente nel corso della simulazione, infine con *Cascade* il set point varierà seguendo una certa funzione da impostare come input *Variable Set Point*. Le costanti di proporzionalità e di tempo vengono impostate verificando l'efficacia del controllo con delle simulazioni mentre, per chiarezza espositiva, i valori di tali parametri si riportano nel paragrafo 4.3.

4.2.2 Blocchi Time Data

I blocchi Time Data sono presenti nella libreria *Controls* e consentono di far variare a piacere una variabile di un qualunque flusso o blocco. Attraverso due di questi blocchi si impongono le variazioni di portata e temperatura dei gas caldi in ingresso all'evaporatore simulando così la variazione di carico della microturbina a gas. Nella sezione *Configure* si imposta invece il numero di punti della curva di variazione, il loro valore e l'intervallo di tempo tra di essi, questi punti vengono poi interpolati con rette se viene scelta l'opzione *Ramp* o con gradini se scelta l'opzione *Step*.

4.2.3 Blocchi Sum, Multiply e Transform

I blocchi *Multiply*, che si trovano nella libreria *Controls*, e i blocchi *Sum* e *Transform*, che si trovano nella libreria *Controls 2*, consentono di manipolare il valore di una variabile secondo leggi algebriche e matematiche. In particolare, *Sum* e *Multiply* consentono rispettivamente di sommare e moltiplicare tra loro due variabili oppure una variabile ed una costante. *Transform* consente di calcolare la funzione di una variabile, come la radice quadrata, l'elevamento a potenza o il logaritmo naturale. Questi blocchi vengono impiegati per calcolare un set point in uno dei controlli, argomento spiegato nel dettaglio nel capitolo successivo.

4.3 Strategie di controllo

Le strategie di controllo utilizzate sono in generale di due tipi: controllo della temperatura in ingresso in turbina e controllo del surriscaldamento, entrambi effettuati variando il numero di giri della pompa e quindi la portata di massa all'interno del circuito. Questi controlli vengono applicati prima singolarmente, poi affiancati dal controllo della temperatura di uscita dal condensatore, manipolando la portata di acqua di raffreddamento. Infine, si è testata l'aggiunta di un terzo controllo, quello del livello di liquido all'interno del pozzetto caldo del condensatore, regolato attraverso la valvola

posta a valle. Nelle figure 4.1 e 4.2 si rappresentano i diagrammi di flusso dei due tipi di controllo, TIT e surriscaldamento.

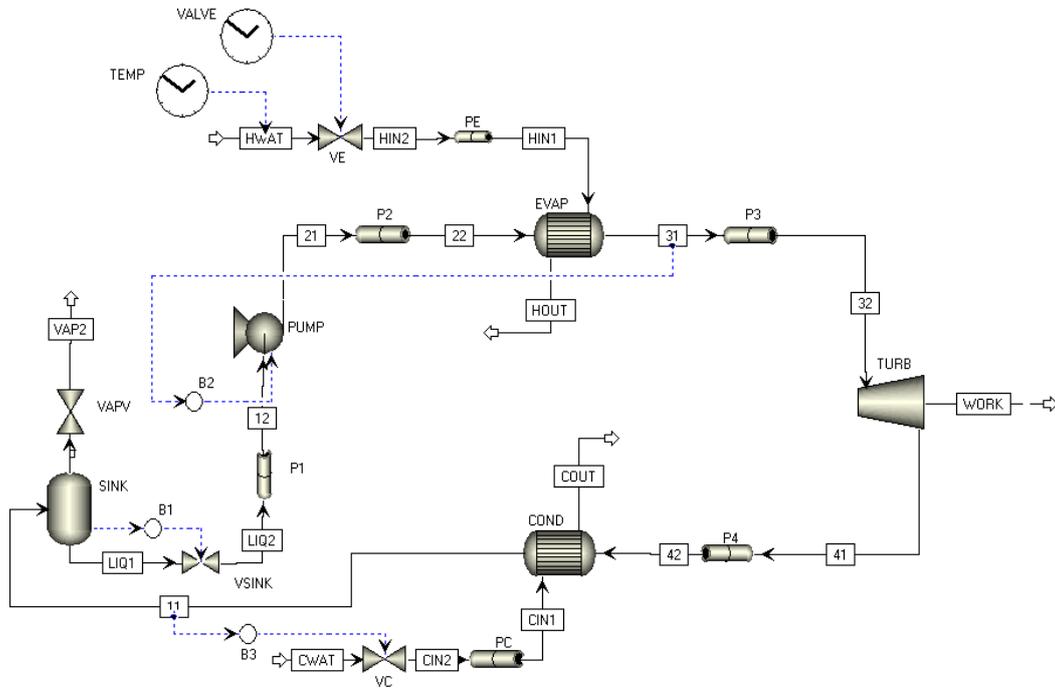


Figura 4.1: Diagramma di flusso con blocchi Time Data e controlli PID per temperatura in ingresso turbina

Nelle figure si possono osservare i blocchi *Time Data* chiamati *VALVE* e *TEMP* che consentono di modificare rispettivamente la portata di massa agendo sull'apertura della valvola *VE* e la temperatura del flusso *HWAT*. I blocchi PID vengono chiamati invece *B1*, *B2* e *B3*; si notino i collegamenti di input e output. Essi controllano il livello di liquido nel pozzetto, la temperatura del flusso 31 e la temperatura in uscita dal condensatore (flusso 11).

In figura 4.2, invece, lo schema impostato consente di controllare il grado di surriscaldamento; si noti la presenza dei blocchi *Transorm*, *Multiply* e *Sum* (chiamati rispettivamente *B7*, *B6* e *B8*) che forniscono un secondo input al controllore *B2*. Questa sequenza di blocchi ha la funzione di calcolare il set point variabile del controllo, che consiste nella temperatura di evaporazione aumentata di un certo numero fisso, ovvero il grado di surriscaldamento che, per semplicità, viene assunto costante. L'input di questa catena di calcolo consiste nella pressione di evaporazione, prelevata come valore

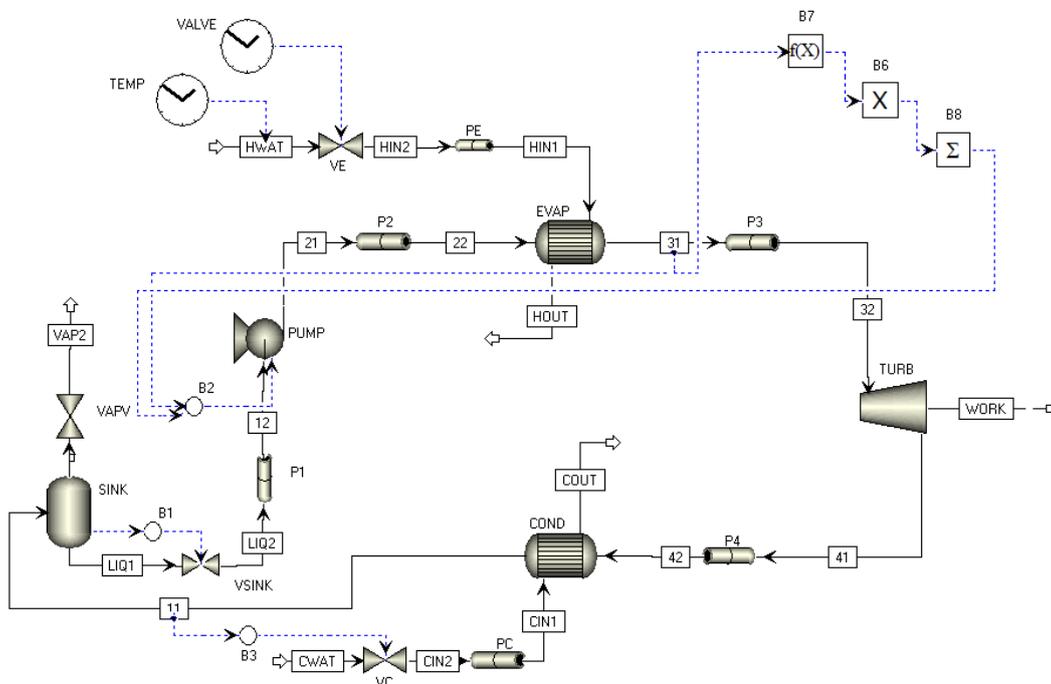


Figura 4.2: Diagramma di flusso con blocchi *Time Data* e controlli PID per surriscaldamento

dal flusso 31. La relazione matematica viene ottenuta interpolando su Excel vari punti di temperatura di saturazione al variare della pressione, valori determinati utilizzando il

database presente nel software Refprop. Nelle figure 4.3 e 4.4 si raffigurano i punti in questione, le curve interpolanti e le rispettive equazioni.

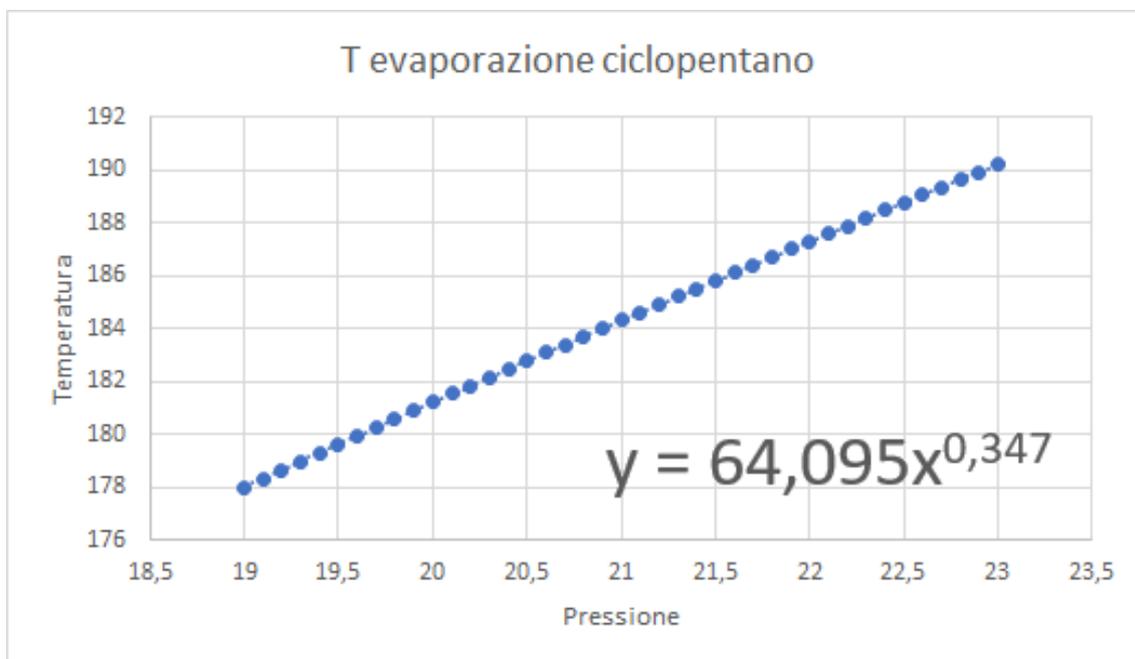


Figura 4.3: Temperatura di saturazione del ciclopentano in funzione della pressione

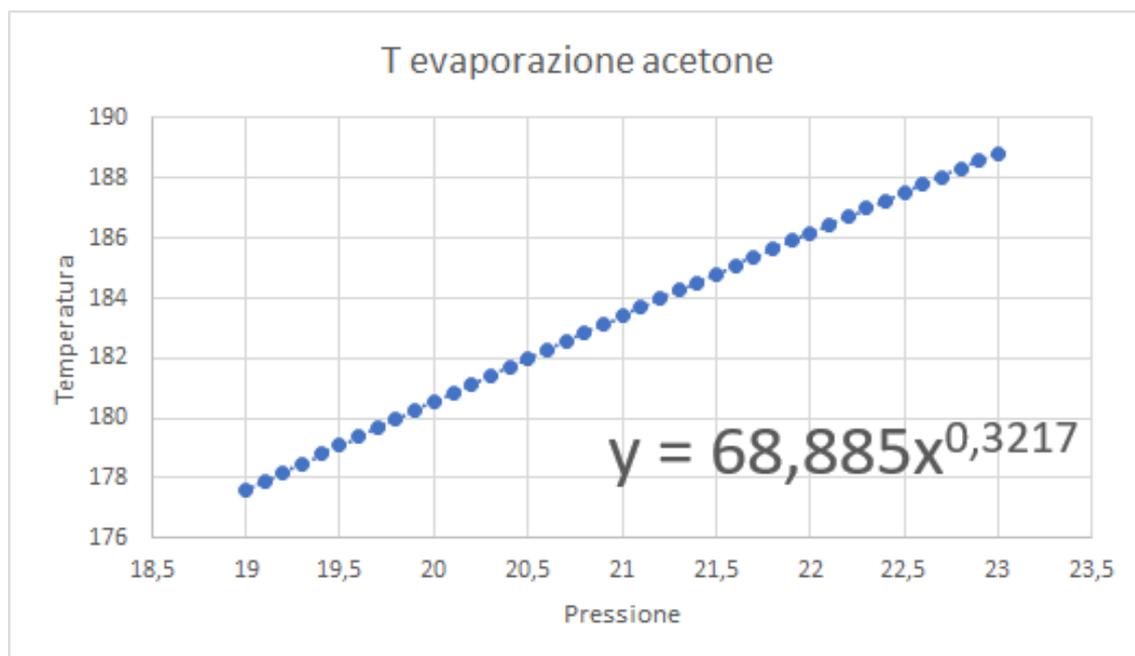


Figura 4.4: Temperatura di saturazione dell'acetone in funzione della pressione

Dalle figure si evince che le funzioni esponenziali offrono un'ottima interpolazione dei punti. Nei blocchi *Transorm*, *Multiply* e *Sum* avvengono i passaggi matematici che permettono di ricavare la temperatura di fine surriscaldamento da imporre come set point, questi passaggi sono rispettivamente l'elevamento a potenza della pressione del flusso 31, la moltiplicazione per il coefficiente e la somma del grado di surriscaldamento. Per quanto riguarda le costanti implementate nei vari blocchi di controllo, si faccia riferimento ai valori riportati in tabella 4.2. Tali parametri vengono assunti uguali per ogni configurazione ed ogni transitorio.

Tabella 4.2: Costanti di proporzionalità e di tempo nei controlli PID

Costante	B1	B2	B3
K_P	3	3	3
Ti [min]	60	20	1
Td [min]	0	0	0

Come si può notare da tabella, la costante di tempo derivativa è sempre nulla, in quanto, per questa tipologia di impianto e per questo tipo di simulazioni, non contribuisce in modo effettivo alla qualità del controllo.

4.4 Transitori

I transitori testati in Aspen Dynamics sono principalmente di due tipi: ideali, simulando variazioni drastiche e molto ampie del carico per verificare la risposta e il comportamento dell'impianto in situazioni limite, e reali, utilizzando una curva di carico della microturbina ricavata dai dati relativi al mese di novembre 2016.

Per i transitori estremi, della durata di quasi 9 ore, si utilizza la funzione *Step*, che varia il carico da un valore all'altro nel giro di circa 10 secondi. In generale, la variazione della potenza della microturbina consiste in un decremento del 10%, 20% o 40% dalla potenza di progetto e una successiva risalita fino al carico nominale. I due gradini sono all'inizio separati da sufficiente tempo per consentire la stabilizzazione del sistema dopo il primo gradino, successivamente, per le variazioni del 20%, il secondo gradino è stato anticipato

del 50% e del 75% per studiare e confrontare le diverse risposte. Questi transitori vengono riportati nelle figure 4.5÷4.8 come grafici di temperatura e portata di massa.

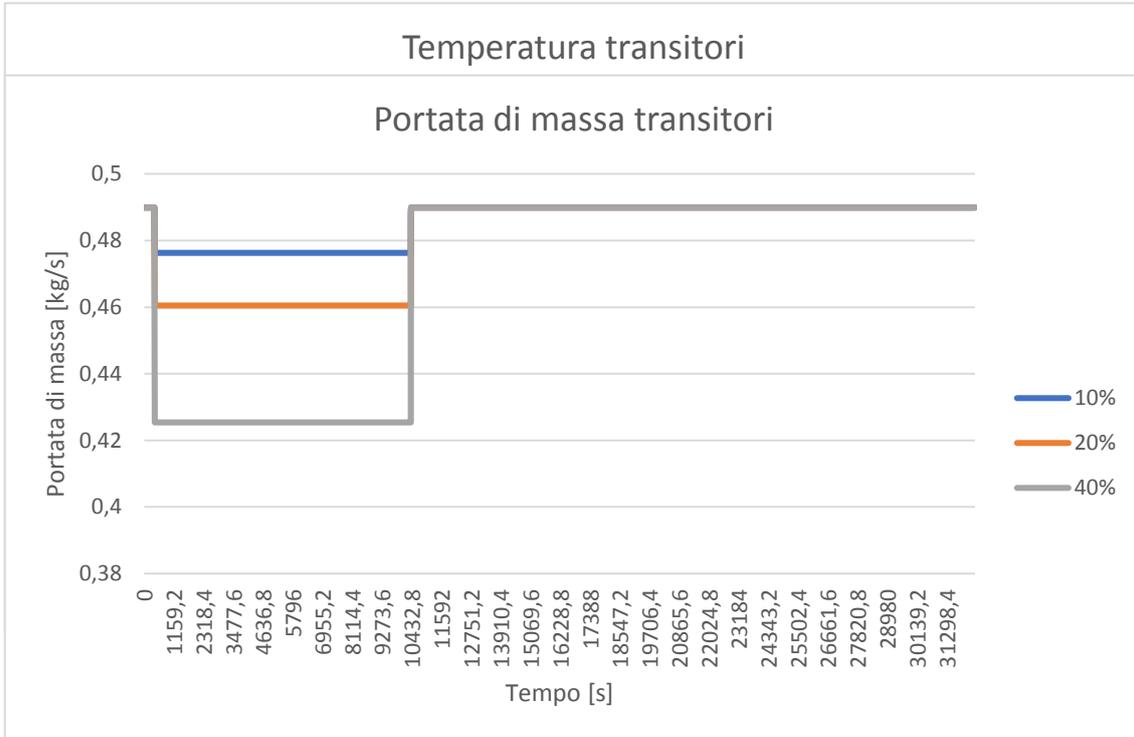


Figura 4.6: Andamento della portata di massa dei gas di scarico nei transitori con variazione del 10%, 20% e 40%

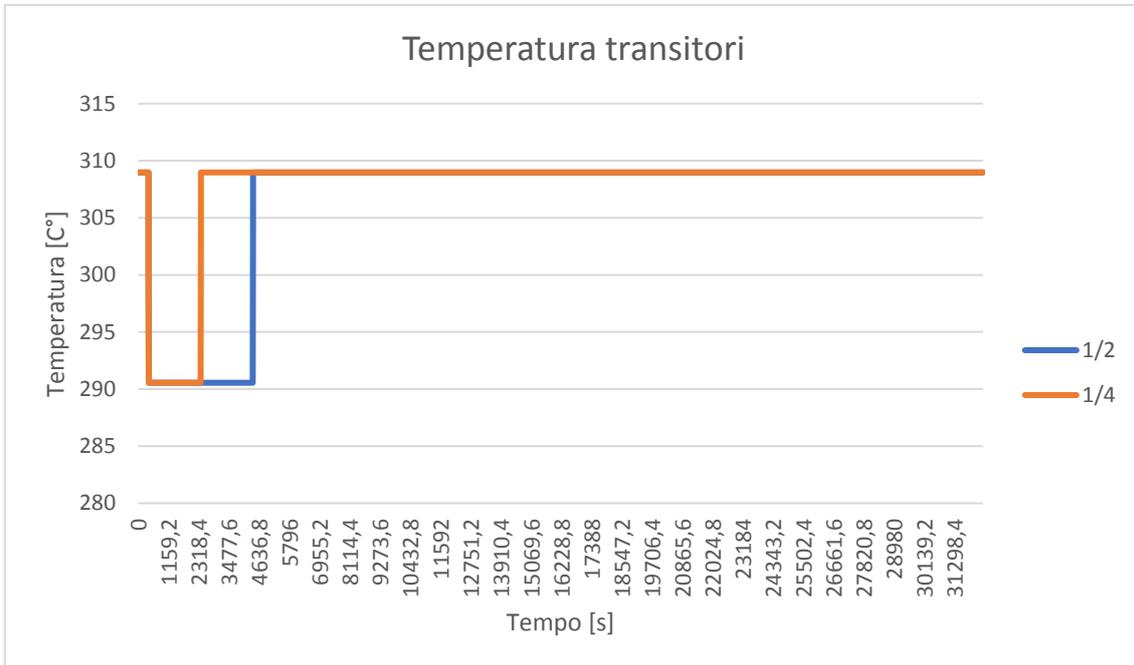


Figura 4.7: Andamento della temperatura dei gas di scarico nei transitori con variazione 20% con intervallo di tempo ridotto del 50% e del 75%

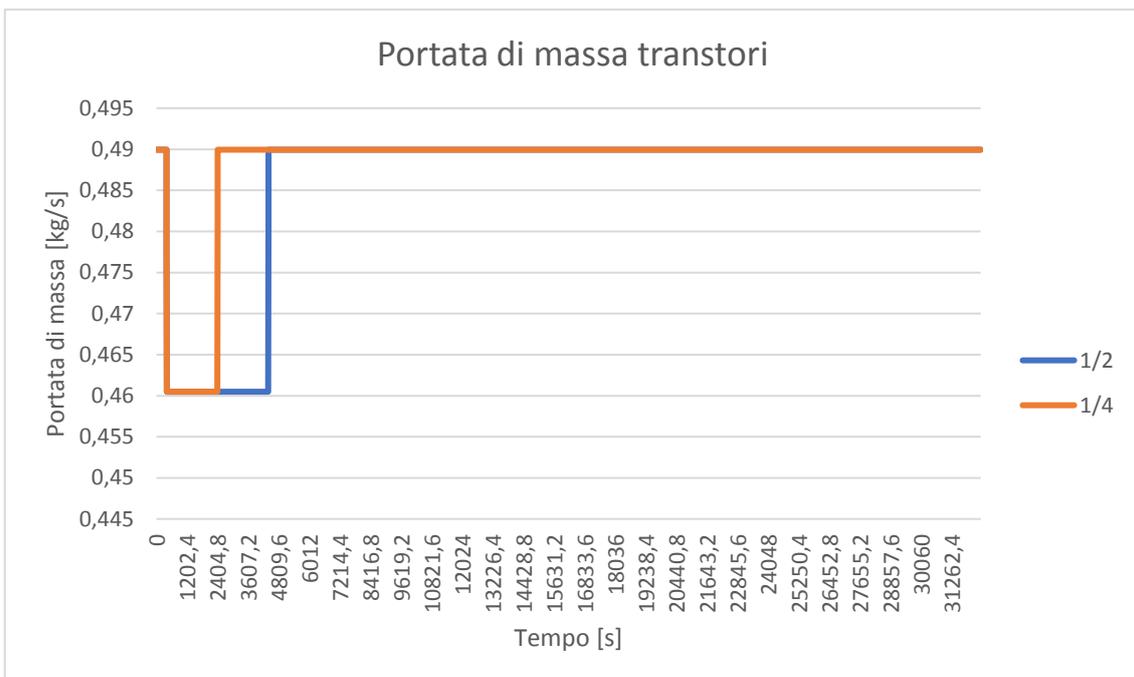


Figura 4.8: Andamento della portata di massa dei gas di scarico nei transitori con variazione 20% con intervallo di tempo ridotto del 50% e del 75%

Il transitorio reale invece, della durata di 2 ore e 11 minuti, viene implementato mediante la funzione *Ramp* ed è caratterizzato da variazioni di carico assai contenute rispetto ai casi limite proposti in precedenza. Nelle figure 4.9÷4.11 si riporta l'andamento della potenza, della temperatura e della portata di massa dei gas della microturbina durante questo transitorio.

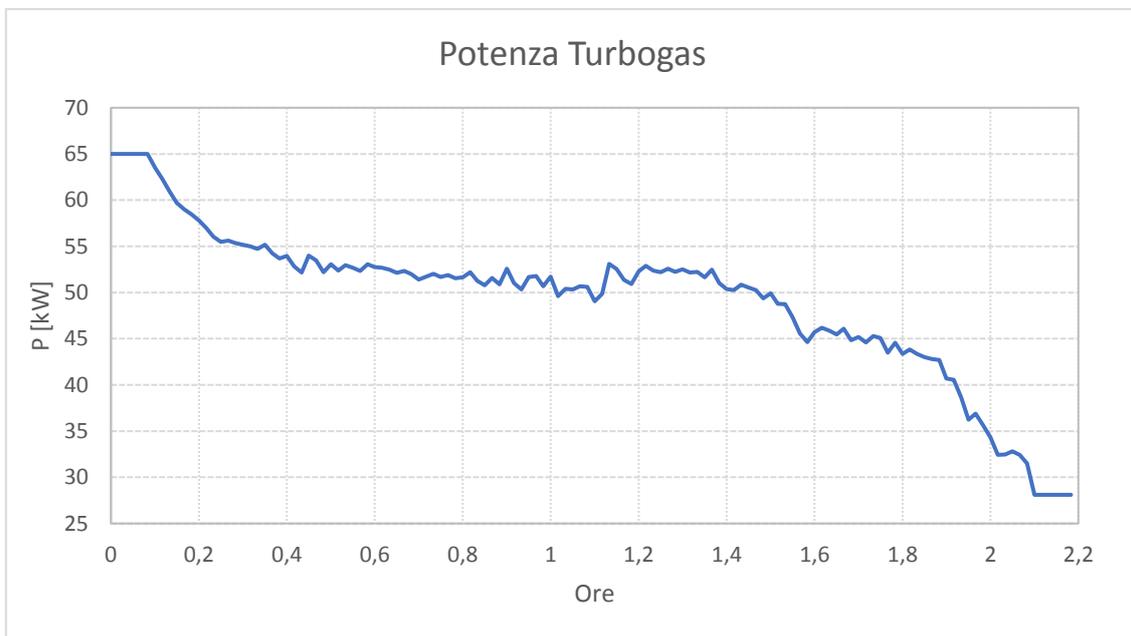


Figura 4.9: Andamento della potenza della microturbina nel transitorio reale

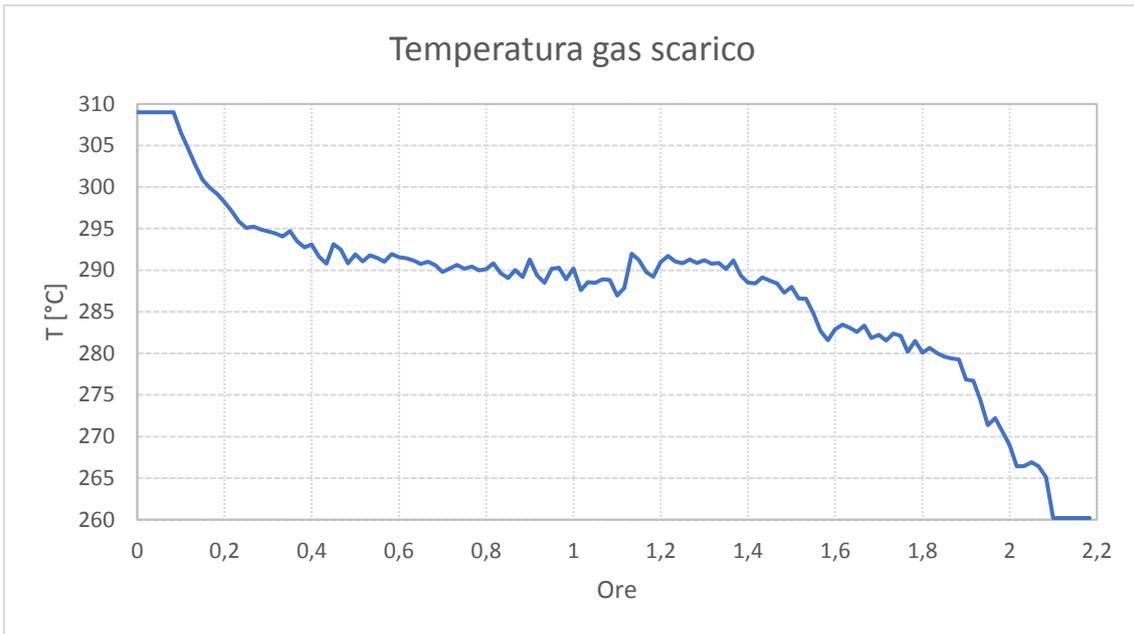


Figura 4.10: Andamento della temperatura dei gas di scarico nel transitorio reale

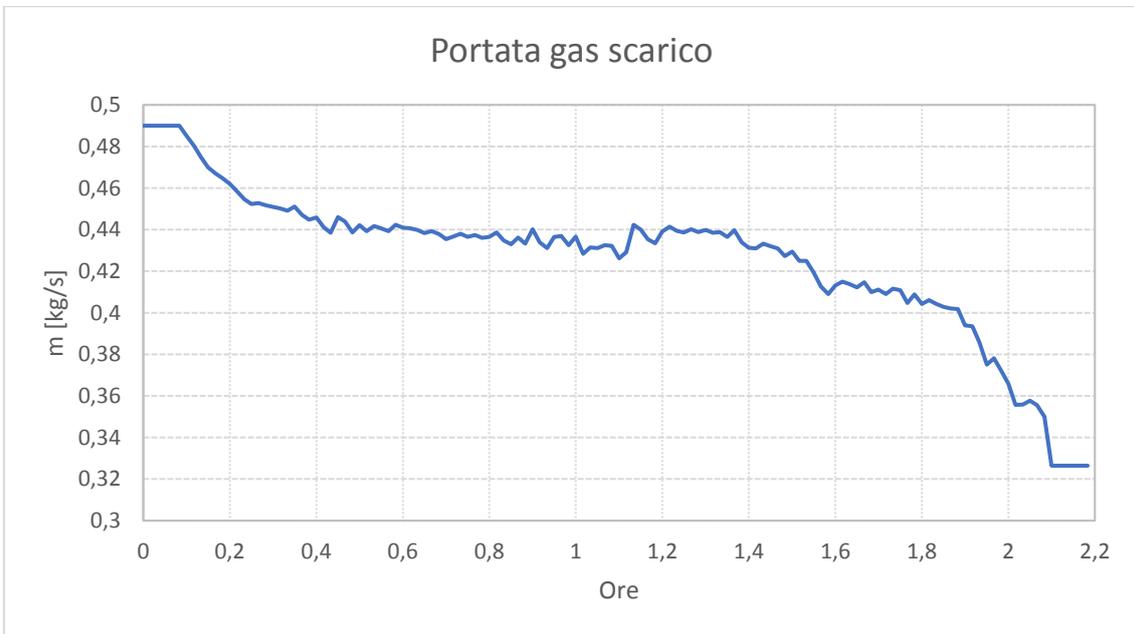


Figura 4.11: Andamento della portata di massa dei gas di scarico nel transitorio reale

Capitolo 5 – Analisi dei risultati

In questo capitolo si analizzano i risultati ottenuti con le simulazioni numeriche effettuate in ambiente Aspen Plus e Aspen Dynamics. Inizialmente vengono presentati i valori ottenuti nelle simulazioni del punto di design. Successivamente si presentano le analisi relative alle condizioni di off-design (regime quasi stazionario) quindi i risultati delle analisi in regime dinamico.

5.1 Analisi del punto di progetto

Nella Tabella 5.1 sono riportati i parametri principali dei cicli ottenuti nelle simulazioni in condizioni di progetto.

Tabella 5.1: Risultati delle simulazioni effettuate in Aspen Plus al variare del fluido di lavoro in condizioni di design

		Ciclopentano		Acetone	
		PS	SS	PS	SS
\dot{m}	[kg/s]	0,21	0.21	0,16	0.16
\dot{W}_{turb}	[kW]	18.03	18	17,47	17,44
\dot{W}_{pump}	[kW]	1,01	1,01	0,78	0,78
$P_{th,net}$	[kW]	17,02	16,99	16,7	16,66
$P_{el,net}$	[kW]	13,06	13,04	12,89	12,87
\dot{Q}_{eva}	[kW]	113,6	113	107,9	107,7
\dot{Q}_{cond}	[kW]	96,6	96	91,2	91
$T_{in,turb}$	[°C]	186,7	186,5	197	196,5
p_{ev}	[bar]	21,66	21,6	22,79	22,79
p_{cond}	[bar]	1,6	1,6	1,36	1,36
η_{turb}		0,769	0,769	0,758	0,758
η_{pump}		0,6	0,6	0,6	0,6
$\eta_{th,net}$		0,15	0,15	0,155	0,155
$\eta_{el,net}$		0,115	0,115	0,119	0,119

$P_{th,net}$, $P_{el,net}$, $\eta_{th,net}$ e $\eta_{el,net}$ rappresentano la potenza termica ed elettrica netta, il rendimento termico ed elettrico netto, calcolati come:

$$P_{th,net} = \dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{Pump} \quad (5.1)$$

$$\eta_{th,net} = \frac{\dot{W}_{Turb} - \dot{W}_{Pump}}{\dot{Q}_{eva}} \quad (5.2)$$

$$P_{el,net} = \eta_{mec,EXP} \eta_{el,GEN} \dot{W}_{Turb} - \frac{\dot{W}_{Pump}}{\eta_{mec,P} \eta_{el,P}} \quad (5.3)$$

$$\eta_{el,net} = \frac{P_{el,net}}{\dot{Q}_{eva}} \quad (5.4)$$

Dove $\eta_{mec,EXP}$, $\eta_{mec,P}$, $\eta_{el,GEN}$, $\eta_{el,P}$ sono il rendimento meccanico dell'espansore e della pompa ed il rendimento elettrico del generatore e del motore della pompa. Essi vengono assunti costanti a tutti i carichi. I loro valori sono riportati nella Tabella 2.3. I risultati ottenuti sono in linea con quelli ricavati dall'ottimizzazione dell'ORC-PD tool, riportati nella tabella 5.2.

Tabella 5.2: Risultati dell'ottimizzazione con l'ORC-PD tool per le due configurazioni

	Ciclopentano	Acetone
$P_{el,net}$ [kW]	13,18	12,47
$\eta_{el,net}$	0,118	0,123
$T_{in,turb}$ [°C]	186,85	196,85
p_{ev} [bar]	21,67	22,79

Dalla tabella 5.1 si nota che, a parità di fluido, i risultati non variano per le diverse configurazioni, dal momento che gli impianti sono stati dimensionati sullo stesso ciclo. Infatti, come si evince dalle figure 5.1 e 5.2, i diagrammi T-s dei cicli con diverso evaporatore sono coincidenti. In questi grafici, come in quelli del paragrafo successivo,

la dicitura “ps” e “ss” si riferisce rispettivamente ai cicli con evaporatore a piastre (*plate*) ed evaporatore a fascio tubiero (*Shell&Tube*).

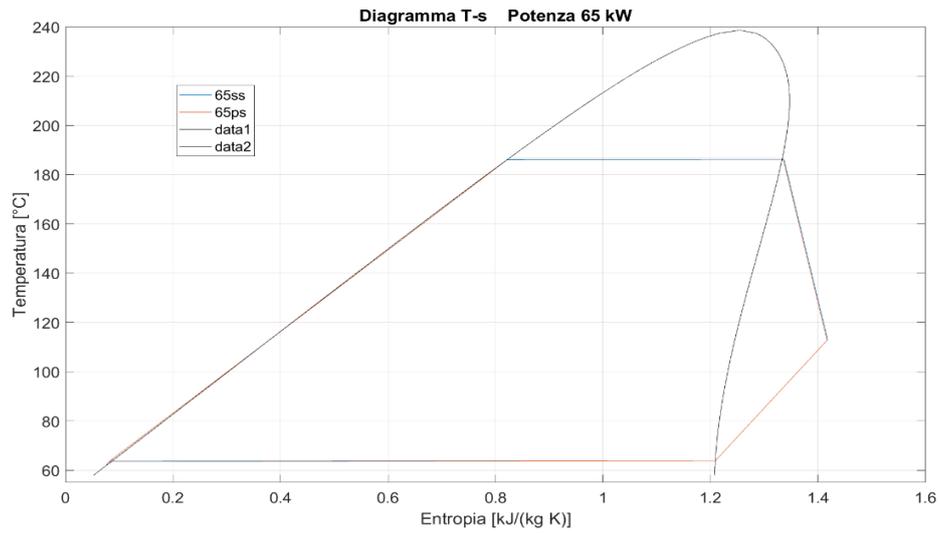


Figura 5.1: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascio tubiero in condizione di design

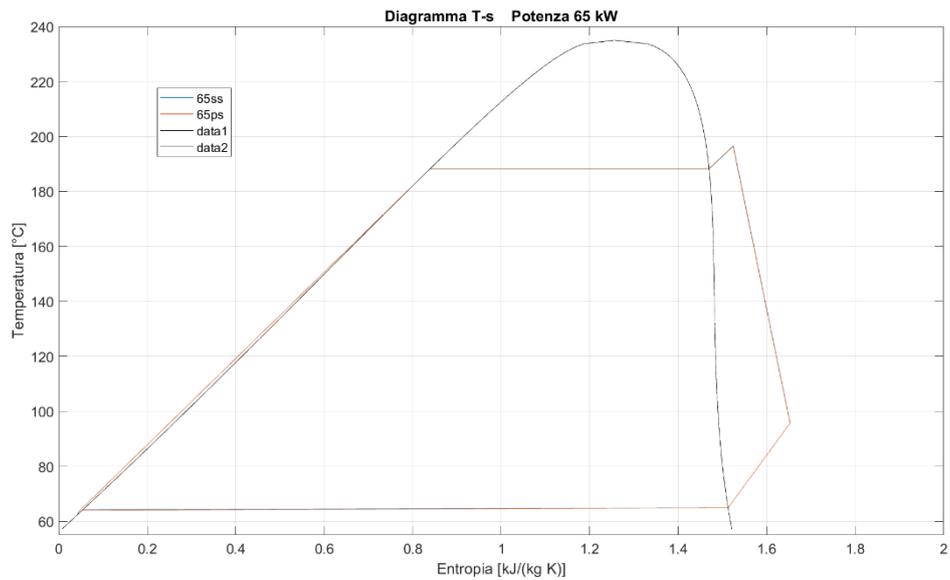


Figura 5.2: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascio tubiero in condizione di design

5.2 Risultati in off design in regime quasi-stazionario

In questo paragrafo vengono confrontati i risultati ai carichi parziali ottenuti in ambiente Aspen Plus e caratterizzati dalla modellazione della turbina con Stodola. Nelle figure 5.3÷5.6 si osservano i diagrammi T-s delle varie configurazioni al variare del carico della microturbina, che varia tra la potenza nominale di 65 kW a la potenza di 40 kW. Si considera tale valore di potenza minima della macchina poiché, in condizioni di potenza inferiore ai 40 kW, è conveniente spegnere l'unità ORC e produrre esclusivamente con la microturbina a gas.

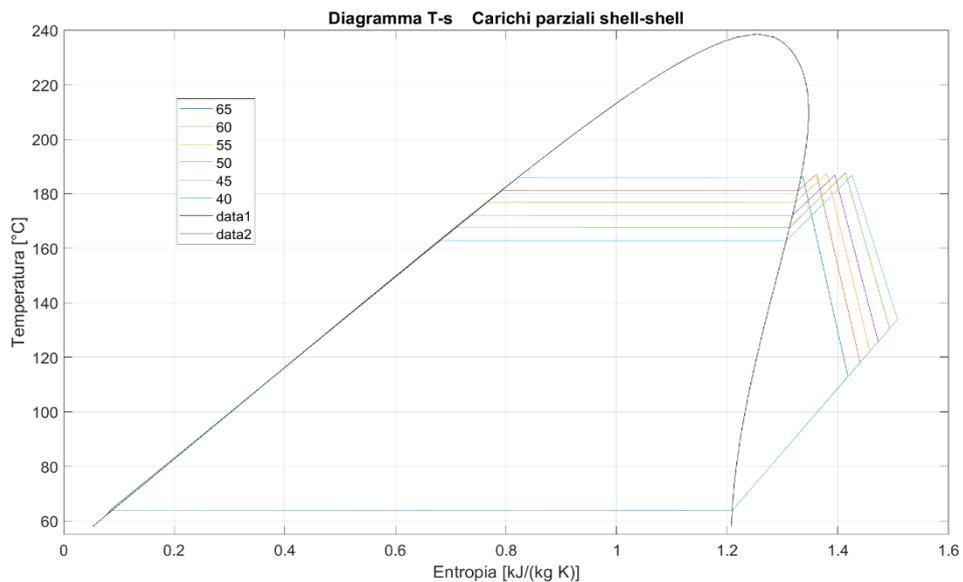


Figura 5.3: Grafici T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a fascio tubiero al diminuire del carico della microturbina

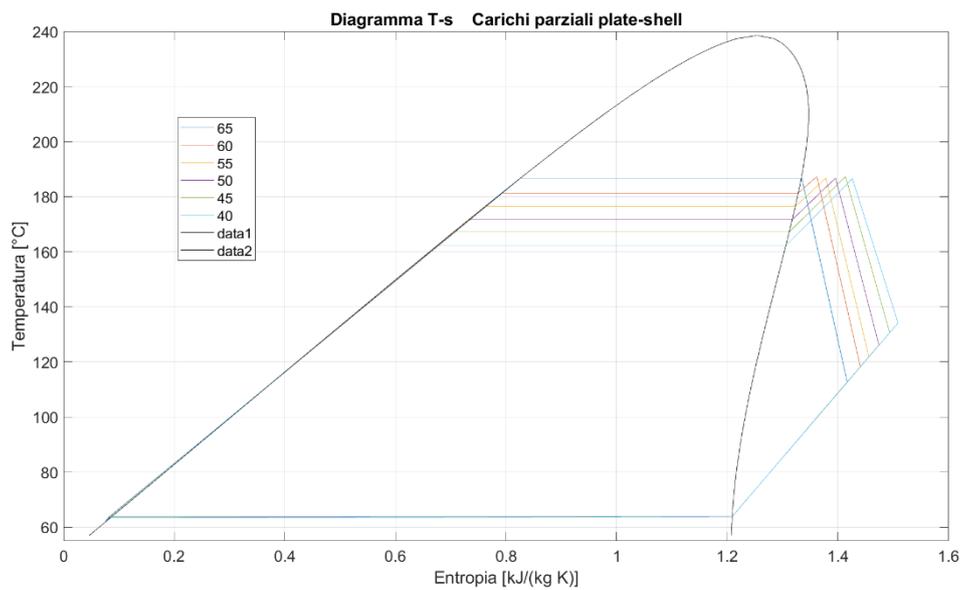


Figura 5.4: Grafici T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre al diminuire del carico della microturbina

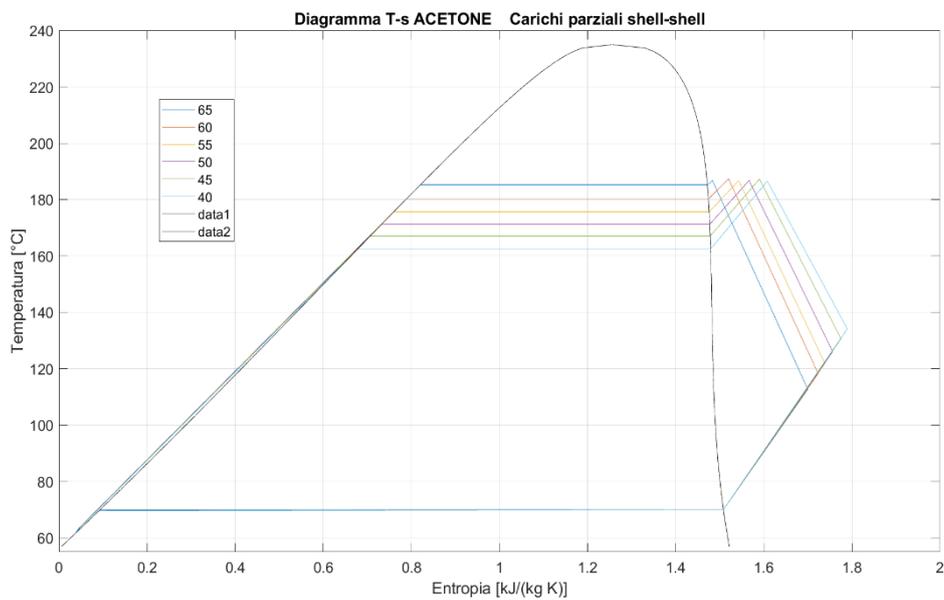


Figura 5.5: Grafici T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a fascio tubiero al diminuire del carico della microturbina

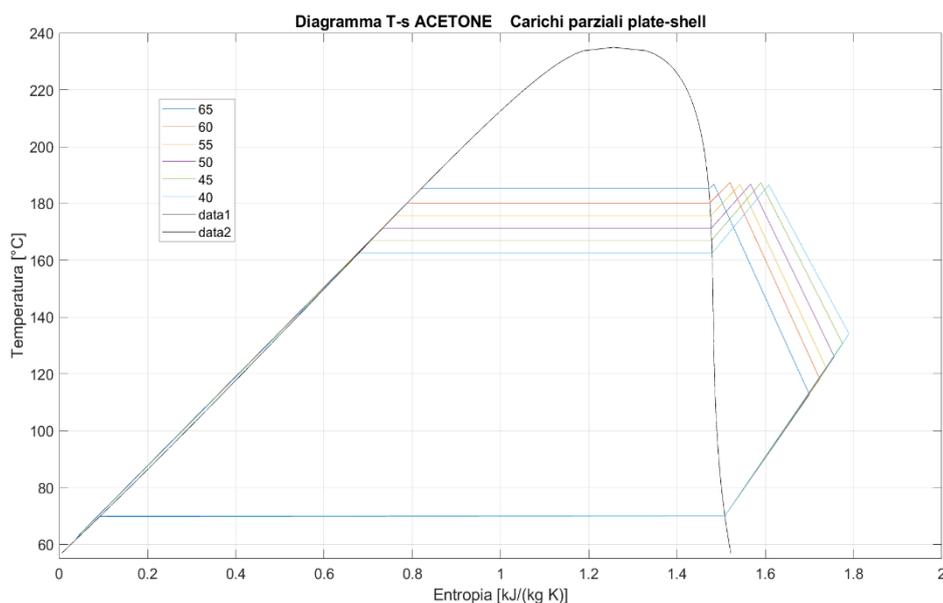


Figura 5.6: Grafici T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre al diminuire del carico della microturbina

Dalle figure appena presentate si nota subito una caratteristica comune a tutte le configurazioni: al diminuire del carico si abbassa la pressione di evaporazione ed aumenta la temperatura di uscita dalla turbina. Questo avviene a causa della strategia di controllo utilizzata, che prevede una temperatura massima di ciclo, ovvero quella di ingresso in turbina, costante, ottenuta grazie una diminuzione della portata del fluido organico ai carichi parziali attraverso una riduzione del numero di giri della pompa. Il numero di giri viene regolato in modo da ottenere una pressione di evaporazione pari a quella calcolata con la formula 3.16. Avendo fissato la temperatura di ingresso in turbina, ciò che ne consegue è un aumento del grado di surriscaldamento in uscita dall'evaporatore e alla fine dell'espansione in turbina, essendo fissata la pressione di uscita da quest'ultima.

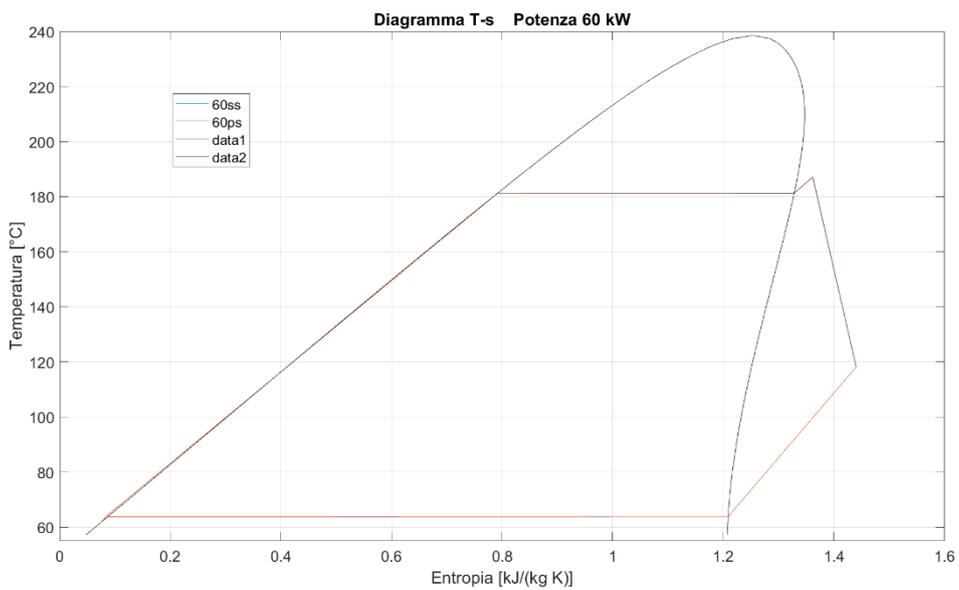


Figura 5.7: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 60 kW

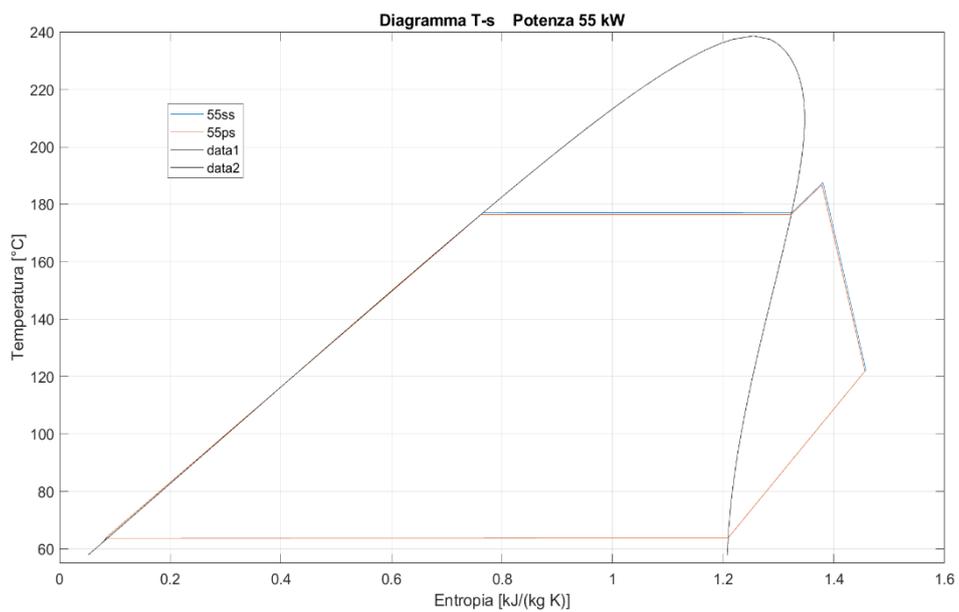


Figura 5.8: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 55 kW

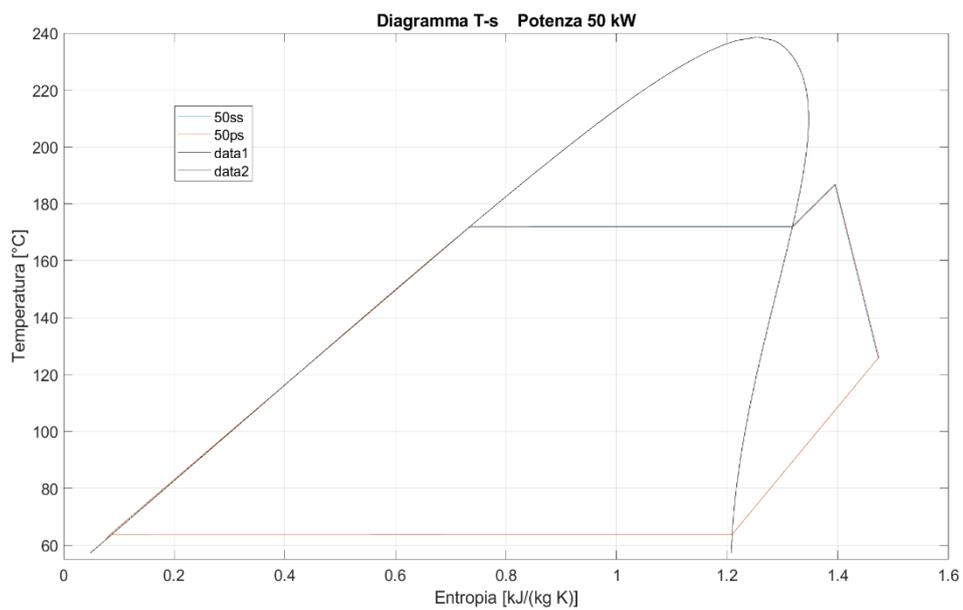


Figura 5.9: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 50 kW

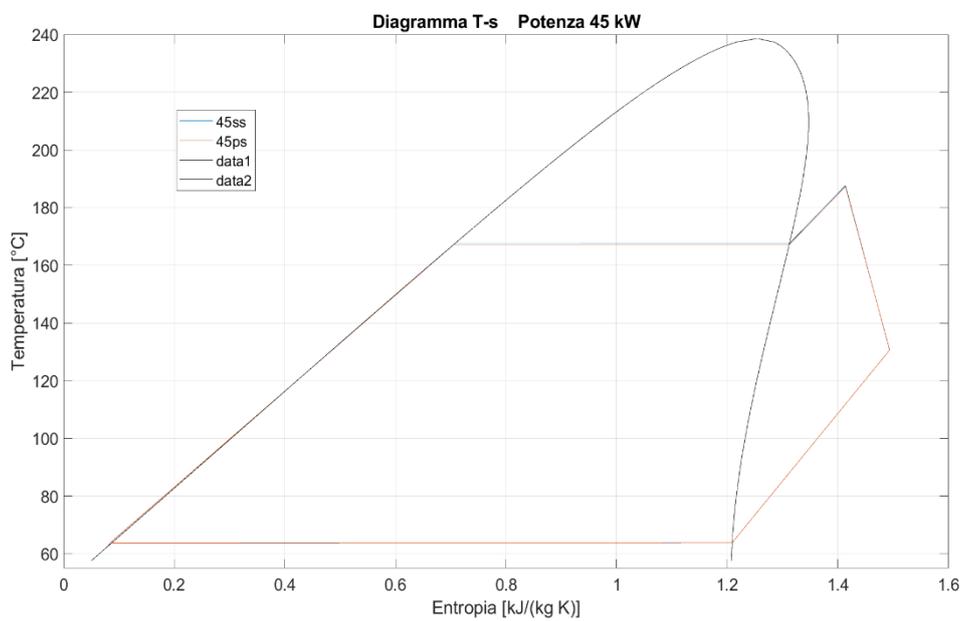


Figura 5.10: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 45 kW

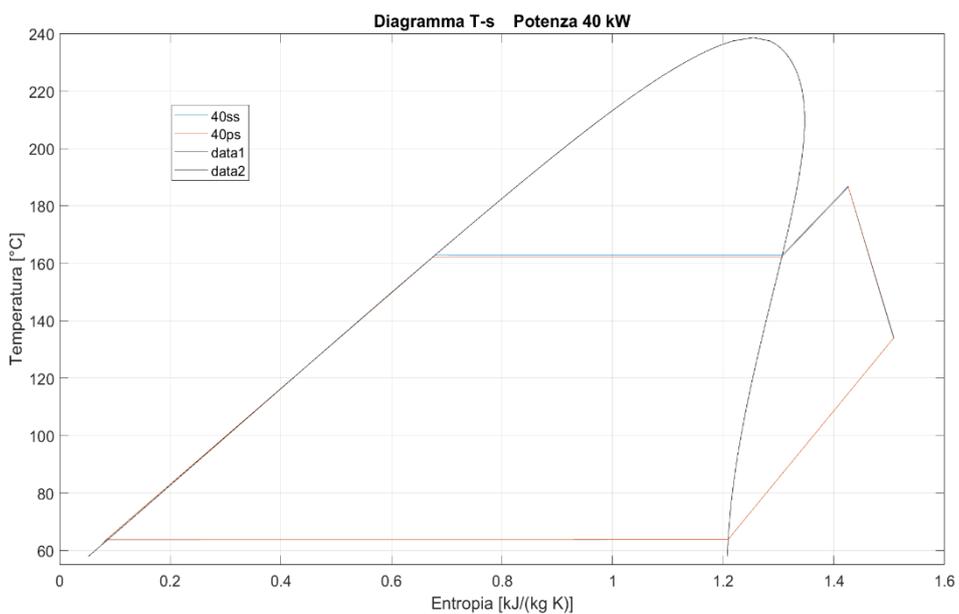


Figura 5.11: Diagramma T-s della configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 40 kW

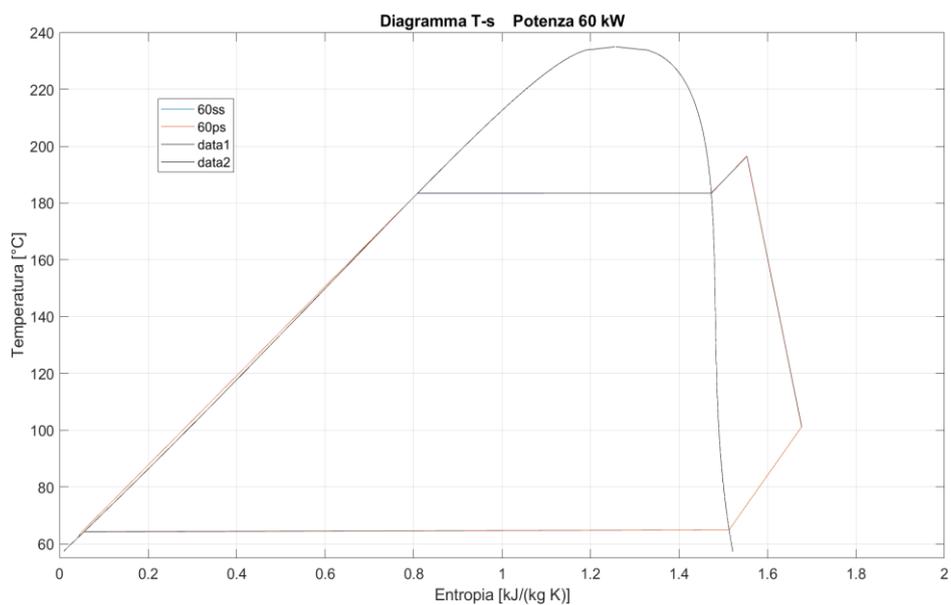


Figura 5.12: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 60 kW

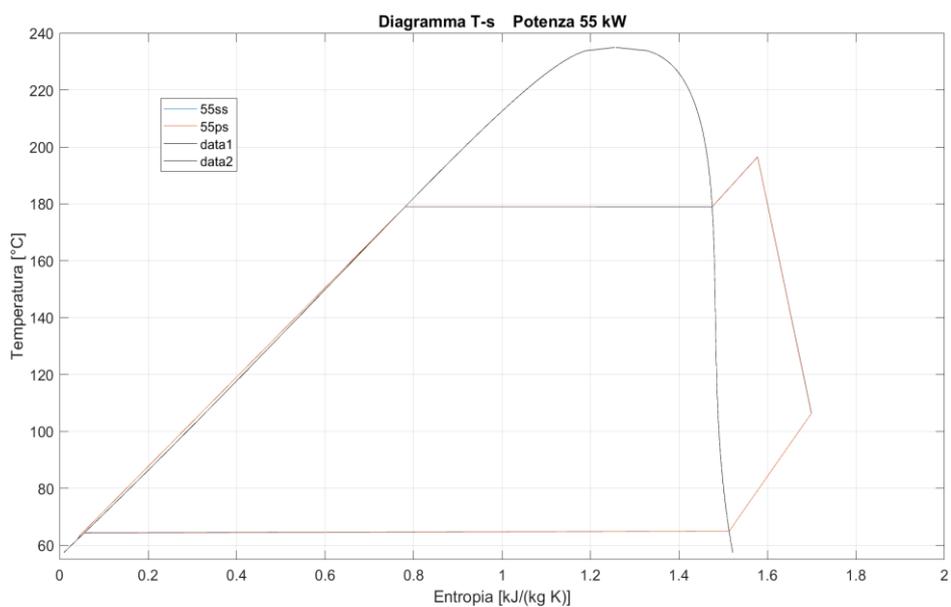


Figura 5.13: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 55 kW

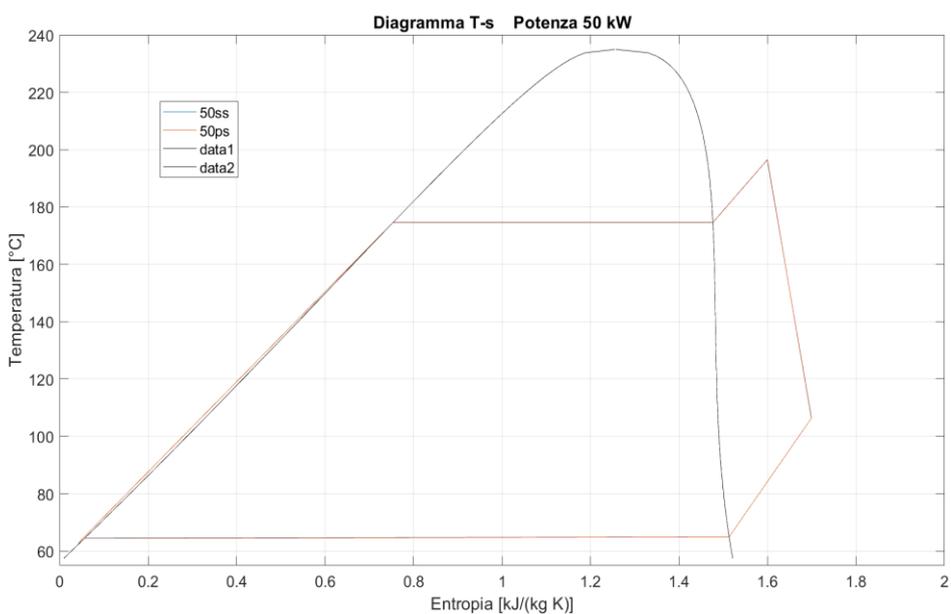


Figura 5.14: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 50 kW

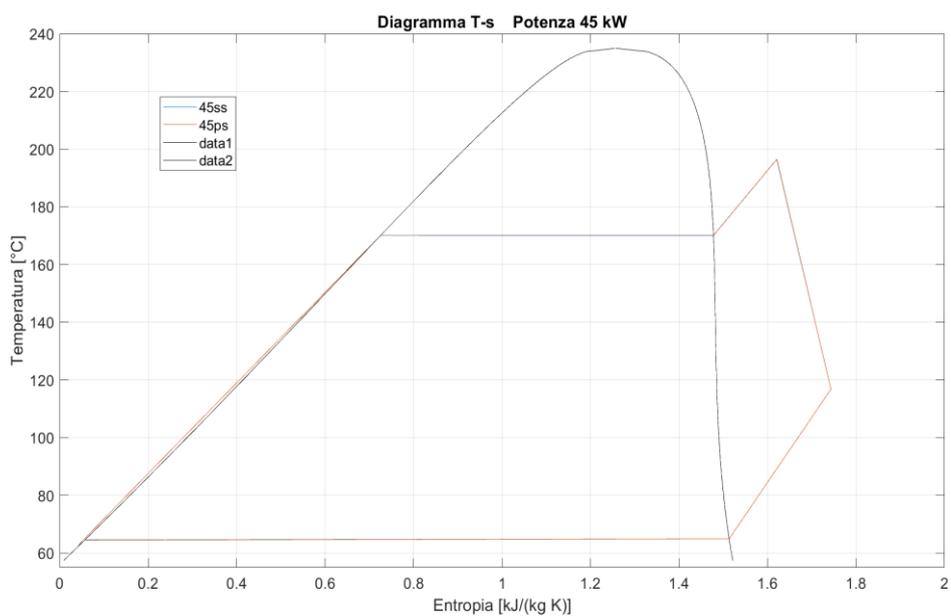


Figura 5.15: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 45 kW

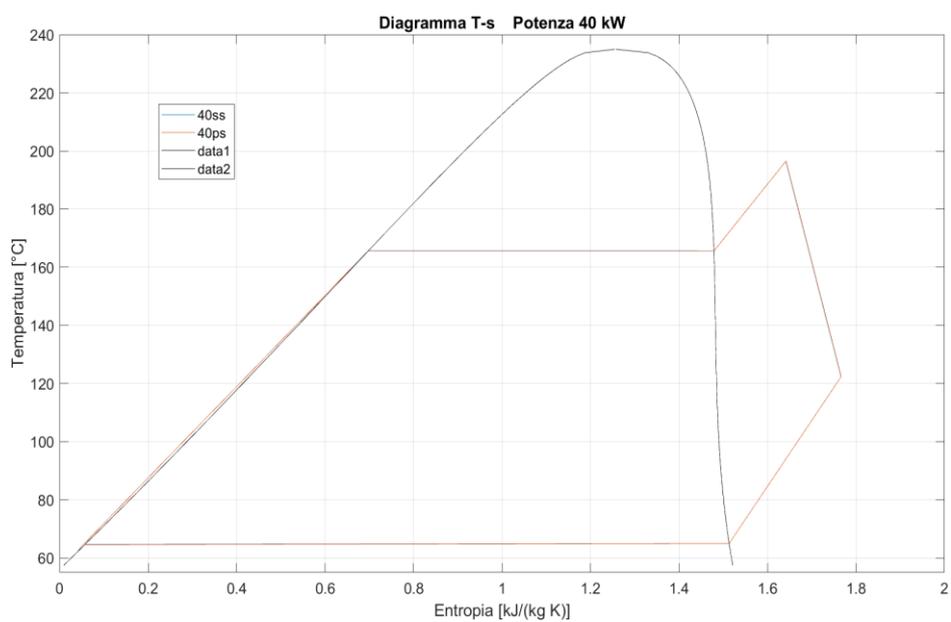


Figura 5.16: Diagramma T-s della configurazione ad acetone con evaporatore a piastre e a fascia tubiero al carico parziale di 40 kW

Come nel caso a carico nominale, i cicli con diverso evaporatore si sovrappongono e praticamente coincidono. Questo a dimostrazione di una buona progettazione degli scambiatori e di un comportamento dei due tipi di evaporatore molto simile e stabile, almeno per quanto riguarda le simulazioni in condizioni di design e di off design, per entrambi i tipi di fluido. A conferma di ciò si riporta in figura 5.17 e 5.18 gli andamenti delle potenze termiche scambiate negli evaporatori, che, a parità di fluido, si discostano di pochissimo nelle due configurazioni.

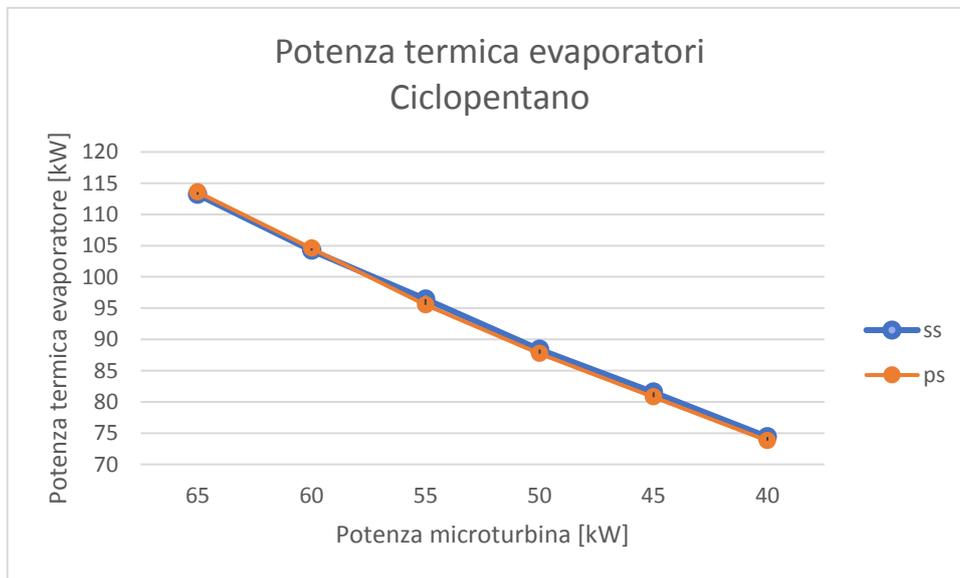


Figura 5.17: Potenza termica scambiata negli evaporatori al variare del carico, configurazione con ciclopentano

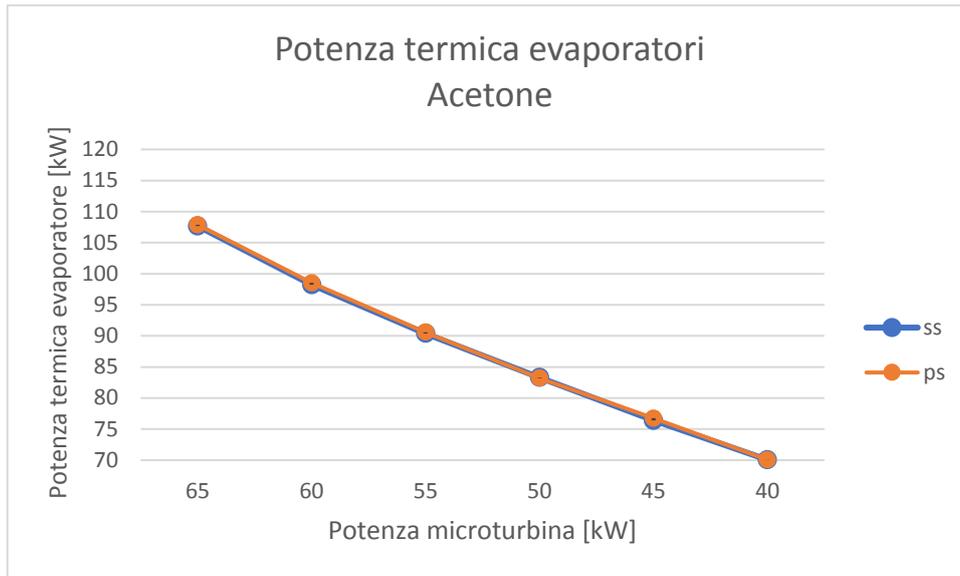


Figura 5.18: Potenza termica scambiata negli evaporatori al variare del carico, configurazione con acetone

5.3 Analisi del comportamento in regime dinamico

In questa sezione si analizzano i risultati ottenuti con la modellizzazione dinamica dell'unità ORC in ambiente Aspen Dynamics. In questo ambiente è possibile imporre carichi variabili e registrare la risposta dinamica dei cicli durante i transitori. L'intento è quello di esaminare la fattibilità dinamica dei diversi scambiatori di calore verificando l'influenza di più transitori, di un diverso controllo e del tipo di fluido. In particolare, l'attenzione verrà maggiormente incentrata sui tempi di risposta dell'intero sistema e sulle possibili oscillazioni di alcuni parametri che potrebbero compromettere il corretto funzionamento dell'impianto.

Nella prima parte, al fine di testare la robustezza del modello dinamico, si imporranno dei transitori drastici, per testare i controlli e gli scambiatori in condizioni critiche. Successivamente, la risposta dinamica dell'unità ORC verrà studiata considerando un transitorio reale.

5.3.1 Primi transitori

La prima tipologia di transitori serve a testare i modelli in situazioni critiche, con variazioni repentine e ampie di carico. Come spiegato nel capitolo 4.4, questo tipo di

transitori è formato in generale da una diminuzione a gradino del carico seguita, dopo un certo intervallo di tempo, da un ritorno al carico nominale.

Prima di eseguire simulazioni di questo tipo si è simulato un transitorio con un solo gradino, sia per testare preventivamente alcuni controlli sia per calcolare l'intervallo di tempo da inserire tra un gradino e l'altro. Di seguito, i risultati ottenuti nelle configurazioni a ciclopentano.

Nelle figure 5.19 e 5.20 si riportano gli andamenti della temperatura di ingresso in turbina e del surriscaldamento in risposta ad una diminuzione improvvisa del carico del 10%. Per le configurazioni con ciclopentano si impone un surriscaldamento di 3°C, per poter eseguire il controllo dello stesso, in quanto la configurazione di design ne prevedeva solo 0,5°C.

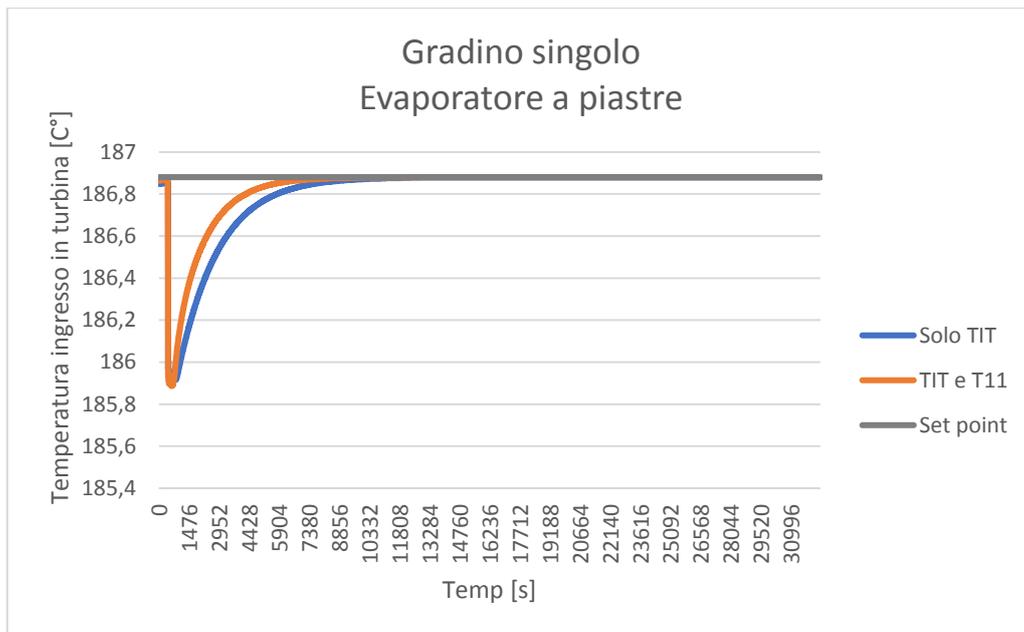


Figura 5.19: Andamento della temperatura di ingresso in turbina nella configurazione con ciclopentano ed evaporatore a piastre per due diversi controlli

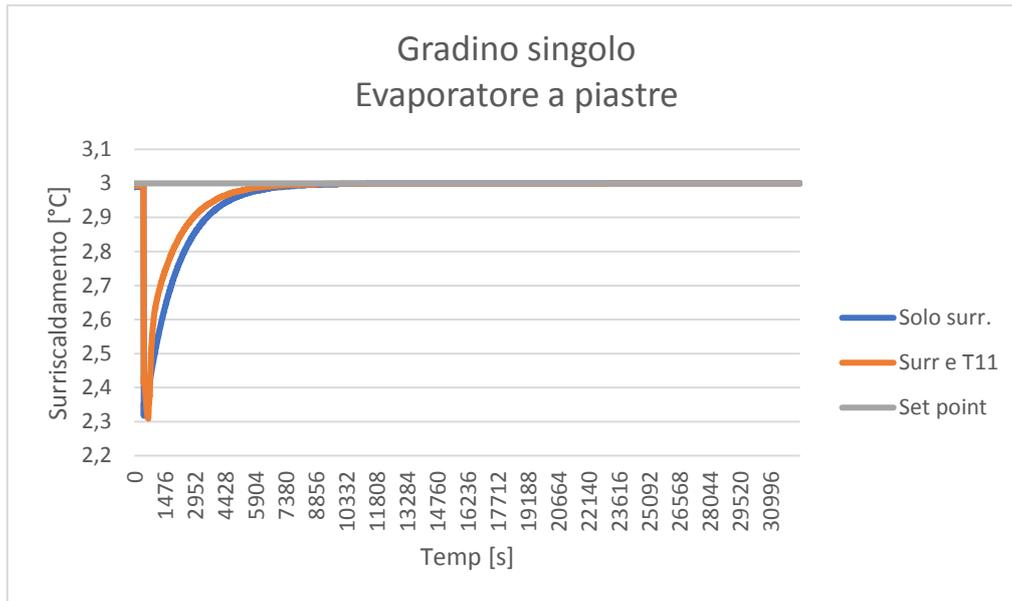


Figura 5.20: Andamento del surriscaldamento nella configurazione con ciclopentano ed evaporatore a piastre per due diversi controlli

In entrambi i grafici si può notare come controllare la sola temperatura di ingresso in turbina (TIT) o il solo surriscaldamento (surr) sia efficace, ma risultano metodi più lenti al raggiungimento del set point rispetto ad un doppio controllo, affiancando a quelli appena descritti il controllo della temperatura di uscita dal condensatore (T_{11}). Per le configurazioni con l'evaporatore a fascio tubiero i risultati, seppur di minore intensità, sono analoghi e sono riportati nelle figure 5.21 e 5.22.

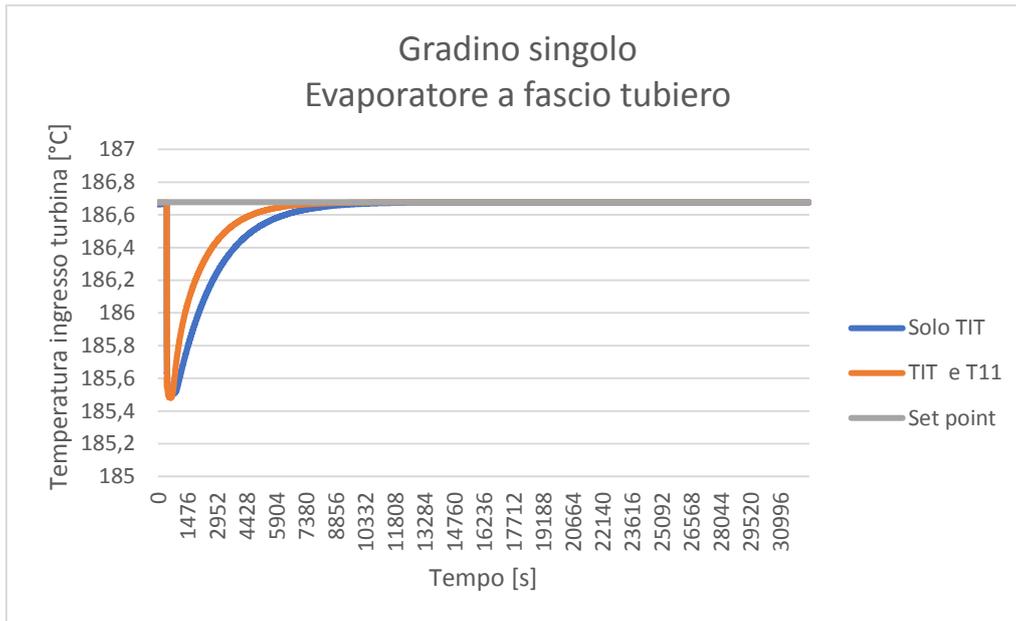


Figura 5.21: Andamento della temperatura di ingresso in turbina nella configurazione con ciclopentano ed evaporatore a fascio tubiero per due diversi controlli

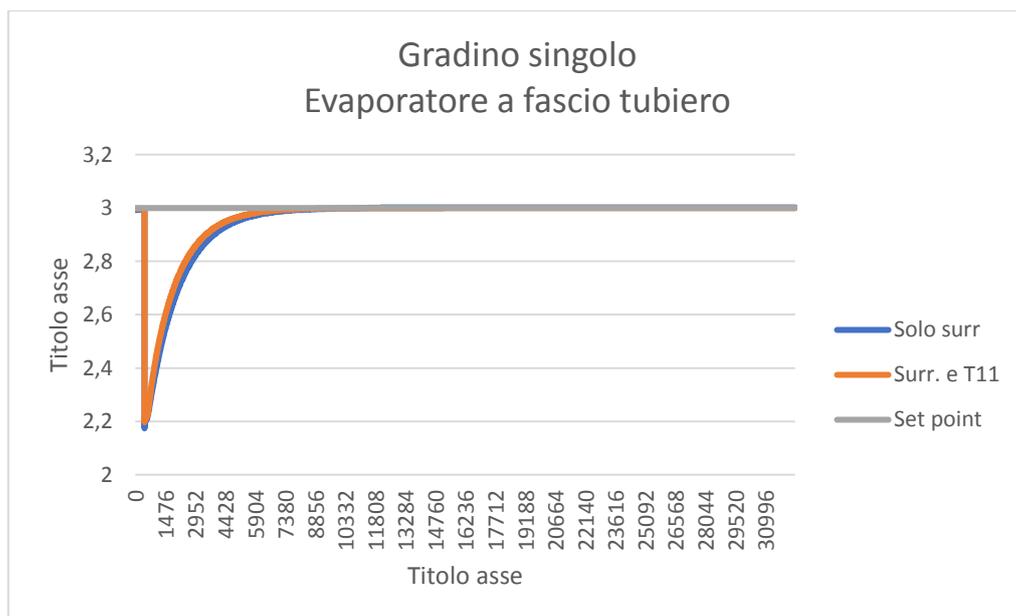


Figura 5.22: Andamento del surriscaldamento nella configurazione con ciclopentano ed evaporatore a fascio tubiero per due diversi controlli

Si eseguono inoltre delle prove per testare il controllo del livello di liquido nel pozzetto. Tali simulazioni sono però risultate inconcludenti, poiché o il controllo (da solo) non bastava per riportare i valori al set point oppure il programma non riusciva ad

inizializzare la simulazione (insieme alla temperatura di uscita del condensatore). Inserirlo insieme agli altri due tipi di controllo (TIT e surr) non influisce minimamente sulla risposta del sistema, in quanto la portata del fluido di lavoro è già manipolata dal numero di giri della pompa.

Quindi, sebbene il controllo del surriscaldamento, rispetto a quello della temperatura di ingresso in turbina, risenta di meno dell'aggiunta del controllo della temperatura di uscita dal condensatore, si è deciso di usare un doppio controllo per entrambi i casi.

Attraverso le simulazioni appena presentate è stato possibile calcolare la durata dei transitori e dunque stabilire i tempi di applicazione del secondo gradino. Per il controllo della temperatura di ingresso in turbina si è scelto di considerare, come istante di fine transitorio, il raggiungimento di una differenza relativa percentuale tra la temperatura controllata e il set point minore dello 0,005%. Per il controllo del surriscaldamento invece è stato scelto come limite una differenza tra il set point, ovvero 3°C, e l'attuale surriscaldamento di 0,01 °C. I tempi, così calcolati, sono riportati nella tabella 5.2.

Tabella 5.3: Tempi di fine transitorio per le diverse configurazioni con ciclopentano espressi in secondi

	Evaporatore a fascio tubiero	Evaporatore a piastre
Controllo TIT	7466	7156
Controllo surr	6364	5860

Osservando questi valori si è deciso di applicare il secondo gradino dopo 10'000 secondi dell'applicazione del primo, in modo da garantire un buon raggiungimento del regime quasi-stazionario anche in presenza di variazioni più ampie di carico.

Di seguito sono riportati i risultati ottenuti dalle simulazioni con doppio gradino, con diminuzione del carico del 10%, poi del 20% e infine del 40%. Per ogni transitorio e per ogni controllo vengono confrontate le configurazioni con diverso evaporatore.

Nella figura 5.23 sono riportati gli andamenti della velocità di rotazione della pompa e della temperatura di ingresso in turbina nei due tipi di configurazione per un transitorio a doppio gradino del 10% con controllo TIT.

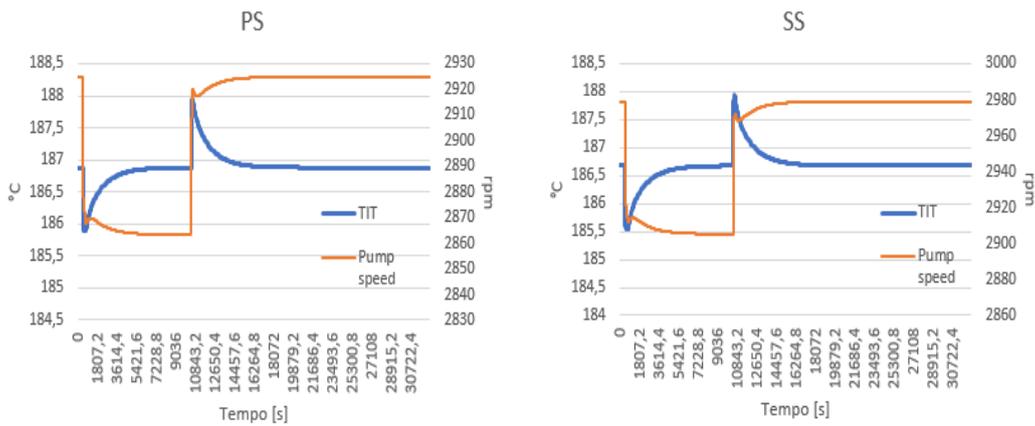


Figura 5.23: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 10%

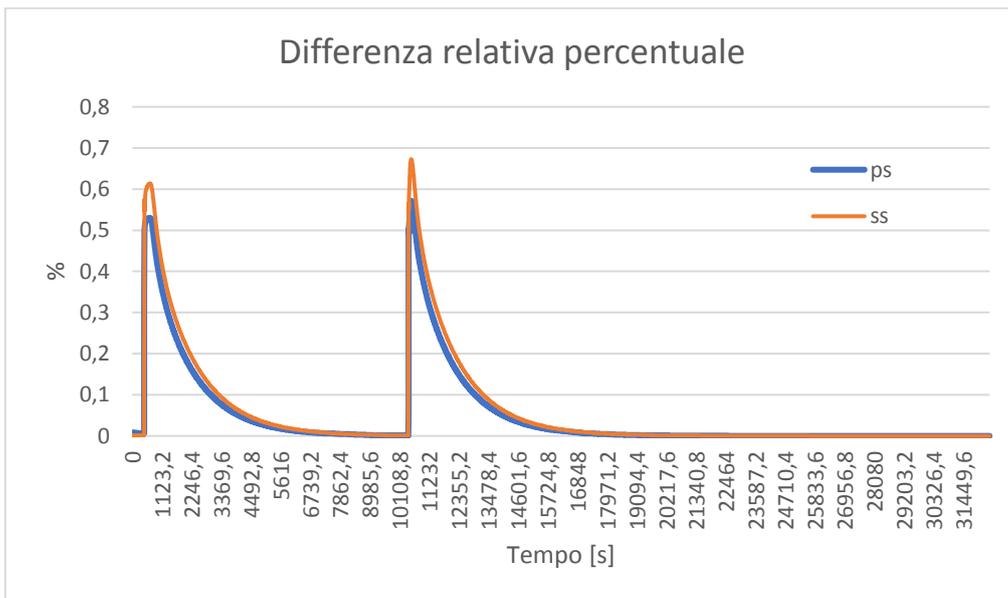


Figura 5.24: Confronto tra le differenze relative percentuali tra temperatura in ingresso in turbina e set point delle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 10%

Nella figura 5.24 si può osservare come varia la differenza relativa percentuale tra la temperatura di ingresso in turbina e il set point costante assegnato nelle due diverse

configurazioni. Di seguito sono riportati gli stessi grafici per un gradino di riduzione del 20% e del 40%.



Figura 5.25: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 20%

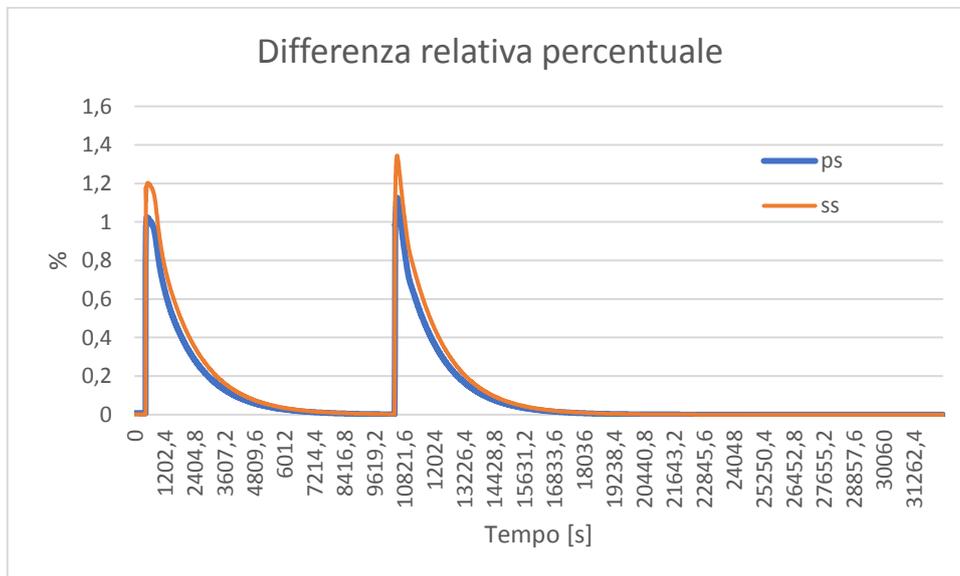


Figura 5.26: Confronto tra le differenze relative percentuali tra temperatura in ingresso in turbina e set point delle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 20%



Figura 5.27: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 40%

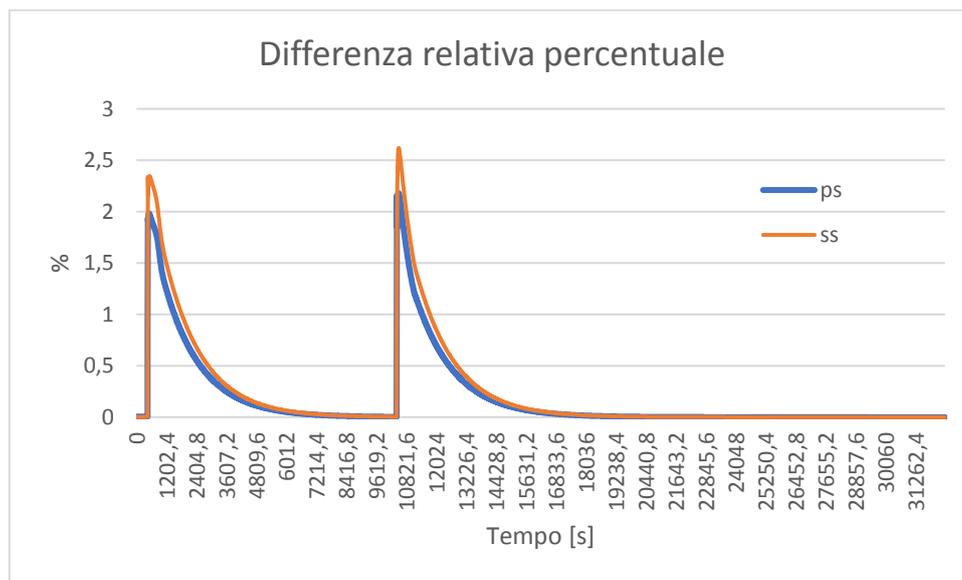


Figura 5.28: Confronto tra le differenze relative percentuali tra temperatura in ingresso in turbina e set point delle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 40%

Dai grafici appena presentati si possono ricavare i tempi di raggiungimento del regime quasi-stazionario da parte del sistema, che sono riportati nella tabella 5.3, dove con T_1 e T_2 vengono indicati rispettivamente i tempi relativi al primo e al secondo gradino.

Tabella 5.4: Tempi di risposta del sistema con controllo della temperatura di ingresso in turbina

Ampiezza gradino	Configurazione	T ₁ [s]	T ₂ [s]
10%	PS	7372	7207
	SS	7552	7639
20%	PS	8178	8128
	SS	8582	8582
40%	PS	9071	9266
	SS	9417	9633

Da questi dati si nota subito come le configurazioni con evaporatore a fascio tubiero siano soggette a tempi di risposta più lunghi rispetto a quelle con evaporatore a piastre. Ciò è causato dalla differenza di inerzia che i diversi scambiatori conferiscono all'intero sistema. Infatti, come visto nella tabella 4.1, il volume di fluido contenuto negli scambiatori a fascio tubiero risulta essere circa il doppio di quello contenuto negli scambiatori a piastre. Questo si riflette anche in una maggior ampiezza dello scostamento della temperatura di ingresso in turbina dal set point negli istanti successivi al gradino, come si può vedere dai grafici della differenza percentuale relativa appena presentati (figure 5.24, 5.26, 5.28). Inoltre, com'era facilmente intuibile, i tempi di risposta crescono all'aumentare dell'ampiezza del gradino. Non vi sono invece differenze apprezzabili tra i tempi di risposta dei due gradini, T₁ e T₂.

Per quanto riguarda il controllo del surriscaldamento, si sono testati gli stessi transitori, i cui risultati sono riportati nei grafici che seguono.

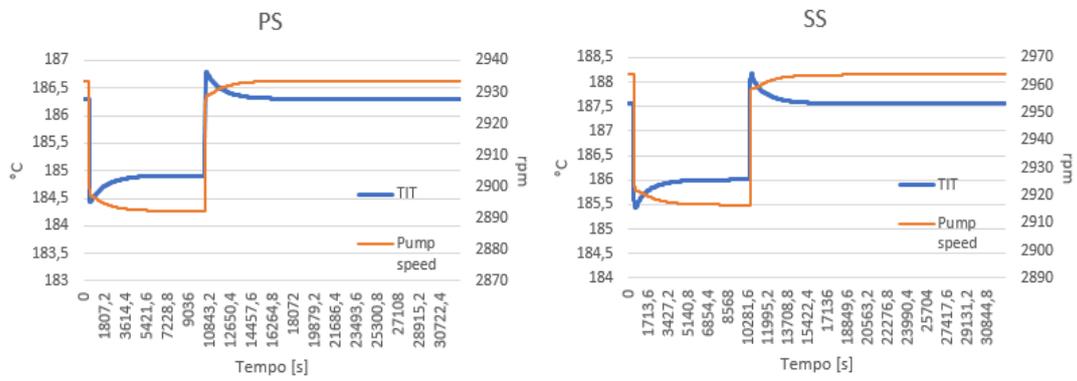


Figura 5.29: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 10% e controllo del surriscaldamento

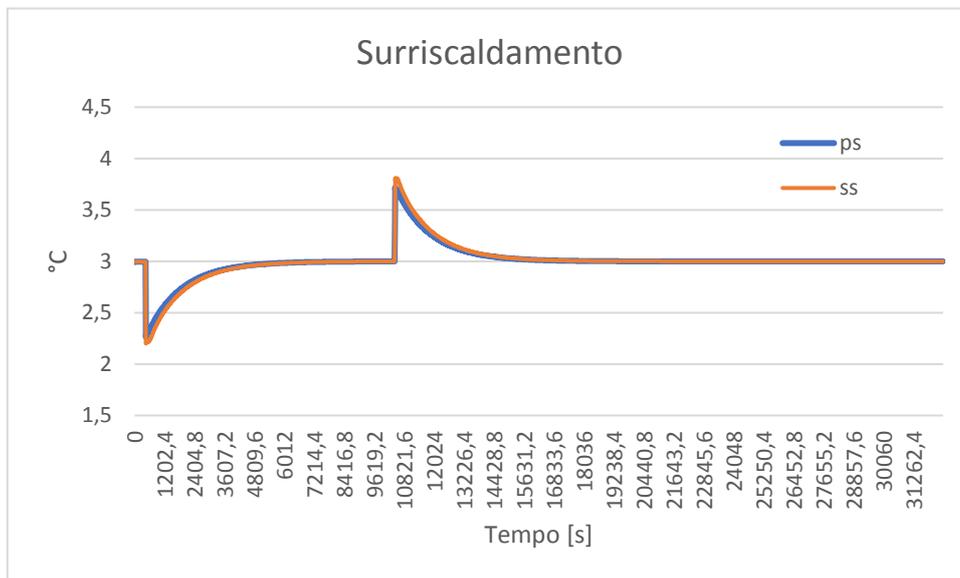


Figura 5.30: Confronto tra i surriscaldamenti nelle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 10%

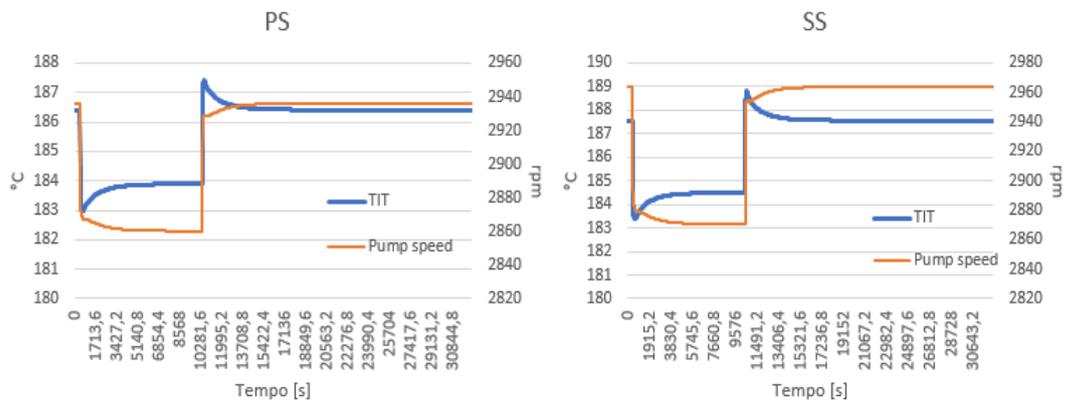


Figura 5.31: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 20% e controllo del surriscaldamento

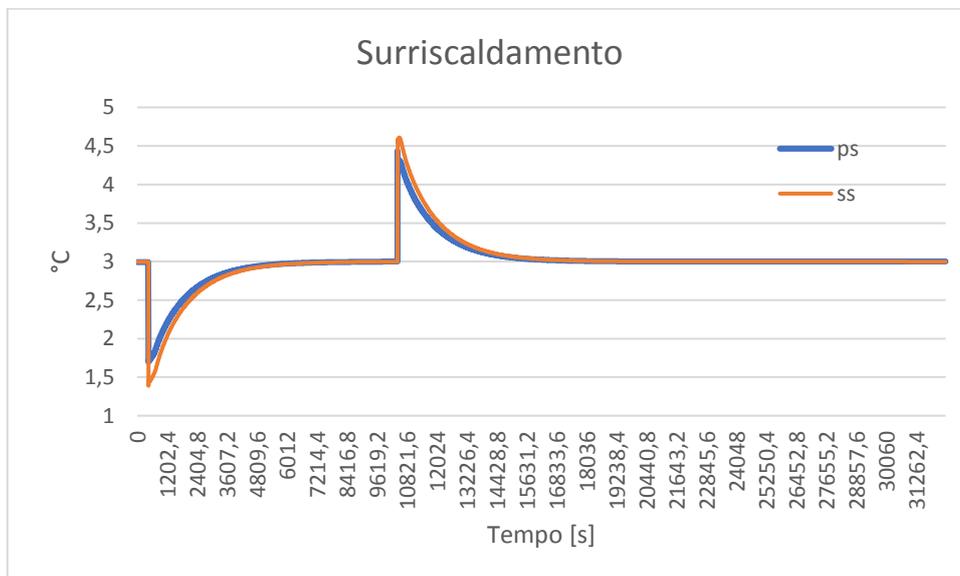


Figura 5.32: Confronto tra i surriscaldamenti nelle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 20%

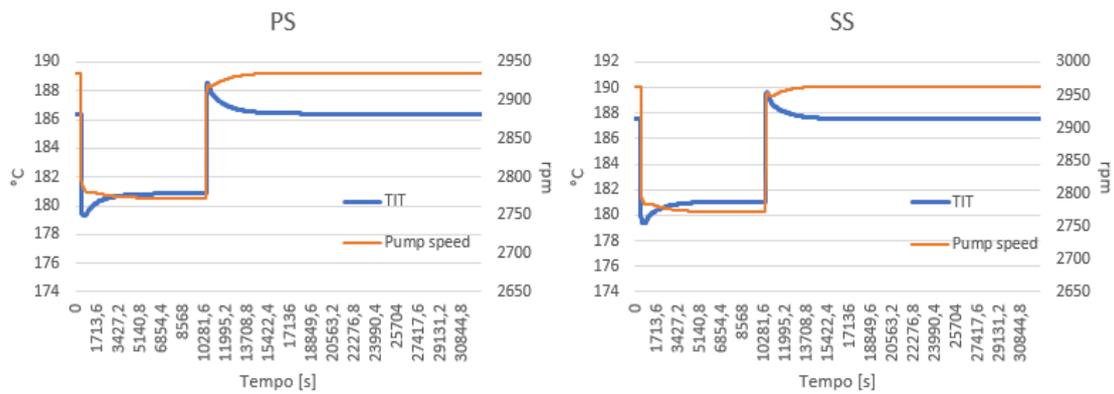


Figura 5.33: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con riduzione del 40% e controllo del surriscaldamento

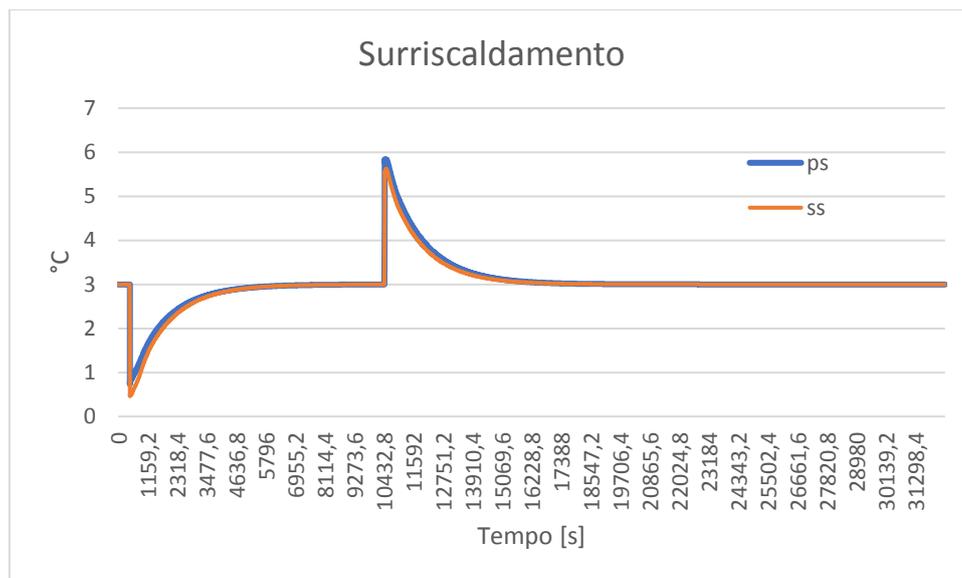


Figura 5.34: Confronto tra i surriscaldamenti nelle due configurazioni con diverso evaporatore per un doppio gradino del 40%

La prima differenza che si nota rispetto al controllo della temperatura in turbina è il set point, in questo caso variabile, di quest'ultima. Al variare del carico infatti, come si è visto nelle simulazioni in regime quasi-stazionario in Aspen Plus, la pressione di evaporazione diminuisce. Questo comporta, a parità di surriscaldamento, una minore temperatura di ingresso in turbina, mantenendo comunque lo stesso rapporto di

pressione. Questo si traduce in uno sforzo, da parte dei sistemi di controllo, molto minore, dovendosi raggiungere un target di temperatura meno elevato. Inoltre, si può notare come delle brevi oscillazioni del numero di giri della pompa siano presenti subito dopo i gradini nelle configurazioni controllate con la temperatura in turbina, ma siano assenti, o di minor intensità, in quelle controllate con il surriscaldamento. A titolo di esempio sono riportati dei particolari di questi istanti nelle figure 5.35 e 5.36 per la configurazione PS e variazione del carico del 20%.

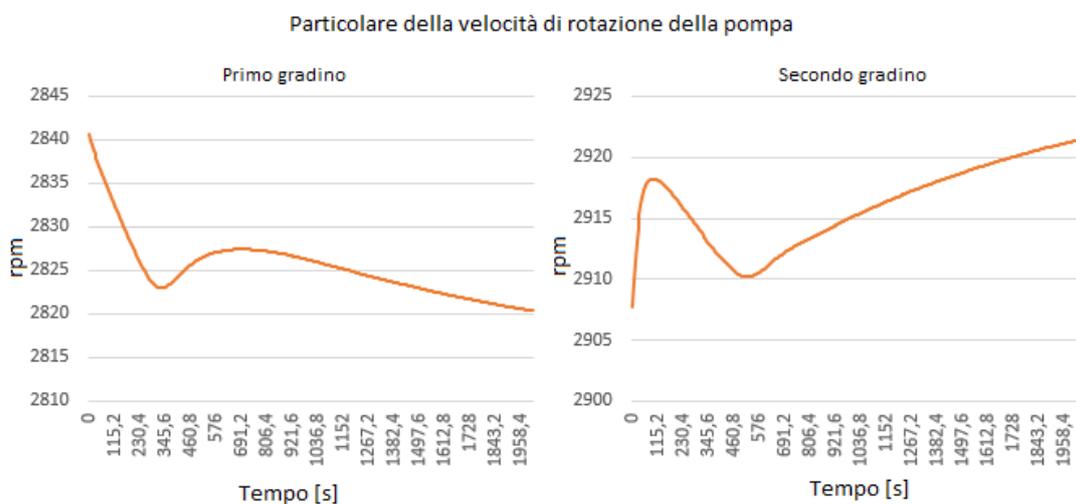


Figura 5.35: Andamenti della velocità di rotazione della pompa negli istanti successivi al primo e al secondo gradino con controllo TIT

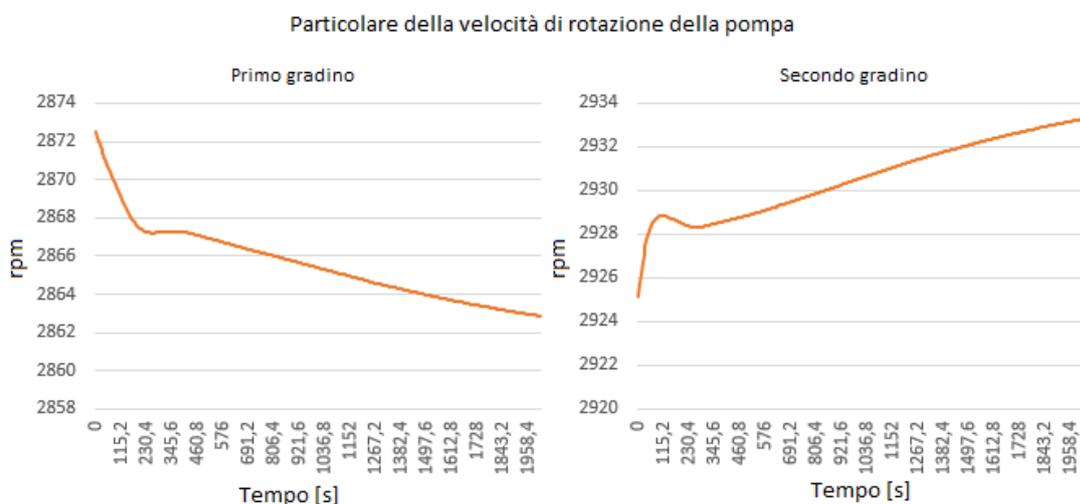


Figura 5.36: Andamenti della velocità di rotazione della pompa negli istanti successivi al primo e al secondo gradino con controllo del surriscaldamento

Anche con questo tipo di controllo sono stati ricavati i tempi di risposta del sistema, riportati nella tabella 5.4.

Tabella 5.5: Tempi di risposta del sistema con controllo del surriscaldamento

Ampiezza gradino	Configurazione	T ₁ [s]	T ₂ [s]
10%	PS	6018	6048
	SS	6306	6314
20%	PS	6897	6905
	SS	7184	7329
40%	PS	7552	7884
	SS	7624	8093

Come nell'altro tipo di controllo, le configurazioni con evaporatore a fascio tubiero risentono della maggior inerzia di quest'ultimo, anche se meno intensamente rispetto ai casi precedenti, riportando dei tempi leggermente più alti rispetto ai modelli con evaporatore a piastre.

Successivamente sono stati testati dei transitori con variazioni del carico del 20% in cui il secondo gradino, ovvero il ritorno al carico nominale, è anticipato del 50% e del 75% rispetto al tempo impiegato per il raggiungimento del regime quasi-stazionario, ovvero T₁. Osservando le tabelle 5.3 e 5.4, si è deciso di considerare questo tempo pari a 8000 secondi, per cui l'intervallo di tempo tra i due gradini sarà di 4000 secondi e 2000 secondi. Nelle figure 5.37÷5.44 si riportano gli andamenti dei controlli delle configurazioni sottoposte a questi transitori.

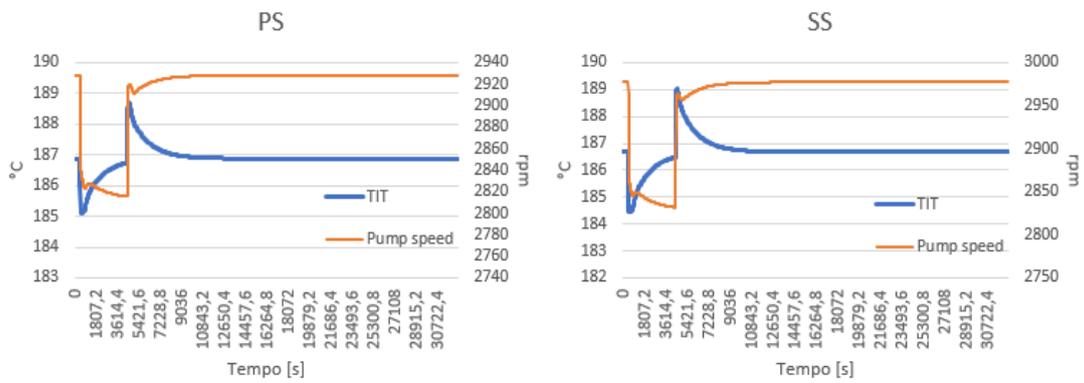


Figura 5.37: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con risalita del carico anticipata del 50% e controllo TIT

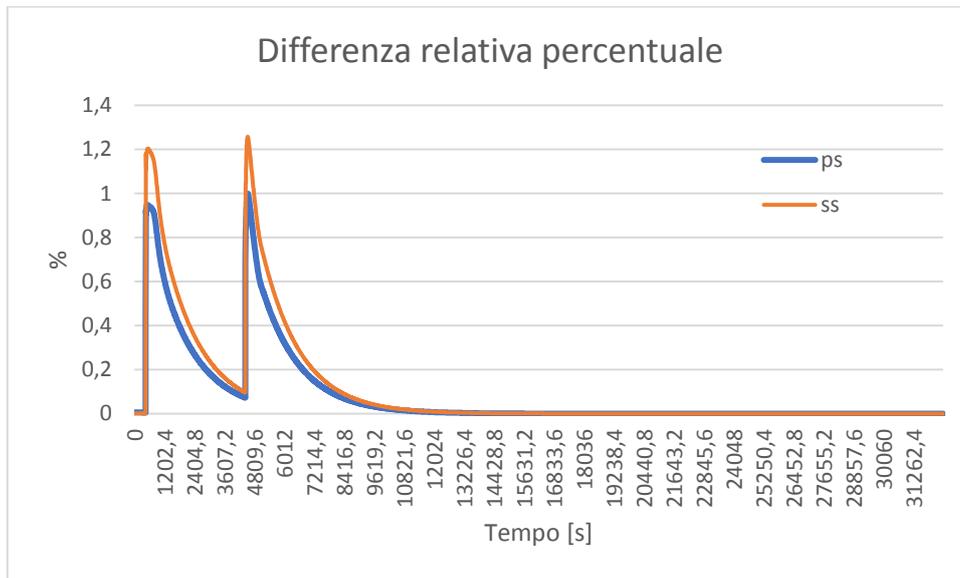


Figura 5.38: Confronto tra le differenze relative percentuali tra temperatura in ingresso in turbina e set point delle due configurazioni per un transitorio con risalita del carico anticipata del 50%



Figura 5.39: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con risalita del carico anticipata del 75% e controllo TIT

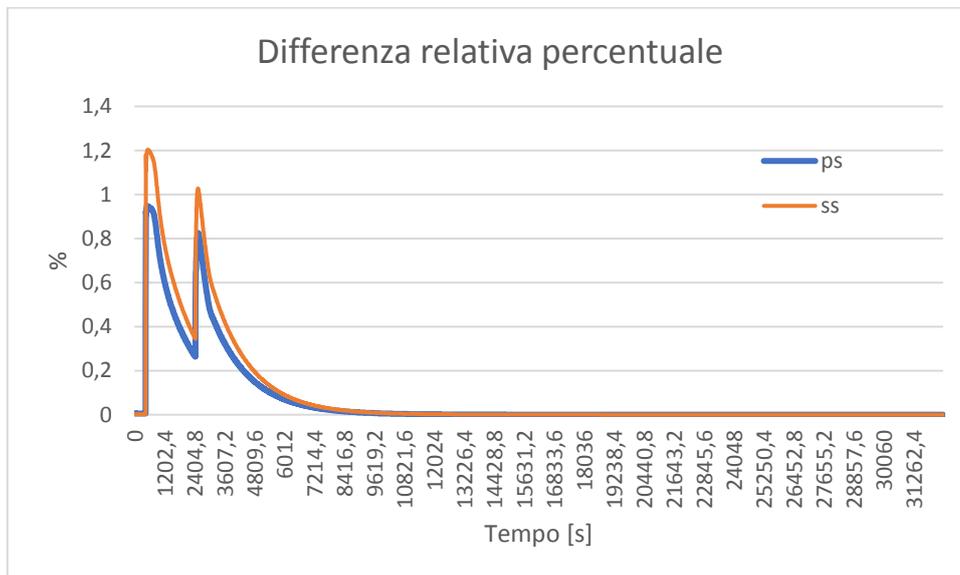


Figura 5.40: Confronto tra le differenze relative percentuali tra temperatura in ingresso in turbina e set point delle due configurazioni per un transitorio con risalita del carico anticipata del 25%

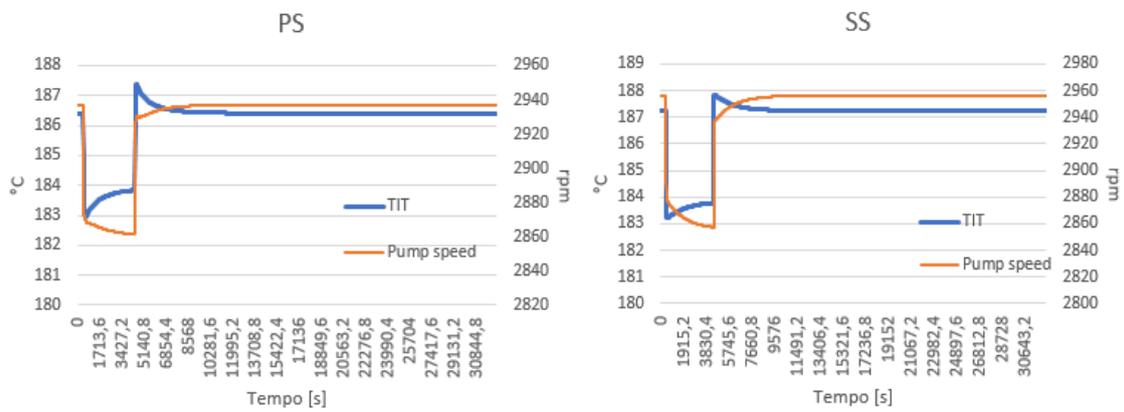


Figura 5.41: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con risalita del carico anticipata del 50% e controllo del surriscaldamento

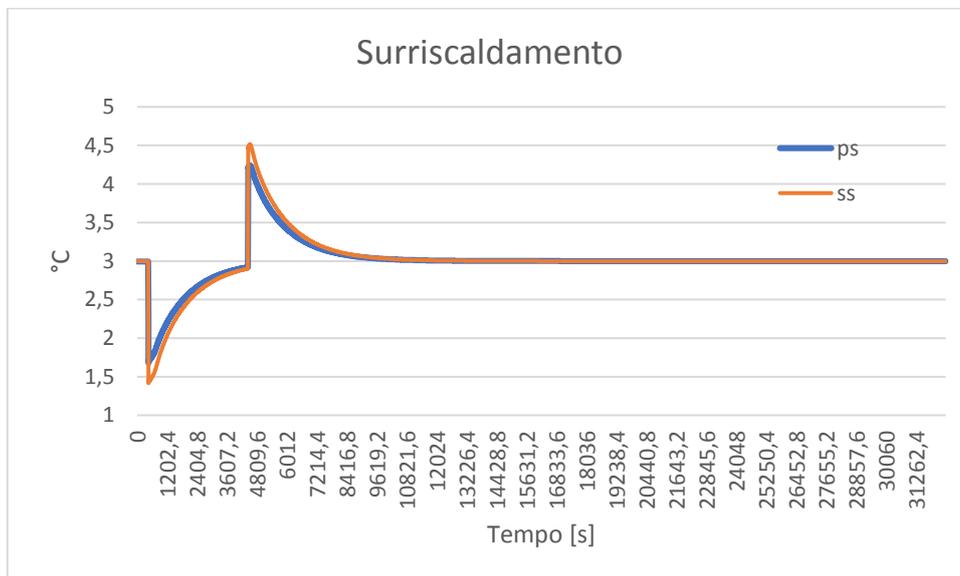


Figura 5.42: Confronto tra i surriscaldamenti nelle due configurazioni con diverso evaporatore per un transitorio con risalita del carico anticipata del 50%



Figura 5.43: Andamento di temperatura in ingresso in turbina e velocità di rotazione pompa a seguito di un transitorio con risalita del carico anticipata del 75% e controllo del surriscaldamento

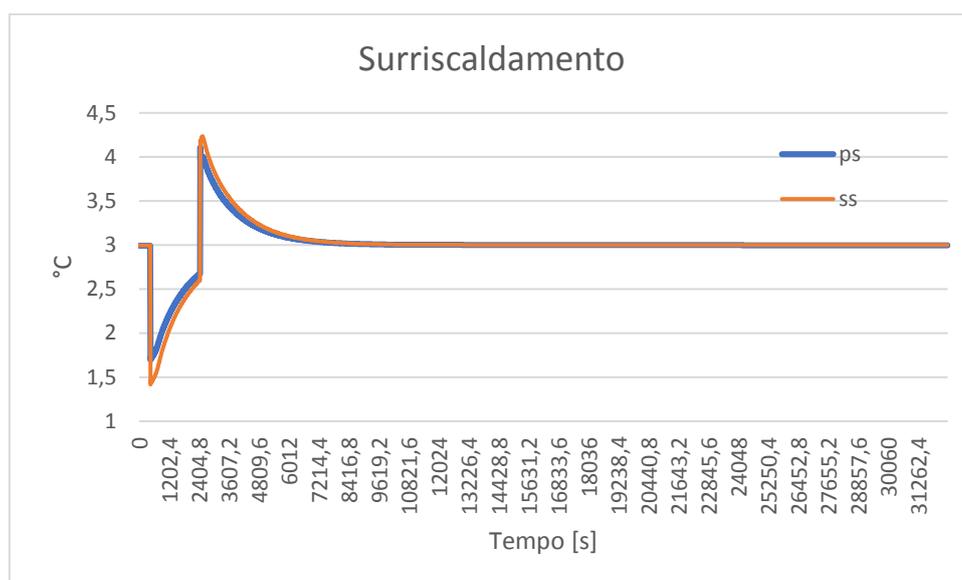


Figura 5.44: Confronto tra i surriscaldamenti nelle due configurazioni con diverso evaporatore per un transitorio con risalita del carico anticipata del 25%

Ai grafici appena mostrati si accompagnano i valori dei tempi di stabilizzazione dei sistemi per il secondo gradino, riportati nelle tabelle 5.5 e 5.6 (per facilità di confronto sono riportati anche i valori ottenuti nelle simulazioni precedenti dove l'intervallo di tempo tra i due gradini era di 10000 secondi).

Tabella 5.6: Tempi di risposta del sistema con controllo della temperatura di ingresso in turbina espressi in secondi

Intervallo di tempo tra i gradini [s]	Configurazione PS	Configurazione SS
10000	8129	8582
4000	8088	8527
2000	7683	8129

Tabella 5.7: Tempi di risposta del sistema con controllo del surriscaldamento espressi in secondi

Intervallo di tempo tra i gradini [s]	Configurazione PS	Configurazione SS
10000	6905	7330
4000	6893	7238
2000	6582	6870

Questi risultati confermano le osservazioni fatte in precedenza. Le configurazioni con evaporatore a fascio tubiero continuano ad avere tempi di risposta più lunghi a causa della maggior inerzia che conferiscono all'intero sistema e i picchi nelle figure 5.38, 5.40, 5.42, e 5.44 risultano più ampi. In aggiunta, si osservi come l'anticipare una variazione di carico, se contrapposta alla precedente, si traduce in un abbassamento dei tempi di stabilizzazione. Questo accade perché il sistema, al momento del secondo gradino, non ha ancora raggiunto il set point, di conseguenza la temperatura di picco causata dal secondo gradino sarà più bassa rispetto a quella che viene raggiunta quando il sistema ha avuto più tempo per assestarsi; di conseguenza, dopo il secondo gradino il set point sarà raggiunto più in fretta.

Simulando gli stessi transitori nelle configurazioni con acetone si ottengono risultati che confermano tutte le osservazioni fatte in precedenza con i sistemi operanti con ciclopentano. I tempi relativi a questi risultati sono riportati nelle tabelle 5.8÷5.11.

Tabella 5.8: Tempi di risposta dei sistemi operanti con acetone con controllo della temperatura di ingresso in turbina

Ampiezza gradino	Configurazione	T ₁ [s]	T ₂ [s]
10%	PS	7977	8021
	SS	8157	8150
20%	PS	8934	9029
	SS	9035	9259
40%	PS	9618	9712
	SS	9958	10253

Tabella 5.9: Tempi di risposta dei sistemi operanti con acetone con controllo del surriscaldamento

Ampiezza gradino	Configurazione	T ₁ [s]	T ₂ [s]
10%	PS	6839	6818
	SS	6868	6890
20%	PS	7617	7452
	SS	7854	7762
40%	PS	8646	8777
	SS	8718	9166

Tabella 5.10: Tempi di risposta dei sistemi operanti con acetone con controllo della temperatura di ingresso in turbina espressi in secondi

Intervallo di tempo tra i gradini [s]	Configurazione PS	Configurazione SS
10000	9029	9259
4000	8916	8938
2000	8396	8504

Tabella 5.11: Tempi di risposta dei sistemi operanti con acetone con controllo del surriscaldamento espressi in secondi

Intervallo di tempo tra i gradini [s]	Configurazione PS	Configurazione SS
10000	7452	7762
4000	7426	7714
2000	7107	7424

5.3.2 Transitori reali

In questo paragrafo vengono analizzati i risultati relativi alle simulazioni con un transitorio reale della durata di 2,2 ore. Come spiegato nel capitolo 4.4 questo transitorio viene derivato dal funzionamento reale della microturbina a gas nel mese di novembre 2016. Nella figura 5.45 vengono rappresentati gli andamenti della temperatura di ingresso in turbina rispetto al set point nelle due configurazioni con ciclopentano, mentre nella successiva figura 5.46 si confrontano gli andamenti della differenza percentuale tra i due.

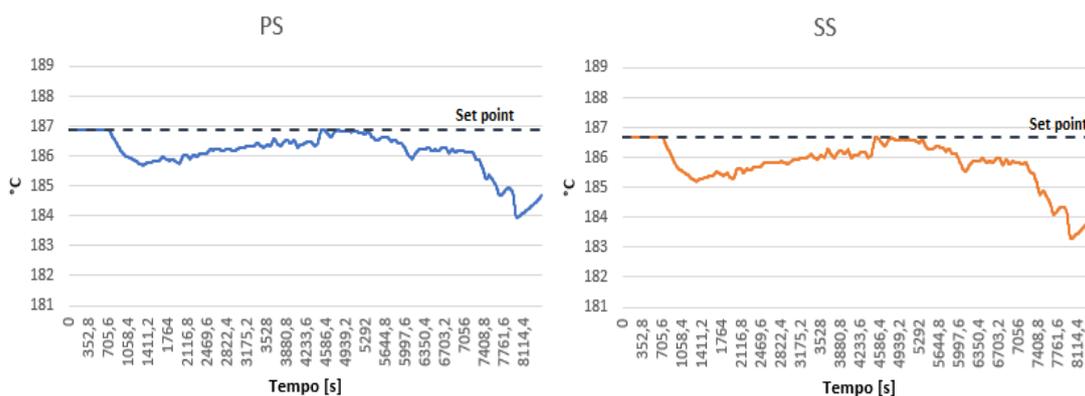


Figura 5.45: Andamenti delle temperature di ingresso in turbina nelle configurazioni a ciclopentano con controllo TIT e transitorio reale

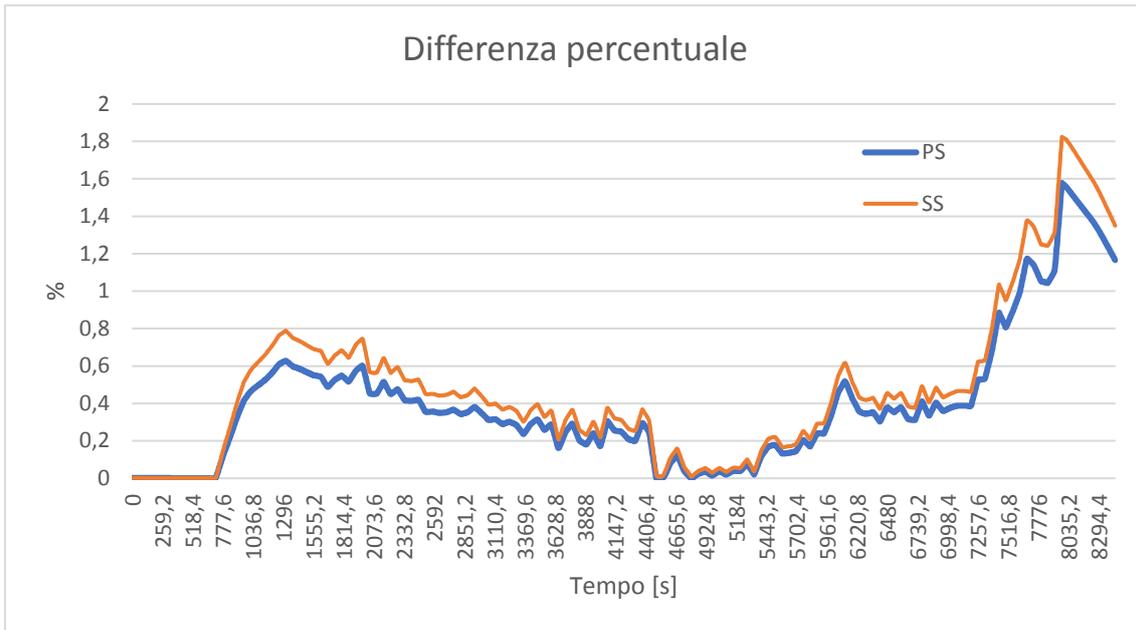


Figura 5.46: Andamenti delle differenze percentuali tra temperatura di ingresso in turbina e relativo set point nelle configurazioni a ciclopentano con controllo TIT e transitorio reale

Dalla figura 5.46 si evince subito come la configurazione con evaporatore a fascio tubiero, come predetto dai transitori studiati nel precedente paragrafo, presenti una maggior difficoltà nel mantenere la principale variabile di controllo, in questo caso la temperatura di ingresso in turbina, vicino a set point. Seppur gli scostamenti non siano così elevati, ciò si traduce in una potenza termica netta, calcolata come differenza tra la potenza elaborata dalla turbina e quella elaborata dalla pompa, leggermente minore lungo tutto l'arco del transitorio (figura 5.47).

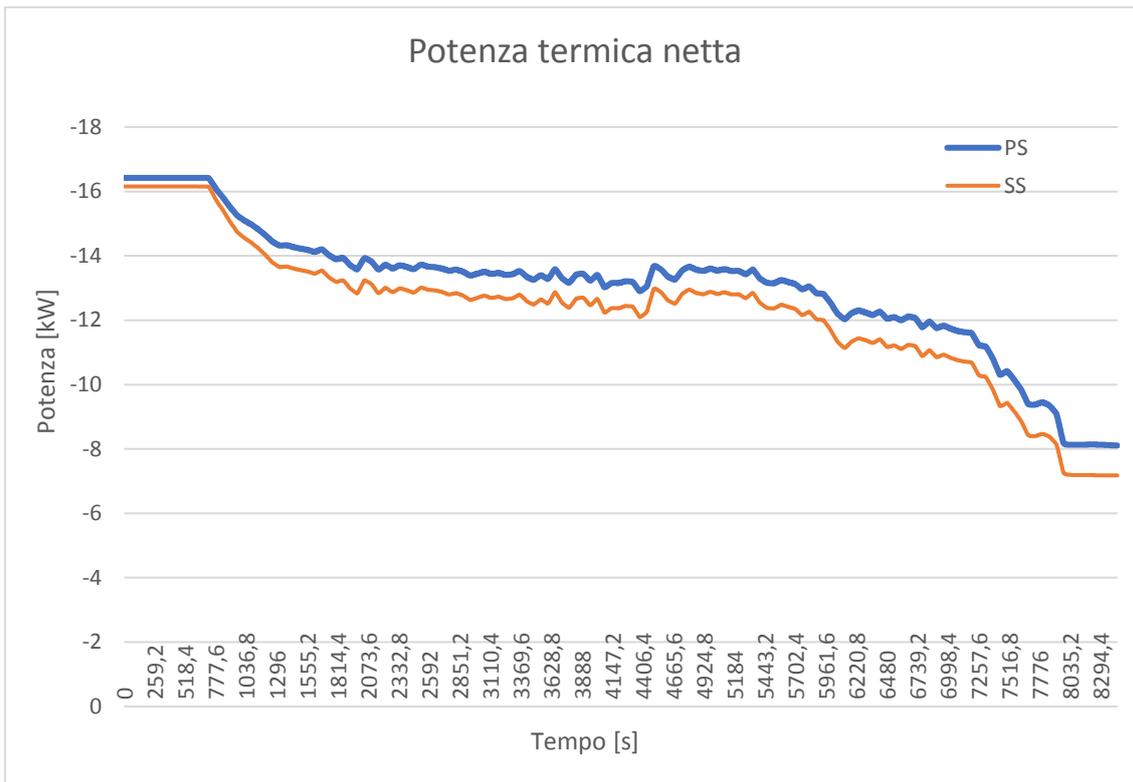


Figura 5.47: Potenza termica netta nelle configurazioni a ciclopentano con controllo TIT e transitorio reale

Con il controllo del surriscaldamento le cose non cambiano molto, si vedano infatti nelle figure 5.48 e 5.49 gli andamenti del grado di surriscaldamento.

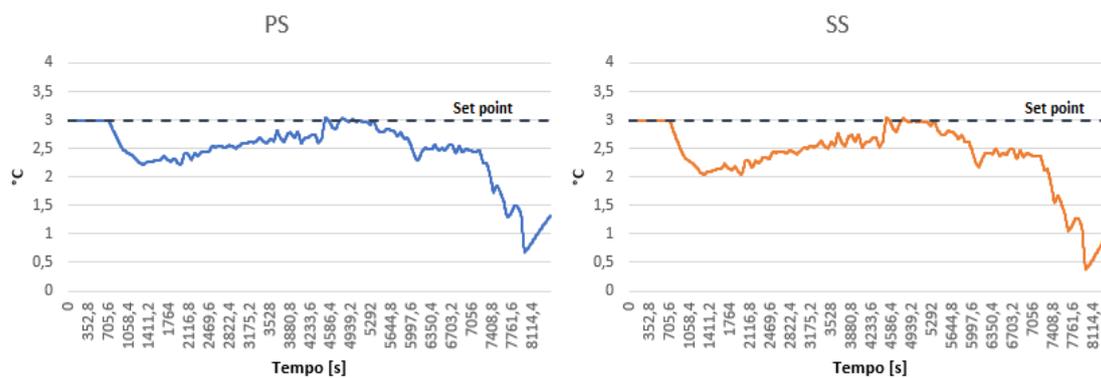


Figura 5.48: Andamenti dei gradi di surriscaldamento nelle configurazioni a ciclopentano durante il transitorio reale

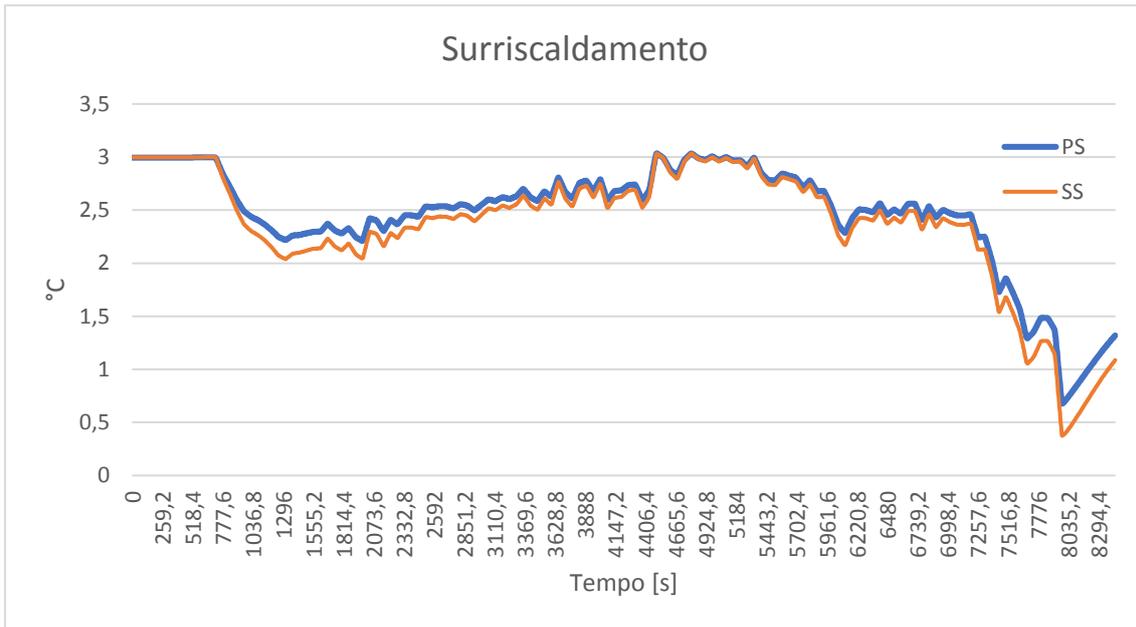


Figura 5.49: Confronto tra i gradi di surriscaldamento nelle due configurazioni a ciclopentano durante il transitorio reale

Con il controllo del surriscaldamento si osserva ancora una differenza, seppur più leggera rispetto al caso precedente, tra le due configurazioni, con l'evaporatore a piastre che, fornendo al sistema un'inerzia inferiore rispetto a quella fornita dall'evaporatore a fascio tubiero, consente un controllo più rapido, quindi ancora una volta una potenza termica netta maggiore:

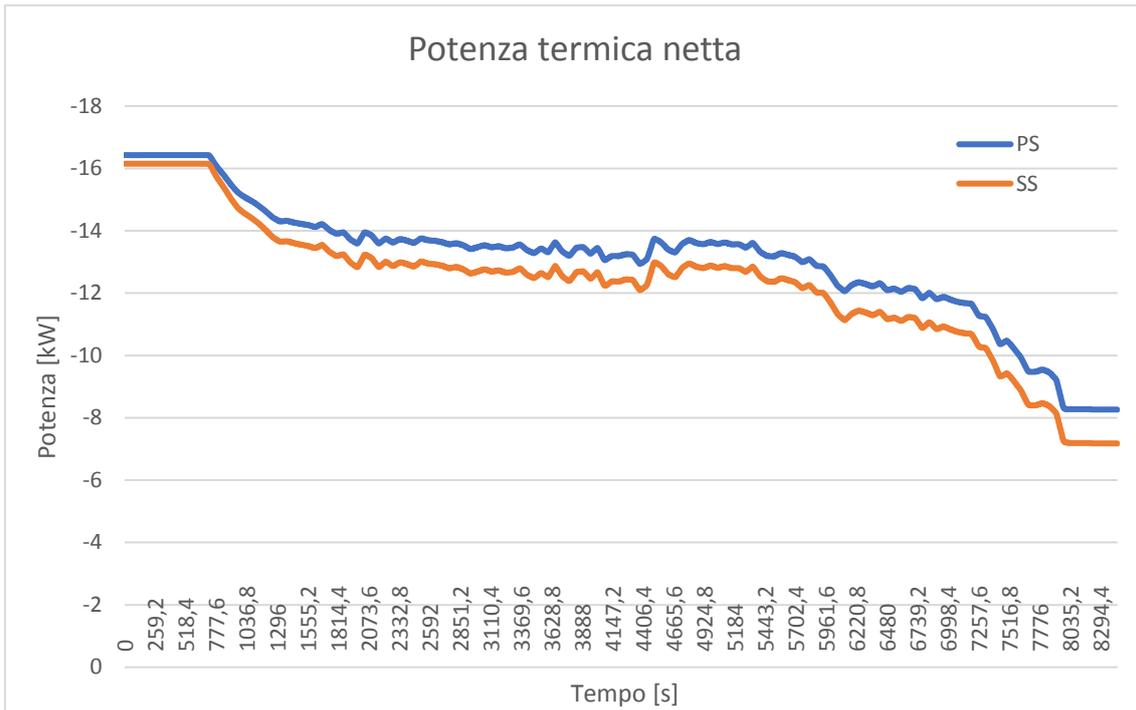


Figura 5.50: Potenza termica netta nelle due configurazioni a ciclopentano con controllo del surriscaldamento e transitorio reale

I modelli di ciclo operanti con acetone hanno fornito risultati analoghi. Nelle figure 5.51 e 5.52 si riportano gli andamenti della temperatura di ingresso in turbina e relative differenze percentuali rispetto al set point.

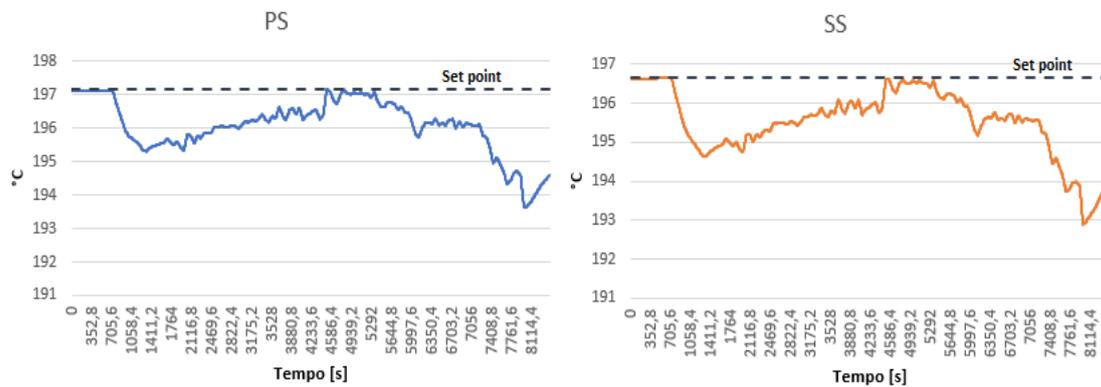


Figura 5.51: Andamenti delle temperature di ingresso in turbina nelle configurazioni ad acetone con controllo TIT e transitorio reale

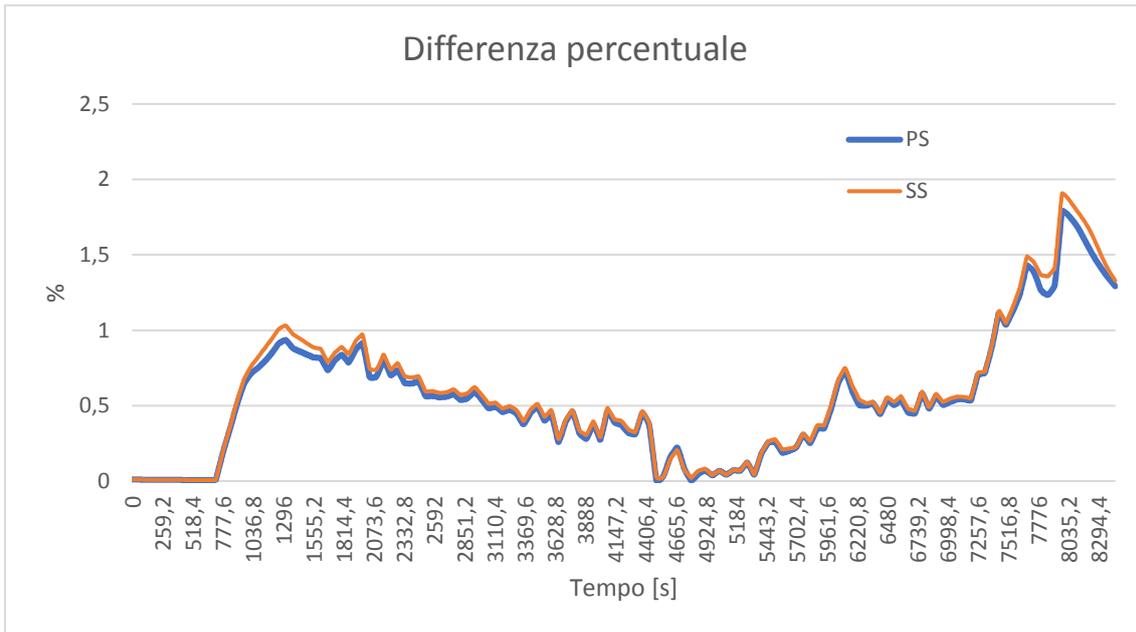


Figura 5.52: Andamenti delle differenze percentuali tra temperatura di ingresso in turbina e relativo set point nelle configurazioni ad acetone con controllo TIT e transitorio reale

Rispetto alle configurazioni con ciclopentano, il gap tra gli andamenti della differenza percentuale tra TIT e set point è meno ampio. Questo è dovuto al fatto che la differenza di volume di fluido di lavoro all'interno dei due tipi di evaporatore è maggiore nel caso del ciclopentano, circa 30 litri contro 13,4 litri dell'acetone (valori facilmente ricavabili dalla tabella 4.1). Da ciò deriva una potenza termica netta molto simile tra le due cicli, riportata in figura 5.53, ma sufficiente a rilevare la differenza tra le due configurazioni.

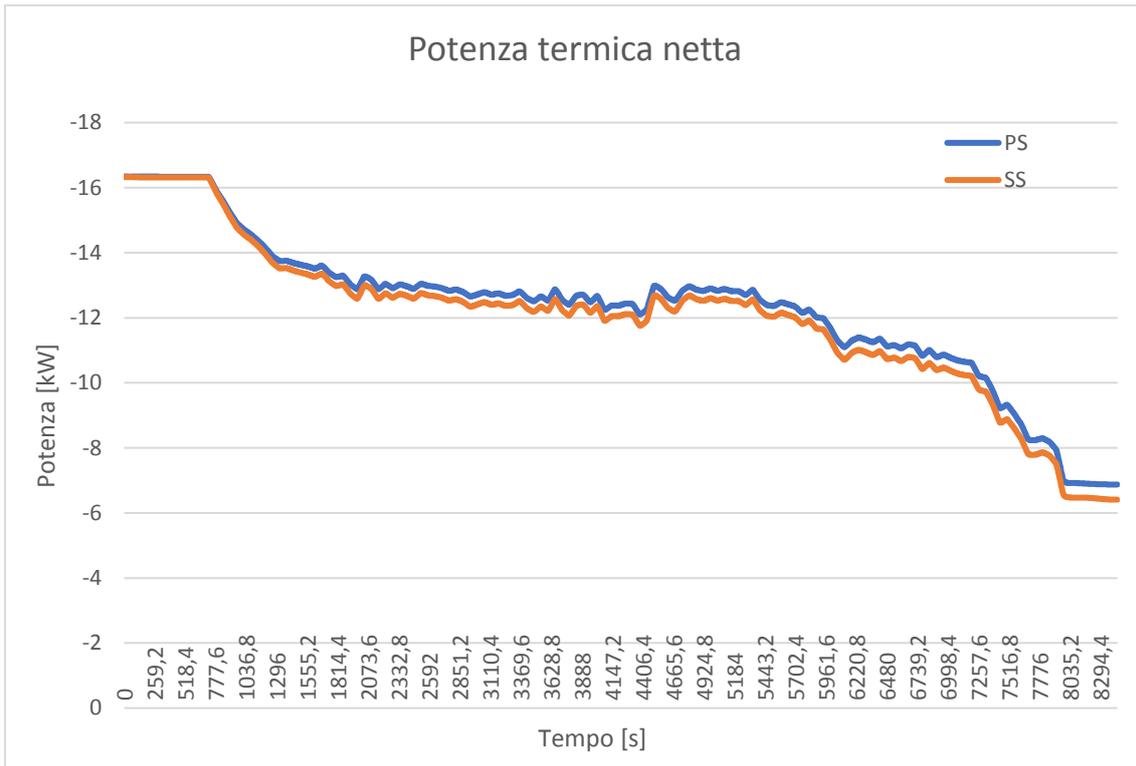


Figura 5.53: Potenza termica netta nelle configurazioni ad acetone con controllo TIT e transitorio reale

Le stesse osservazioni possono essere fatte per le configurazioni che prevedono un controllo del surriscaldamento. I grafici relativi a queste simulazioni sono riportati di seguito.

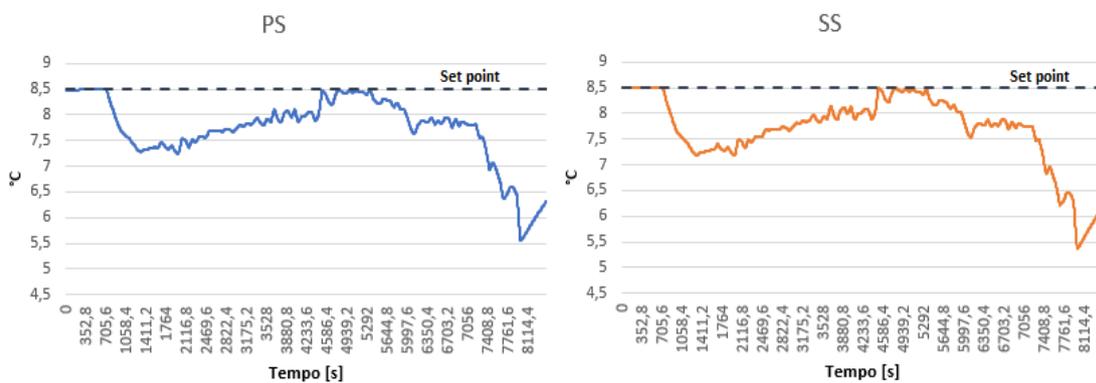


Figura 5.54: Andamenti dei gradi di surriscaldamento nelle configurazioni ad acetone durante il transitorio reale

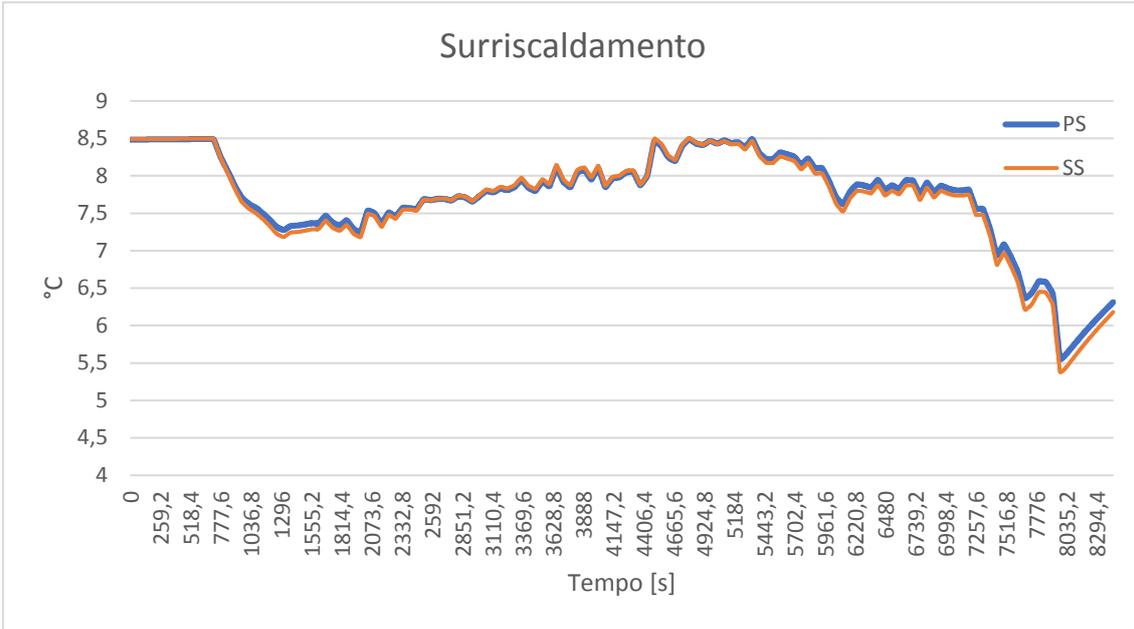


Figura 5.55: Confronto tra i gradi di surriscaldamento nelle due configurazioni ad acetone durante il transitorio reale

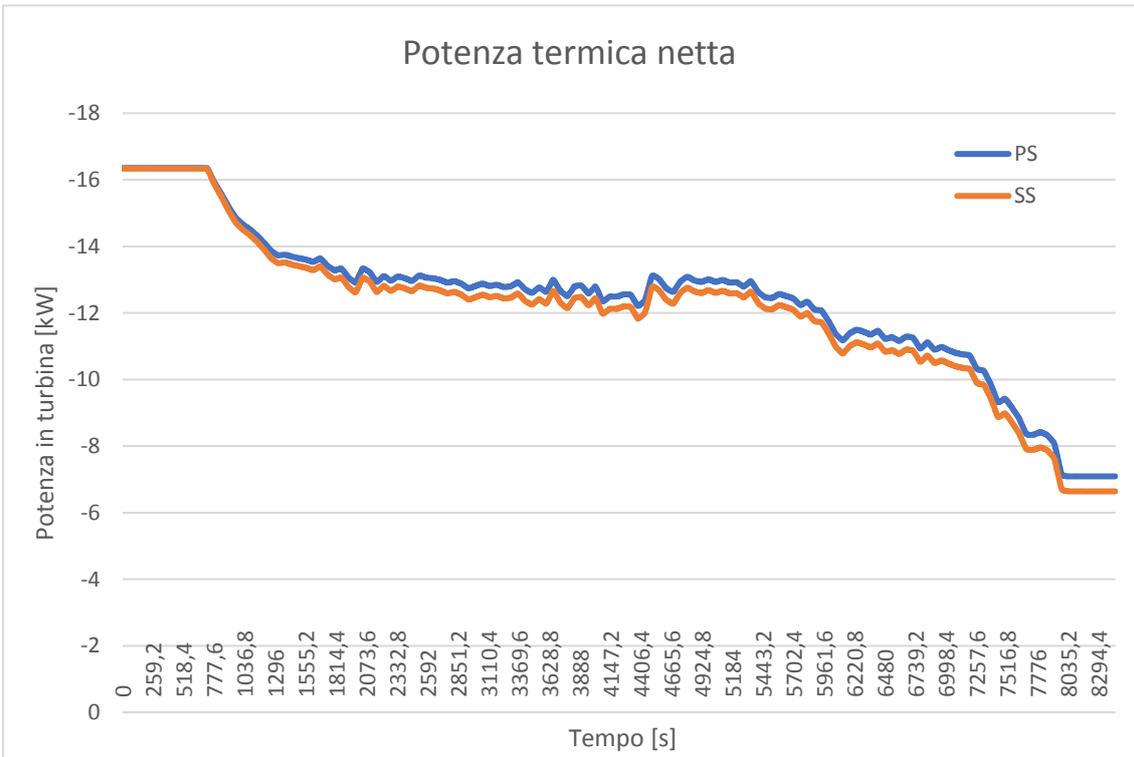


Figura 5.56: Potenza elaborata dalla turbina nelle due configurazioni ad acetone con controllo del surriscaldamento e transitorio reale

Infine, per un confronto tra i due tipi di controllo, osservando i risultati presentati fin ora si può affermare che quando si controlla il grado di surriscaldamento lo sforzo del controllo è minore rispetto a quando si mantiene costante la temperatura di ingresso in turbina. Infatti, nel primo caso la temperatura massima di ciclo cala al diminuire del carico, mentre nel secondo rimane costante ad ogni livello di carico, risentendo di più dell'inerzia dell'intero sistema e quindi del tipo di evaporatore. Per quanto riguarda la potenza termica netta, i due controlli non presentano differenze rilevanti, come si osserva dalla figura 5.57 dove vengono messe a confronto, a titolo d'esempio, le potenze di ciclo nella configurazione a ciclopentano con evaporatore a piastre:

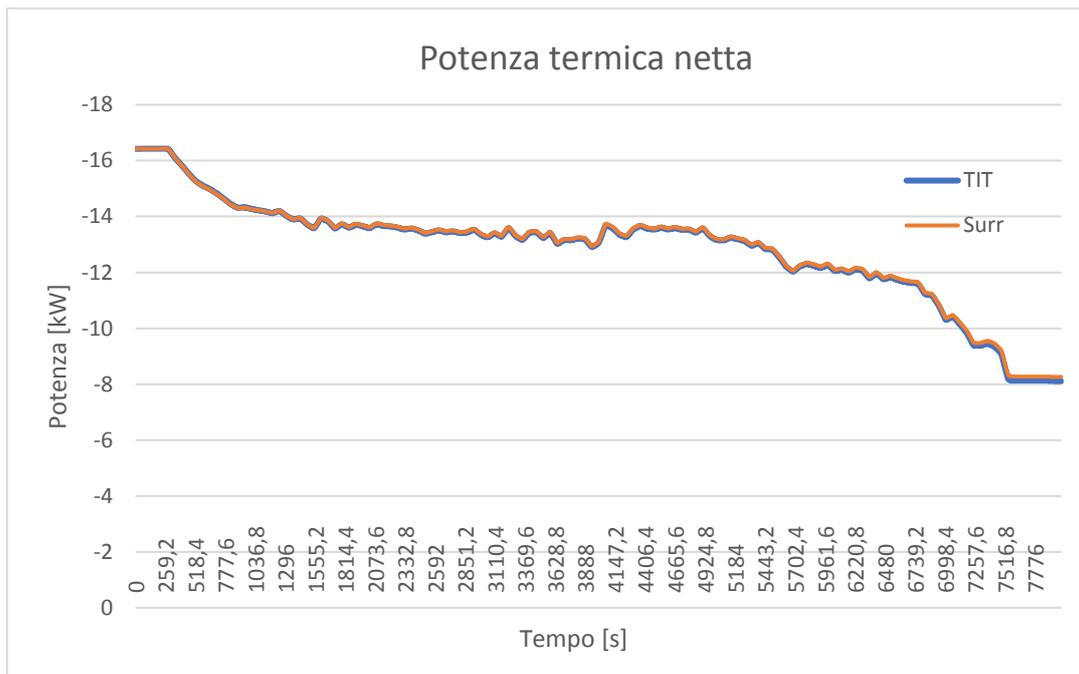


Figura 5.57: Confronto tra la potenza termica netta delle configurazioni a ciclopentano ed evaporatore a piastre con diverso sistema di controllo

Conclusioni

In questo lavoro di tesi si è studiato il comportamento di un ciclo ORC ai carichi parziali sia in regime quasi-stazionario che in regime dinamico. Le configurazioni analizzate sono di due tipologie: una prevede un evaporatore a fascio tubiero, l'altra un evaporatore a piastre. Lo scopo dello studio è stato quello mettere a confronto i due tipi di scambiatore e capire come la scelta di uno rispetto all'altro influenzi l'intero sistema, soprattutto in regime dinamico durante i transitori, al variare del fluido di lavoro e del sistema di controllo. I fluidi impiegati in questi impianti sono due: ciclopentano ed acetone. I cicli sono progettati per il recupero del calore di scarto proveniente da una microturbina a gasi e i relativi punti di lavoro in condizioni di design sono stati ottenuti mediante un processo di ottimizzazione con il codice di calcolo ORC-PD tool in ambiente MATLAB. Successivamente, per le simulazioni ai carichi parziali in regime quasi-stazionario sono stati costruiti i modelli dei cicli in ambiente Aspen Plus, in seguito esportati in Aspen Dynamics per le simulazioni dinamiche dei transitori. Questi codici permettono di riprodurre molto fedelmente il comportamento degli scambiatori di calore ai carichi parziali grazie al software Aspen EDR (Exchanger Design and Rating). In ambiente dinamico un ruolo fondamentale è stato svolto dai controllori PID. Le strategie di controllo utilizzate sono state sostanzialmente due: controllo della temperatura di ingresso in turbina (TIT) e controllo del grado di surriscaldamento attraverso la velocità di rotazione della pompa, entrambe affiancate dal controllo della temperatura di uscita dal condensatore mediante la manipolazione della portata dell'acqua di raffreddamento. Fin dalle prime simulazioni è stato possibile osservare l'influenza del tipo di scambiatore sulla velocità di risposta nei transitori. Gli scambiatori a fascio tubiero, a parità di condizioni operative, risultano molto più ingombranti, contengono un volume di fluido più grande e, non meno importante, hanno un costo molto più elevato. Questo si traduce in una maggior inerzia conferita all'intero sistema, da cui conseguono velocità di risposta alle variazioni di carico più lente. Ad esempio, per la configurazione operante con ciclopentano, l'evaporatore a fascio tubiero contiene un volume di fluido di lavoro pari a 81,7 litri, contro i 51,7 dell'evaporatore a piastre, e ha un costo stimato di 19'693 \$, un ordine di grandezza in più rispetto ai 2'747 \$ di quello a piastre. Per gli evaporatori

dei cicli con acetone la differenza di volume è molto minore, circa 13 litri, ma la differenza di velocità di risposta tra le due configurazioni resta tangibile.

Per quanto riguarda l'influenza della strategia di controllo, è stato osservato che nel controllare il grado di surriscaldamento la temperatura massima di ciclo diminuisce all'abbassarsi del carico, contrariamente a quanto succede nel controllo TIT in cui resta costante ad ogni livello di carico. Questo implica uno sforzo minore da parte dei sistemi di controllo, in quanto la temperatura controllata è più vicina al set point ad ogni variazione di carico, dunque l'influenza dell'inerzia degli scambiatori è meno sentita.

In generale, non sono stati osservati comportamenti anomali, anche durante i transitori più rigidi, dell'evaporatore a piastre, che risulta quindi essere un ottimo concorrente di quello a fascio tubiero per applicazioni di questo tipo. Uno studio più dettagliato e focalizzato esclusivamente sul comportamento degli evaporatori a livello fluidodinamico sarebbe interessante per confermare i risultati ottenuti in questa tesi.

Bibliografia

- [1] British Petroleum, *BP Statistical Review of World Energy, June 2018*.
- [2] J. C. Bergengren, D. E. Waliser, Y. L. Yung, *Ecological sensitivity: a biospheric view of climate change*, *Climatic Change*, 107: 433–457, 2011.
- [3] H. Chen, D. Y. Goswami, E. K. Stefanakos, *A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14: 3059-3067, 2010.
- [4] B. F. Tchanche, G. Lambrinos, A. Frangoudakis, G. Papadakis, *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15: 3963-3979, 2011.
- [5] BCS Inc, *Waste heat recovery: technologies and opportunities in U.S. industry*, US Department of Energy (DOE), 2008.
- [6] A. Pezzuolo, A. Benato, A. Stoppato, A. Mirandola, *The ORC-PD: A versatile tool for fluid selection and Organic Rankine Cycle unit design*, *Energy*, 102: 605-620, 2016.
- [7] NIST, *Nist reference fluid thermodynamic and transport properties database (refprop): version 9.1*, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>, 2010.
- [8] I.H. Bell, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort *Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property library CoolProp*, *Ind Eng Chem Res*, 53: 2498-508, 2014.

- [9] E. Macchi, A. Perdichizzi *Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids*, J Eng Gas Turb Power, 103: 718-724, 1981.
- [10] A. Perdichizzi, G. Lozza, *Design criteria and efficiency prediction for radial inflow turbines*, Proc. of the Gas Turbine Conf. and Exhibition, Anaheim, CA (USA), 1987.
- [11] *Cyclopentane: A blowing agent agent for polyurethane foams for insulation in domestic refrigerator-freezers*, Industry and Environment United Nations Environment Programme, October 1994.
- [12] D. H. Cooke, *Prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse*, J Eng Gas Turb Power, 107: 596-601, 1985.
- [13] G. Manente, A. Toffolo, A. Lazzaretto, M. Paci, *An Organic Rankine Cycle off-design for the search of the optimal control strategy*, Energy, 58: 97-106, 2013.
- [14] Karl J. Astrom, Tor Hagglund, *PID controllers: theory, design and tuning*, 64-74, 1994.

Ringraziamenti

Un ringraziamento speciale alla professoressa Anna Stoppato per avermi offerto l'opportunità di svolgere questo lavoro di tesi e all'ingegnere Alberto Benato per il tempo prezioso dedicatomi e la costante disponibilità.

Ringrazio la mia famiglia e i miei genitori, che hanno creduto in me durante tutto il percorso di studi, nella speranza di ripagarli della fiducia accordatami in questi anni. Grazie anche agli amici, più o meno distanti, per il loro costante ed incessante supporto.

