

UNIVERSITÀ
DEGLI STUDI
DI PADOVA

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

MODELLIZZAZIONE DINAMICA E
OTTIMIZZAZIONE DI UN CICLO ORC PER IL
RECUPERO DI CALORE DI SCARTO
A MEDIA TEMPERATURA

Relatore:
Prof. Anna Stoppato

Tesi di Laurea di:
Enrico Pravato

Correlatore:
Ing. Alberto Benato

Matricola:
1129724

Anno Accademico 2017/2018

Indice

Introduzione	1
1 Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)	3
1.1 I cicli ORC.....	3
1.1.1 Caratteristiche del fluido di lavoro.....	4
1.1.2 Curva di saturazione del vapore.....	5
1.2 Applicazioni degli impianti ORC.....	6
1.2.1 Impianti ORC.....	7
1.2.2 Impianti per lo sfruttamento dell'energia solare.....	8
1.2.3 Impianti per la produzione di energia da biomassa.....	9
1.2.4 Impianti per il recupero del calore di scarto.....	10
2 Ottimizzazione dei cicli in condizioni di design	11
2.1 Proprietà della sorgente di calore.....	11
2.2 Il codice MATLAB®.....	12
2.3 Risultati dell'ottimizzazione.....	13
2.3.1 Configurazione con ciclopentano.....	15
2.3.2 Configurazione con R141b.....	17
2.3.3 Configurazione con cicloesano.....	18
2.3.4 Configurazione con acetone.....	20
3 Simulazione in Aspen Plus®	23
3.1 Design Point.....	23
3.1.1 Fluidi utilizzati.....	25
3.1.2 Metodo per il calcolo delle proprietà dei fluidi.....	27
3.1.3 Blocchi utilizzati.....	27
3.1.4 Diagrammi di flusso.....	30
3.1.5 Scambiatori di calore.....	37
3.1.6 Pompa e turbina.....	42
3.1.7 Valvole.....	42

3.1.8	Tubazioni.....	43
3.1.9	Pozzetto e separatore di liquido.....	44
3.2	Off Design.....	45
3.2.1	Variazione della sorgente di calore.....	45
3.2.2	Modellazione della pompa ai carichi parziali.....	45
3.2.3	Modellazione della turbina ai carichi parziali.....	48
3.2.4	Scambiatori.....	56
3.2.5	Strategie di controllo.....	56
3.2.6	Preparazione dei modelli per le simulazioni dinamiche.....	57
4	Simulazione in Aspen Plus Dynamics®.....	59
4.1	Modellazione dei componenti.....	59
4.2	Blocchi utilizzati.....	65
4.2.1	Blocchi PID.....	65
4.2.2	Blocchi Timedata.....	66
4.2.3	Blocchi Multiply e Transform.....	66
4.3	Strategie di controllo.....	66
4.4	Transitori.....	73
5	Analisi dei risultati.....	75
5.1	Risultati in condizione di progetto.....	75
5.2	Risultati in off design in regime quasi-stazionario.....	78
5.2.1	Prestazioni globali.....	82
5.2.2	Prestazioni dei componenti.....	85
5.3	Risultati in off design in regime dinamico.....	88
5.3.1	Primo transitorio.....	89
5.3.2	Secondo transitorio.....	131
	Conclusioni.....	149
	Bibliografia.....	151

Introduzione

Negli ultimi anni la richiesta globale di energia, in gran parte soddisfatta attraverso il consumo di combustibili fossili, ha subito una continua crescita [1]. L'impiego su larga scala di fonti fossili comporta diversi problemi, quali l'emissione in atmosfera di gas inquinanti e clima alteranti, l'instaurarsi di rapporti di dipendenza economica nei confronti dei paesi che possiedono la maggior parte delle riserve e l'insorgere di conflitti tra nazioni a causa della distribuzione non uniforme di queste risorse sul pianeta. Risulta quindi evidente l'importanza dello sfruttamento delle fonti rinnovabili e di un maggiore interesse nei confronti del risparmio energetico. Tuttavia, attualmente le fonti rinnovabili presentano costi di produzione maggiori e rendimenti inferiori rispetto alle fonti fossili, e quindi la loro diffusione deve essere accompagnata da un uso più razionale dell'energia, con conseguenti benefici sia in termini ambientali che economici. Tra le diverse tecnologie che puntano in questa direzione, assumono un ruolo particolarmente importante gli impianti ORC, poiché permettono di sfruttare sia le fonti rinnovabili che il calore di scarto derivante da processi industriali e da altre applicazioni. Nella maggior parte dei casi il calore di scarto è disponibile a temperature inferiori a 350 °C e quindi i cicli Rankine tradizionali a vapor d'acqua non sono adatti all'accoppiamento con queste fonti energetiche, in quanto impiegano turbine multistadio molto costose e complesse, il cui utilizzo è giustificato soltanto in impianti di grossa taglia. Inoltre, per evitare l'erosione delle pale della turbina, il vapore deve essere surriscaldato prima di espandere, e per ottenere rendimenti sufficientemente elevati la pressione di evaporazione deve essere molto alta, mentre la pressione di condensazione il più bassa possibile, il che risulta inapplicabile in impianti di piccola e media taglia. Diversamente, i fluidi organici non necessitano del surriscaldamento del vapore all'ingresso della turbina, presentano pressioni di evaporazione più contenute, non richiedono l'impiego di turbine multistadio e quindi consentono di realizzare sistemi meno costosi e più performanti per lo sfruttamento delle fonti di calore a media e bassa temperatura. Attualmente è disponibile un gran numero di fluidi organici aventi proprietà termodinamiche differenti e quindi, durante la fase di progettazione di un impianto, la scelta del fluido e della configurazione più opportuni variano in maniera significativa a seconda della temperatura a cui è disponibile la sorgente di calore. Inoltre, in questa tipologia di applicazioni la fonte

termica presenta molte variazioni, spesso imprevedibili e quindi lo studio del funzionamento al carico parziale e ai carichi variabili assume un ruolo molto importante. L'obiettivo di questa tesi consiste appunto nello studio del comportamento in off design e durante i transitori dei cicli ORC, in particolare nella modellazione di un impianto per lo sfruttamento del calore dei gas di scarico di una microturbina a gas, al fine di produrre la massima potenza elettrica possibile. Per determinare i fluidi più adatti in condizioni di design è stato effettuato un processo di ottimizzazione attraverso un codice di calcolo scritto in linguaggio MATLAB[®], sviluppato dal gruppo di lavoro del Dipartimento di Ingegneria Industriale dell'Università di Padova. Dai risultati dell'ottimizzazione è emerso che le configurazioni che permettono di massimizzare la potenza prodotta sono tutte non recuperative e utilizzano i seguenti fluidi: ciclopentano, R141b, cicloesano e acetone. I quattro cicli sono stati successivamente modellati in Aspen Plus[®], prendendo in considerazione tre differenti layout d'impianto. Il primo è sostanzialmente analogo a quello studiato durante il processo di ottimizzazione, ma include anche le tubazioni che collegano i diversi componenti d'impianto. Nel secondo è presente anche un pozzetto all'uscita del condensatore che permette di simulare meglio il comportamento in regime dinamico, mentre nel terzo sono installati due condensatori tra i quali è collocato un separatore di vapore. Completati i modelli in condizione di progetto, lo studio del funzionamento in off design in regime quasi-stazionario è stato effettuato in Aspen Plus[®], mentre le simulazioni dinamiche sono state implementate col software Aspen Plus Dynamics[®], mediante il quale è stato possibile studiare diverse strategie di controllo attraverso la regolazione con i controlli PID. Infine, i risultati ottenuti sono stati analizzati per determinare la configurazione più performante in funzione del fluido, del layout e della strategia di controllo.

Capitolo 1

Cicli Rankine con fluidi organici (ORC)

1.1 I cicli ORC

I cicli ORC (Organic Rankine Cycle) sono dei cicli Rankine che utilizzano come fluido di lavoro dei composti organici ad elevata massa molecolare, come gli idrocarburi o gli HFC. A differenza dei cicli Rankine ad acqua, con questa tipologia di impianti è possibile sfruttare fonti di calore a bassa temperatura, come il calore di scarto di processi industriali, che altrimenti non sarebbe conveniente utilizzare. Infatti i cicli a vapore d'acqua presentano alcuni svantaggi che emergono soprattutto alle basse temperature [2].

- Per massimizzare la potenza meccanica prodotta dalla turbina si deve condensare il fluido alla temperatura più bassa possibile, in modo da garantire un elevato salto entalpico. La pressione assume quindi valori molto bassi (ad esempio, se la temperatura di condensazione è pari a 33 °C la pressione di saturazione corrispondente ammonta a 0,05 bar), ed il condensatore deve quindi operare ad una pressione inferiore a quella atmosferica. In queste condizioni è necessario impiegare dei sistemi di spurgo opportuni per eliminare i gas incondensabili, in quanto l'aria esterna a pressione atmosferica tende a penetrare all'interno dell'impianto. Inoltre i componenti di ciclo, legati alle sezioni di uscita della turbina e di ingresso del condensatore, presentano dimensioni elevate a causa della bassa densità dell'acqua nelle condizioni di vapore saturo.
- L'elevato rapporto di espansione richiede l'utilizzo di turbine multistadio, molto complesse e costose, che sono convenienti soltanto in impianti di grossa taglia.
- L'acqua è un fluido bagnato e quindi la curva di saturazione del vapore ha pendenza negativa. Di conseguenza se non venisse effettuato un surriscaldamento del vapore (restando comunque al di sotto dei limiti tecnologici di temperatura dei materiali utilizzati per realizzare i primi stadi della turbina), durante il processo di espansione si formerebbero goccioline di liquido che provocherebbero l'erosione delle pale della turbina e un incremento delle sollecitazioni.

L'impiego dei fluidi organici permette di risolvere queste problematiche e allo stesso tempo comporta diversi vantaggi:

- rispetto ai cicli a vapor d'acqua il ciclo termodinamico presenta un'efficienza più elevata con sorgenti di calore a bassa temperatura;
- il salto entalpico durante l'espansione è più basso rispetto all'acqua e questo consente di progettare una turbina a singolo stadio avente alta efficienza, inoltre la maggiore densità allo scarico consente di ridurre le dimensioni dei componenti legati alle sezioni di uscita della turbina e di ingresso del condensatore;
- la minore velocità periferica della turbina comporta sollecitazioni meccaniche più basse;
- la pendenza della curva di saturazione del vapore assicura che l'espansione avvenga sempre nella zona del vapore surriscaldato, prevenendo la formazione di goccioline di liquido che danneggerebbero la turbina;
- le pressioni e le temperature sono molto più basse rispetto ai cicli a vapor d'acqua e quindi i costi di esercizio sono sensibilmente inferiori;
- la richiesta di manutenzione è minima.

1.1.1 Caratteristiche del fluido di lavoro

I fluidi di lavoro che vengono utilizzati negli impianti ORC per lo sfruttamento di fonti di calore a bassa temperatura, devono avere proprietà ben specifiche che sono riportate sinteticamente di seguito [3].

Calore latente di vaporizzazione

Fluidi con un elevato calore latente di vaporizzazione permettono di sviluppare un maggiore lavoro specifico a parità di altri parametri [4]. Tuttavia se si lavora con una fonte di calore a bassa temperatura, i fluidi organici rappresentano la scelta migliore in quanto permettono di accoppiare i profili di temperatura all'evaporatore in modo più efficiente, riducendo le perdite exergetiche.

Densità

Un'elevata densità della fase vapore comporta una diminuzione delle portate volumetriche circolanti e quindi una riduzione delle dimensioni dei componenti, in particolare nelle sezioni a più bassa pressione dell'impianto. Di conseguenza i fluidi

1.1 I CICLI ORC

organici, che sono caratterizzati da molecole particolarmente complesse, sono particolarmente favoriti sotto questo punto di vista.

Viscosità e conducibilità termica

Una bassa viscosità è preferibile sia allo stato liquido che allo stato vapore in modo da avere perdite di carico per attrito ridotte sia negli scambiatori che nelle tubazioni. Per quanto riguarda la conducibilità termica, valori alti permettono di realizzare coefficienti di scambio termico più elevati negli scambiatori e sono quindi da preferirsi.

Pressioni di lavoro

Le pressioni di lavoro influenzano notevolmente la complessità dell'impianto e quindi i costi d'installazione. Se la pressione di condensazione è particolarmente bassa possono insorgere problemi legati alla presenza di infiltrazioni d'aria all'interno del sistema, costringendo il progettista a prevedere sistemi di estrazione. Se la pressione di evaporazione è molto alta, i componenti dell'impianto devono essere dimensionati e certificati per garantire l'affidabilità dell'impianto, il che comporta un sensibile aumento dei costi. Nel caso di ORC di piccola taglia, affinché un fluido sia considerato adatto la pressione di condensazione non deve essere troppo bassa, mentre la pressione di evaporazione deve rimanere entro certi limiti, solitamente attorno ai 25 bar [2].

Massa molecolare

I fluidi organici sono particolarmente adatti per applicazioni di modesta potenza, in quanto l'elevata massa molecolare consente di ridurre la velocità di rotazione ed il numero di stadi della turbina.

1.1.2 Curva di saturazione del vapore

I fluidi organici possono essere distinti in tre diverse categorie in funzione della pendenza della curva di saturazione del vapore [4]:

- i fluidi isoentropici (isentropic fluids) presentano una curva limite superiore con pendenza verticale;
- i fluidi secchi (dry fluids) hanno una curva di saturazione con pendenza positiva e in genere sono costituiti da molecole più complesse;

- i fluidi bagnati (wet fluids) presentano una curva limite superiore con pendenza negativa, come nel caso dell'acqua.

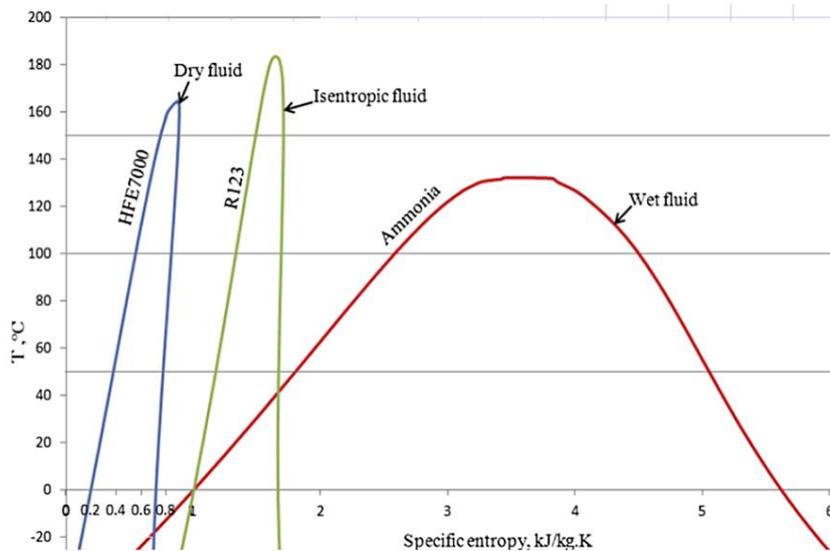


Figura 1.1: Esempi di fluido bagnato (wet fluid), fluido secco (dry fluid) e fluido isoentropico (isentropic fluid) su un diagramma T-s

Se si utilizza un fluido bagnato il vapore all'ingresso della turbina deve essere surriscaldato, in modo da evitare la formazione di gocce che causerebbero dei danni alle pale della macchina. I fluidi asciutti e isoentropici invece non presentano questo problema, e sono quindi da preferirsi per la scelta del fluido motore di un ciclo ORC [5]. In particolare, i fluidi isoentropici costituiscono la scelta ideale, in quanto consentono di ridurre il desurriscaldamento al condensatore.

1.2 Applicazioni degli impianti ORC

Come si è visto nelle pagine precedenti il ciclo Rankine a vapor d'acqua non è adatto allo sfruttamento delle fonti energetiche a media e bassa temperatura. Diversamente, utilizzando il fluido organico opportuno è comunque possibile realizzare sistemi performanti. Per questo motivo gli impianti ORC possono essere utilizzati in diverse applicazioni che vengono descritte brevemente di seguito.

1.2 APPLICAZIONI DEGLI IMPIANTI ORC

1.2.1 Impianti geotermici

L'energia geotermica è l'energia estraibile in forma di calore sotto la superficie della crosta terrestre. È possibile distinguere tre diverse tipologie di sorgenti geotermiche:

- le sorgenti a vapore dominante, che vengono sfruttate impiegando sistemi detti *dry-steam plants*, come quello di Larderello in Toscana, in cui il vapore viene fatto espandere direttamente in turbina;
- le sorgenti in cui è presente una miscela di acqua e vapore, che vengono sfruttate con sistemi detti *flash-steam plants* in cui il vapore viene separato dall'acqua e successivamente inviato in turbina;
- le sorgenti ad acqua calda, in cui la temperatura è troppo bassa per poter giustificare un processo di separazione del vapore come negli impianti *dry-steam*. Di conseguenza, in questo caso si ricorre a sistemi detti *binary plants*, in cui un fluido termovettore cede l'energia della sorgente a un fluido secondario che viene fatto espandere in turbina all'interno di un ciclo Rankine. Data la bassa temperatura della sorgente, in questo caso la scelta migliore consiste nell'impiego di un fluido organico [6].

In figura è rappresentato lo schema di un impianto binario ORC geotermico.

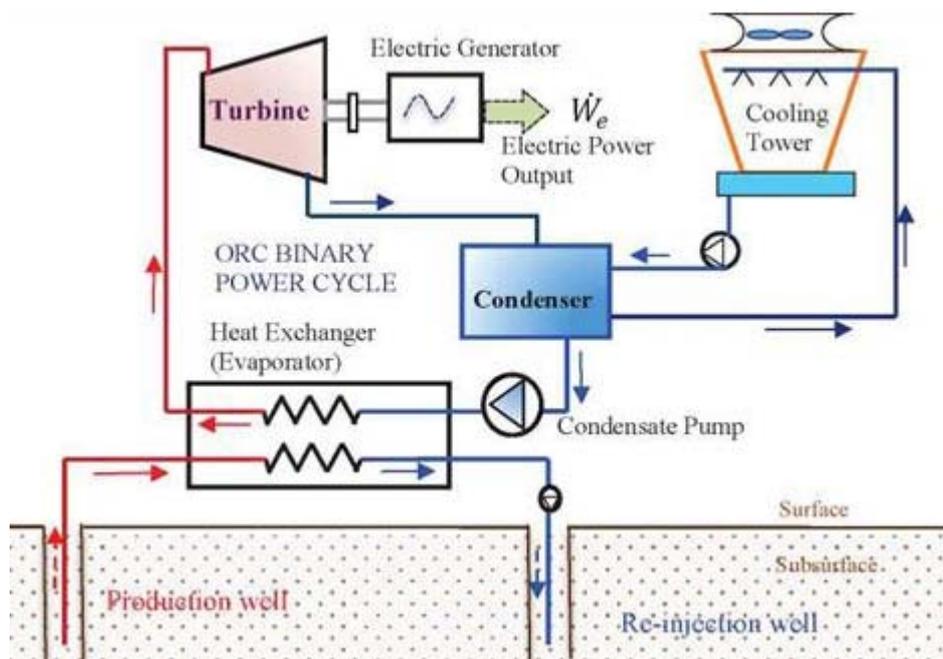


Figura 1.2: Schema di un impianto ORC geotermico

1.2.2 Impianti per lo sfruttamento dell'energia solare

È possibile sfruttare l'energia solare immagazzinandola sotto forma di calore utilizzando un fluido termovettore, per poi convertirla in energia elettrica attraverso un ciclo termodinamico. L'energia può essere trasferita al fluido mediante dei sistemi a concentrazione solare che impiegano delle superfici riflettenti, come i campi di eliostati, i collettori a specchi parabolici e i collettori lineari di Fresnel. In questo caso gli impianti ORC costituiscono una tecnologia interessante, in quanto permettono di ridurre i costi degli impianti di piccola scala, in particolare quelli che utilizzano i collettori Fresnel che presentano costi d'installazione inferiori rispetto alle altre tipologie, ma che consentono comunque di riscaldare il fluido termovettore a temperature superiori ai 150 °C. Questi impianti permettono anche di immagazzinare parte del calore attraverso dei sistemi di stoccaggio, consentendo di produrre energia elettrica anche nei momenti della giornata in cui la radiazione solare è meno intensa [6]. In figura è rappresentato uno schema di un impianto ORC alimentato da energia solare.

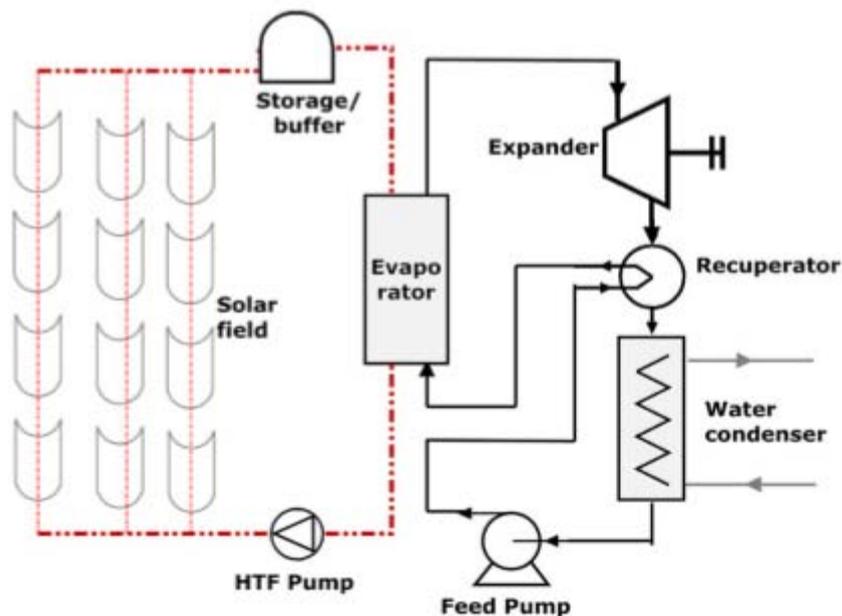


Figura 1.3: Schema di un impianto ORC alimentato da energia solare

1.2.3 Impianti per la produzione di energia da biomassa

Diversamente da altre fonti di energia rinnovabile, la biomassa presenta il notevole vantaggio di non essere soggetta a intermittenza, poiché può essere immagazzinata. Tuttavia, affinché il suo sfruttamento possa risultare conveniente, l'impianto deve trovarsi in prossimità dei centri di raccolta e produzione, in quanto la bassa densità di energia comporta costi di trasporto particolarmente alti. Nella Figura 1.4 è rappresentato lo schema di un impianto ORC a biomassa, dove il calore proveniente dalla caldaia viene trasferito al fluido organico attraverso un circuito intermedio in cui scorre olio diatermico. Questa scelta comporta diversi vantaggi, in quanto l'olio si trova in fase liquida e a pressione ambiente, e l'impianto presenta una maggiore inerzia termica risultando quindi meno sensibile ai cambiamenti di carico improvvisi della caldaia. L'impiego di un circuito intermedio evita inoltre che il fluido organico subisca innalzamenti bruschi di temperatura, con conseguente rischio di deterioramento delle proprietà termodinamiche [7].

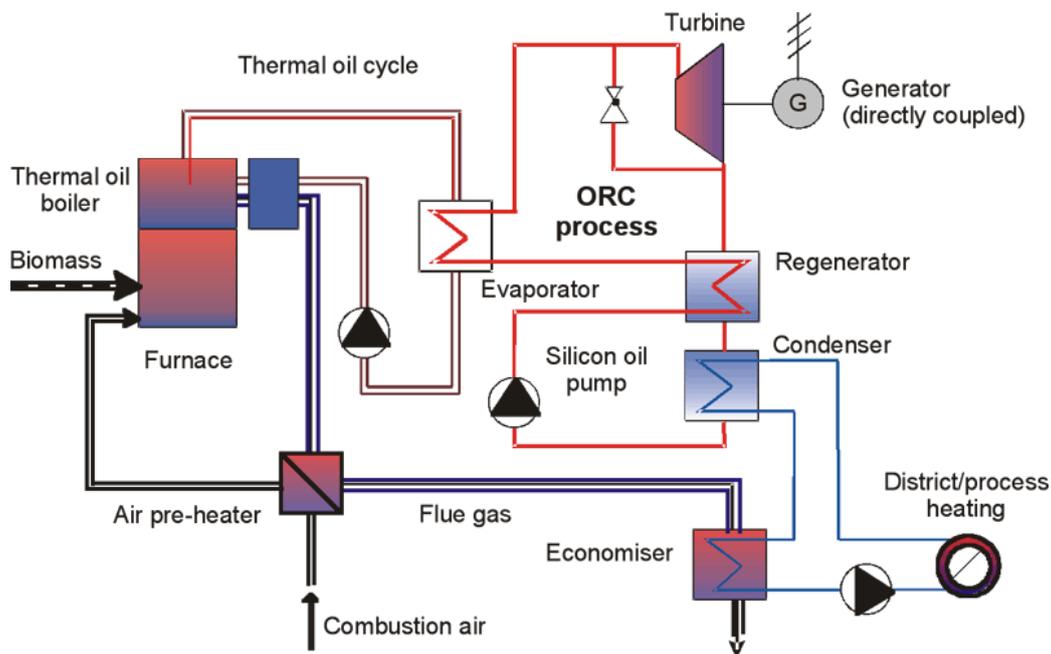


Figura 1.4: Schema di un impianto ORC cogenerativo a biomassa

1.2.4 Impianti per il recupero del calore di scarto

Gli impianti ORC costituiscono un'ottima soluzione per il recupero di calore di scarto, consentendo di ottenere grandi risparmi nel consumo di energia primaria. Infatti diversi settori industriali quali l'industria metallurgica, l'industria del cemento, il settore alimentare, e l'industria chimica e petrolifera producono grandi quantità di calore che vengono scaricate direttamente in ambiente. L'accoppiamento degli impianti ORC può essere impiegato anche per sfruttare il calore dei gas di scarico dei motori a combustione interna e delle turbine a gas, consentendo di limitare i danni ambientali mediante la riduzione del calore riversato nell'ambiente. Tuttavia, affinché l'impiego di un impianto ORC possa risultare economicamente conveniente, è innanzitutto necessario che la sorgente termica del processo a cui viene accoppiato, sia disponibile per un numero sufficientemente elevato di ore all'anno, poiché in caso contrario i tempi di ritorno dell'investimento potrebbero essere troppo lunghi. I flussi di energia di scarto sono definiti in funzione della temperatura, della pressione, della portata di massa, della fase (gassosa o liquida) e della composizione. In particolare la temperatura assume un ruolo fondamentale, in quanto influenza notevolmente l'efficienza dell'impianto ORC e la progettazione degli scambiatori. È possibile distinguere i flussi in tre diverse categorie al variare della temperatura a cui è disponibile la sorgente termica: bassa temperatura ($T < 230$ °C), media ($T = 230 \div 650$ °C) ed e alta ($T > 650$ °C). Gli impianti ORC sono particolarmente efficaci nell'intervallo che va dalle basse alle medie temperature, mentre i cicli tradizionali a vapore d'acqua risultano più convenienti con le alte temperature [6].

Capitolo 2

Ottimizzazione dei cicli in condizioni di design

In questo capitolo viene descritta la prima parte del lavoro di tesi che è consistita in un processo di ottimizzazione per determinare le configurazioni che permettono di massimizzare la potenza elettrica prodotta in condizioni di progetto, sfruttando il calore dei gas di scarico di una microturbina alimentata a gas naturale. I risultati ottenuti verranno successivamente utilizzati come base di partenza per effettuare le simulazioni dei cicli ai carichi parziali.

2.1 Proprietà della sorgente di calore

La potenza elettrica prodotta dalla microturbina al carico nominale e le proprietà dei gas di scarico sono riportate in tabella:

Tabella 2.1: Potenza prodotta dalla microturbina e proprietà dei gas di scarico in condizioni di design

Valore	Definizione
$P_{el} = 65 \text{ kW}$	Potenza elettrica prodotta dalla microturbina
$\dot{m}_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	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

Nella tabella successiva è riportata la composizione dei gas di scarico:

Tabella 2.2: Composizione dei gas di scarico in condizioni di design

Sostanza	Frazione di massa [%]
N_2	74
O_2	14
CO_2	6
H_2O	5
Ar	1

Non essendo nota la composizione dettagliata dei gas, la modellazione è stata effettuata impiegando la composizione dell'aria umida, in quanto le proprietà di scambio termico sono molto simili.

2.2 Il codice MATLAB®

Il modello utilizzato per l'ottimizzazione dei cicli è stato sviluppato dal team di lavoro del DII di energetica applicata in ambiente MATLAB®, impiegando i database di REFPROP [8] e COOLPROP [9] per il calcolo delle proprietà termodinamiche. Il codice utilizza l'algoritmo genetico integrato in MATLAB® per determinare le soluzioni in grado di massimizzare la funzione obiettivo. I layout analizzati possono prevedere l'inserimento di un recuperatore di calore e l'utilizzo di un circuito intermedio ad olio diatermico posto tra la sorgente calda e l'unità ORC [10].

I principali parametri di input che vengono fissati 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;
- la minima differenza di temperatura ammissibile negli scambiatori di calore.

L'efficienza della turbina non compare tra i parametri di input fissati, in quanto viene calcolata ad ogni iterazione, per ogni fluido, in funzione dei parametri VFR (volumetric flow rate), che fornisce un'indicazione della variazione del volume nel processo di espansione (assunto isoentropico), ed SP (size parameter), secondo i metodi proposti da Macchi e Perdichizzi [11] per una turbina assiale e da Perdichizzi e Lozza [12] per una turbina radiale.

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

2.2 IL CODICE MATLAB®

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

Per ogni configurazione viene scelta la turbina con l'efficienza più alta. Nel caso in questione le potenze in gioco non sono molto elevate e quindi è certo che durante il processo di ottimizzazione verranno scelte delle turbine radiali. Le variabili che vengono ottimizzate sono:

- il fluido organico;
- la temperatura di uscita della sorgente calda;
- la pressione di evaporazione del fluido organico;
- la temperatura di uscita del fluido organico dall'evaporatore;
- la pressione di condensazione;
- la minima differenza di temperatura all'interno di ognuno degli scambiatori;
- l'efficienza del recuperatore.

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, sono variabili dipendenti e vengono calcolate durante la procedura di ottimizzazione. All'interno del codice non sono state inserite le perdite di carico che il fluido subisce negli scambiatori.

2.3 Risultati dell'ottimizzazione

Nella Tabella 2.3 sono riportati i valori delle variabili indipendenti fissate per la progettazione dei cicli ORC. Si è scelto di utilizzare un sistema di raffreddamento a torre evaporativa, inoltre essendo la temperatura della sorgente di calore non molto alta, il ciclo ORC è accoppiato direttamente alla microturbina, senza l'impiego di un circuito intermedio ad olio diatermico. La funzione obiettivo è costituita dalla potenza elettrica prodotta e quindi sono state scelte le quattro configurazioni con la potenza maggiore.

Tabella 2.3: Valori delle principali variabili indipendenti

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
$\eta_{is,P} = 0,75$	Efficienza isoentropica della pompa
$\eta_{el,P} = 0,9$	Efficienza del motore elettrico della pompa
$\eta_{el,GEN} = 0,9$	Efficienza del generatore
$\eta_{mec,P} = 0,92$	Efficienza meccanica della pompa
$\eta_{mec,EXP} = 0,88$	Efficienza meccanica 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

I 4 cicli più performanti ricavati mediante il processo di ottimizzazione sono tutti non recuperativi e utilizzano i seguenti fluidi: ciclopentano, R141b, cicloesano e acetone. Le potenze elettriche prodotte e i rendimenti elettrici dei diversi cicli sono riportati in tabella:

Tabella 2.4: Potenza elettrica e rendimento dei cicli più prestanti ricavati con il processo di ottimizzazione

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
$P_{el,net}$ [kW]	13,18	13,10	12,91	12,47
$\eta_{el,net}$	0,118	0,118	0,115	0,123

Il ciclo che produce la potenza elettrica maggiore è quello funzionante con ciclopentano, mentre il ciclo con acetone presenta il rendimento elettrico più elevato. Tuttavia, in questa tipologia di applicazioni, in cui vengono trattate fonti energetiche di scarto, dei due parametri prestazionali, il più interessante è sicuramente la potenza elettrica prodotta dall'impianto. Per quanto concerne le turbine, come era previsto, in tutte le configurazioni il codice ha scelto una turbina radiale.

Nelle pagine successive sono presentate in dettaglio le quattro configurazioni ottimali.

2.3 RISULTATI DELL'OTTIMIZZAZIONE

2.3.1 Configurazione con ciclopentano

Il ciclo dell'impianto con ciclopentano è rappresentato nella Figura 2.1. Sopra al ciclo è riportata la curva di raffreddamento dei gas caldi, mentre sotto la curva dell'acqua di raffreddamento che alimenta il condensatore. Il punto 1 costituisce il punto all'ingresso dell'evaporatore, il 4 l'ingresso della turbina, il 5 l'ingresso del condensatore e il 7 l'ingresso della pompa. I punti 3 e 4 sembrano coincidere in quanto in questa configurazione il surriscaldamento è pari a soli 0,5 °C. Allo stesso modo anche i punti 1 e 7 sono molto vicini, poiché l'aumento di pressione che avviene nella pompa comporta degli incrementi di temperatura ed entropia molto limitati.

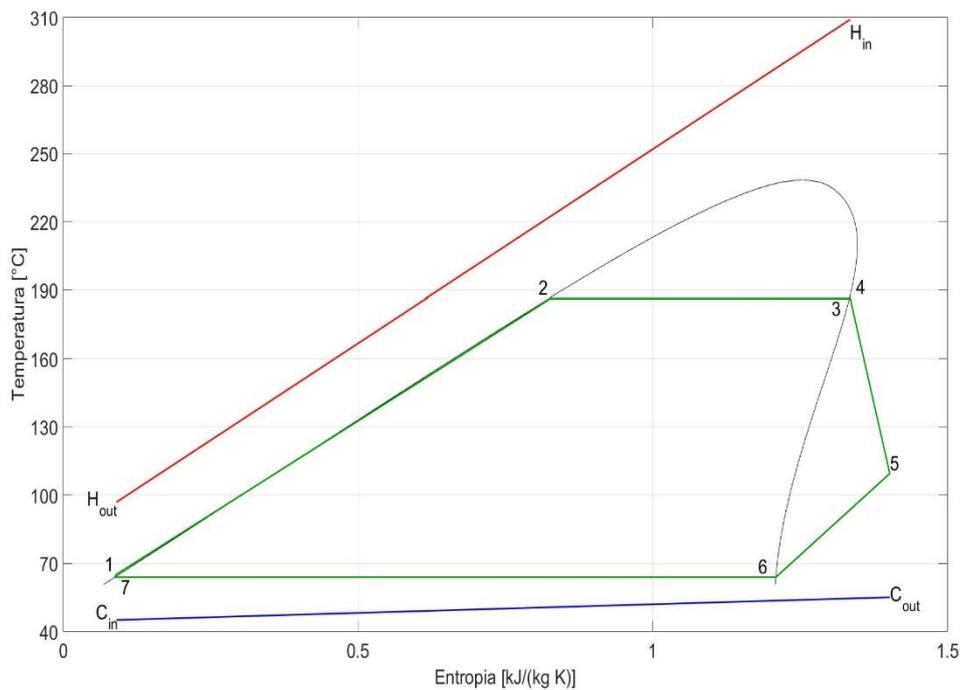


Figura 2.1: Diagramma T-s della configurazione con ciclopentano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

Nella tabella successiva sono riportate le proprietà dei diversi punti termodinamici del ciclo.

CAPITOLO 2. OTTIMIZZAZIONE DEI CICLI IN CONDIZIONI DI DESIGN

Tabella 2.5: Proprietà dei punti termodinamici del ciclo funzionante con ciclopentano

Punto TD	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

Nelle Tabelle 2.6 e 2.7 sono riportate le portate di massa del fluido organico, dell'acqua di raffreddamento e dei gas di scarico e i parametri relativi al predimensionamento della turbina.

Tabella 2.6: Portate circolanti nella configurazione con ciclopentano

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

Tabella 2.7: Parametri relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione con ciclopentano

Valore	Definizione
$SP = 0,013 \text{ m}$	Size Parameter
$VFR = 15,372$	Volumetric flow rate
$\omega = 102913 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0,769$	Rendimento isoentropico della turbina

2.3 RISULTATI DELL'OTTIMIZZAZIONE

2.3.2 Configurazione con R141b

Nell'immagine successiva è rappresentato il diagramma T-s della configurazione con R141b, mentre nella Tabella 2.8 le proprietà dei diversi punti termodinamici del ciclo.

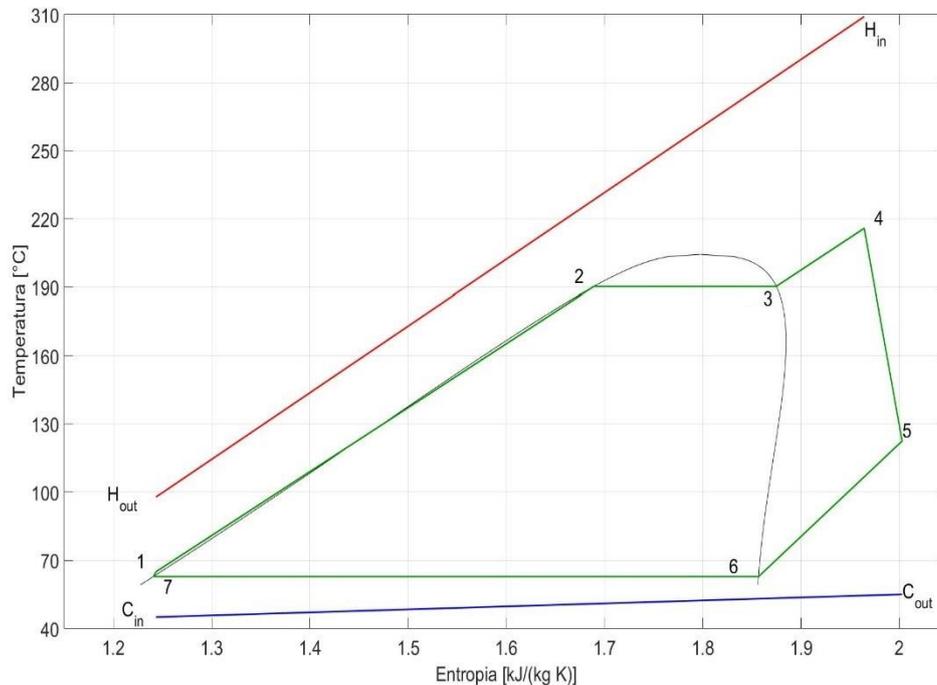


Figura 2.2: Diagramma T-s del ciclo con R141b e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

Tabella 2.8: Proprietà dei punti termodinamici del ciclo funzionante con R141b

Punto TD	Temperatura [°C]	Entropia [J/kg K]	Pressione [bar]
1	64,97	1243,30	34,22
2	190,33	1688,97	34,22
3	190,33	1874,80	34,22
4	215,85	1964,19	34,22
5	122,47	2002,78	2,67
6	62,85	1856,71	2,67
7	62,85	1240,61	2,67

Nelle Tabelle 2.9 e 2.10 sono riportate le portate di massa circolanti e i parametri relativi al predimensionamento della turbina.

Tabella 2.9: Portate circolanti nella configurazione con R141b

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0,362 \text{ kg/s}$	Portata di R141b
$m_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2,255 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.10: Parametri relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione con R141b

Valore	Definizione
$SP = 0,012 \text{ m}$	Size Parameter
$VFR = 14,047$	Volumetric flow rate
$\omega = 93029 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0,774$	Rendimento isoentropico della turbina

2.3.3 Configurazione con cicloesano

Nella Figura 2.3 è rappresentato il diagramma T-s della configurazione con cicloesano, mentre nella Tabella 2.11 le proprietà dei diversi punti termodinamici.

Tabella 2.11: Proprietà dei punti termodinamici del ciclo funzionante con cicloesano

Punto TD	Temperatura [°C]	Entropia [J/kg K]	Pressione [bar]
1	63,31	-107,68	9,42
2	178,62	582,55	9,42
3	178,62	1179,00	9,42
4	178,85	1180,00	9,42
5	120,56	1244,15	0,57
6	62,85	987,49	0,57
7	62,85	-108,87	0,57

2.3 RISULTATI DELL'OTTIMIZZAZIONE

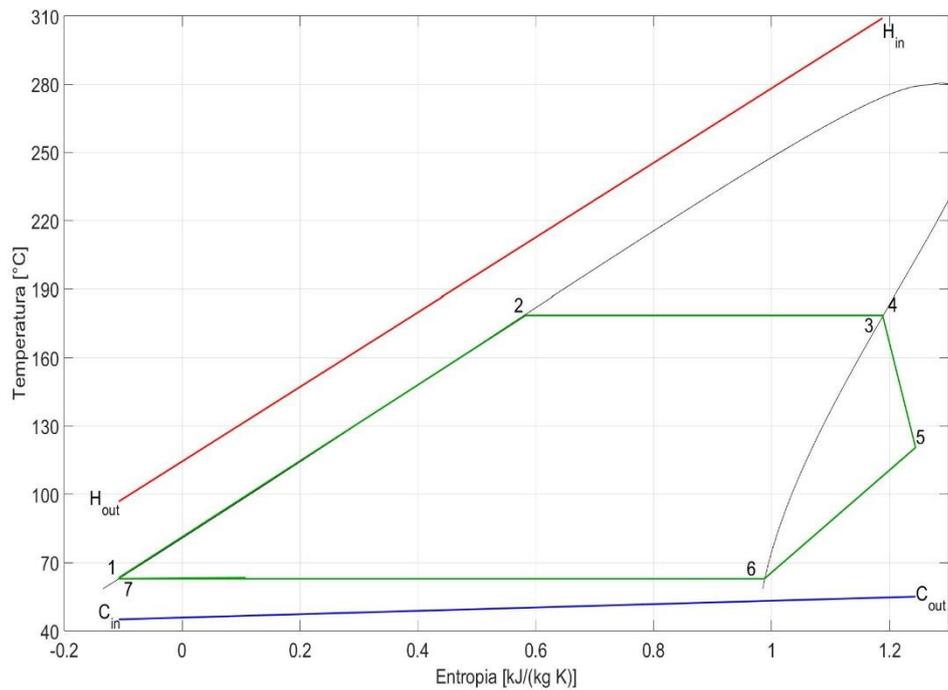


Figura 2.3: Diagramma T-s della configurazione con cicloesano e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

Nelle Tabelle 2.12 e 2.13 sono riportate le portate di massa circolanti e i parametri relativi al predimensionamento della turbina.

Tabella 2.12: Portate circolanti nella configurazione con cicloesano

Valore	Definizione
$m_{ORC} = 0,207 \text{ kg/s}$	Portata di cicloesano
$m_{gas} = 0,49 \text{ kg/s}$	Portata dei gas di scarico all'evaporatore
$m_{water} = 2,286 \text{ kg/s}$	Portata d'acqua al condensatore

Tabella 2.13: Parametri relativi al predimensionamento della turbina nella configurazione con cicloesano

Valore	Definizione
$SP = 0,020 \text{ m}$	Size Parameter
$VFR = 16,946$	Volumetric flow rate
$\omega = 60471 \text{ rpm}$	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0,766$	Rendimento isoentropico della turbina

2.3.4 Configurazione con acetone

Nell'immagine successiva è rappresentato nel diagramma T-s il ciclo con acetone, mentre nella Tabella 2.14 le proprietà dei diversi punti termodinamici.

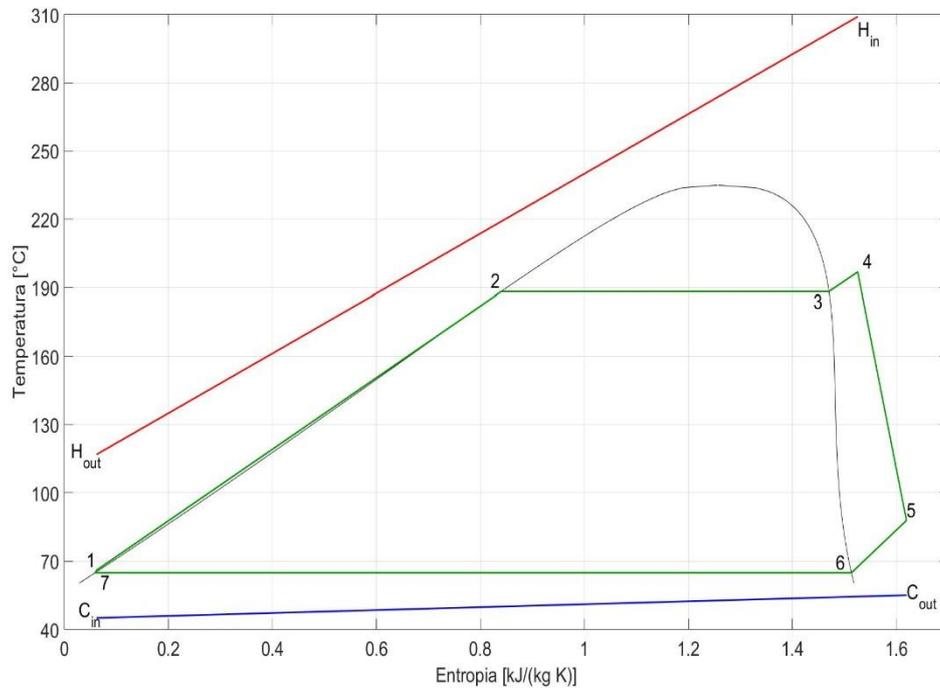


Figura 2.4: Diagramma T-s del ciclo con acetone e curve di accoppiamento delle sorgenti termiche esterne.

Tabella 2.14: Proprietà dei punti termodinamici del ciclo funzionante con acetone

Punto TD	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

2.3 RISULTATI DELL'OTTIMIZZAZIONE

Nelle Tabelle 2.15 e 2.16 sono riportate le portate di massa circolanti e i parametri relativi al predimensionamento della turbina.

Tabella 2.15: Portate circolanti nella configurazione con acetone

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

Tabella 2.16: Portate circolanti nella configurazione con acetone

Valore	Definizione
SP = 0,012 m	Size Parameter
VFR = 16,903	Volumetric flow rate
$\omega = 114289$ rpm	Velocità di rotazione ottimale della turbina
$\eta_{is} = 0,758$	Rendimento isoentropico della turbina

Dai risultati del processo di ottimizzazione si può innanzitutto vedere come le pressioni di condensazione non assumano valori eccessivamente bassi, evitando quindi la necessità di impiegare dei sistemi di spurgo per eliminare i gas incondensabili, in quanto in caso contrario l'aria esterna a pressione atmosferica tenderebbe a penetrare all'interno dell'impianto. Infatti i cicli funzionanti con ciclopentano, R141b e acetone presentano tutti una pressione di condensazione superiore a 1 bar, mentre nella configurazione con cicloesano la pressione è pari a 0,57 bar che, sebbene sia inferiore a quella atmosferica, non è troppo bassa e quindi non comporta problemi legati a infiltrazioni d'aria. Per quanto concerne le temperature minime, i valori ottenuti sono tutti superiori a 60 °C il che esclude l'insorgere di problemi legati allo scambio termico con l'acqua di raffreddamento. Infatti, se la temperatura minima assumesse valori prossimi alla temperatura ambiente non sarebbe possibile condensare il fluido organico, in quanto non verrebbe rispettata la differenza di temperatura minima tra fluido caldo e freddo, che nel caso del condensatore in condizioni nominali è pari a 10 °C, come riportato nella Tabella 2.3. Per quanto riguarda le pressioni massime, il ciclo con R141b presenta il valore più alto pari a 34,2 bar, la configurazione con cicloesano il valore più basso con una pressione di 9,4 bar, mentre i cicli funzionanti con ciclopentano e acetone hanno pressioni di evaporazione che ammontano rispettivamente a 21,7 bar e 22,8 bar. L'unica configurazione che presenta un valore relativamente alto è quella con R141b, tuttavia le tecnologie attuali consentono

CAPITOLO 2. OTTIMIZZAZIONE DEI CICLI IN CONDIZIONI DI DESIGN

di realizzare impianti affidabili e con costi contenuti anche con pressioni massime dell'ordine dei 35 bar. Allo stesso modo il ciclo funzionante con R141b ha la temperatura massima più elevata e pari a 216 °C, mentre la temperatura massima più bassa è quella della configurazione con cicloesano che ammonta a 179 °C. Come nel caso delle pressioni, questi valori non sono troppo alti e quindi non costituiscono un problema. Infine per quanto concerne le portate di massa, i valori ottenuti sono compresi tra 0,16 kg/s e 0,36 kg/s, il che giustifica l'impiego di turbine radiali.

Capitolo 3

Simulazione in Aspen Plus®

Lo studio del comportamento dell'impianto in condizioni stazionarie e quasi-stazionarie è stato effettuato con il software Aspen Plus®, mentre la modellizzazione in regime dinamico è stata implementata nell'ambiente Aspen Plus Dynamics®. Lo scopo delle simulazioni è determinare il fluido, la configurazione e la strategia di controllo più performanti che permettano di massimizzare la potenza elettrica prodotta attraverso il calore dei gas di scarico della microturbina.

3.1 Design Point

Sono state prese in considerazione 3 diverse configurazioni o layout impiantistici, i cui modelli sono rappresentati di seguito:

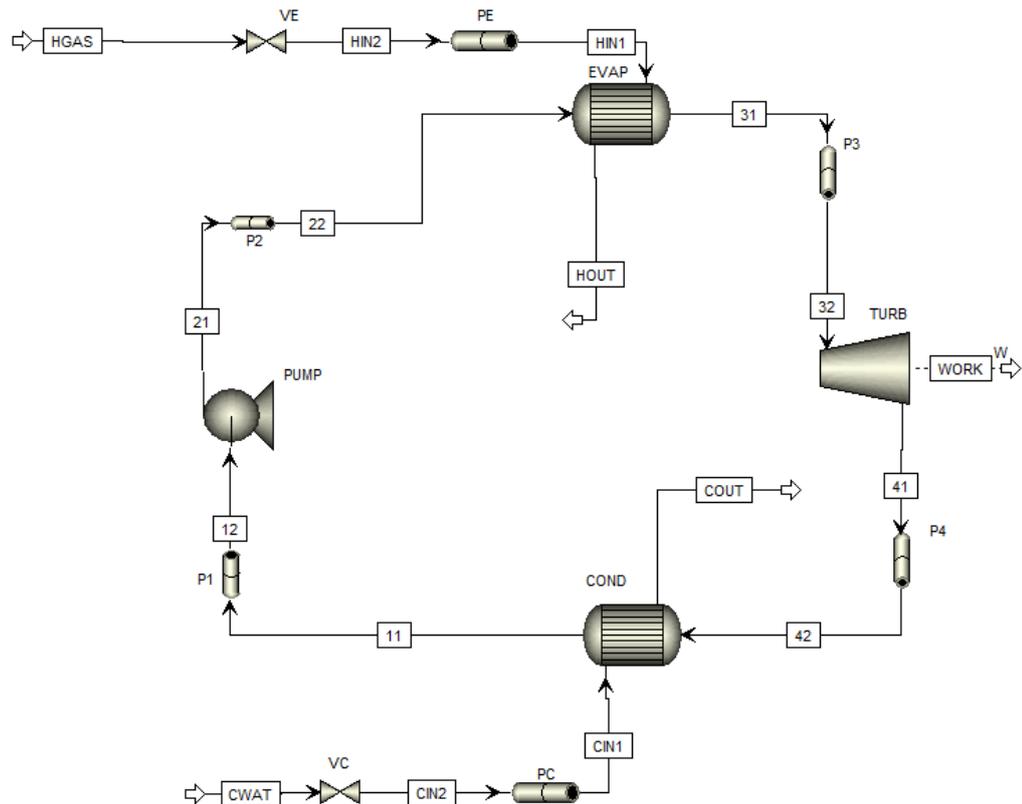


Figura 3.1: Schema della configurazione 1

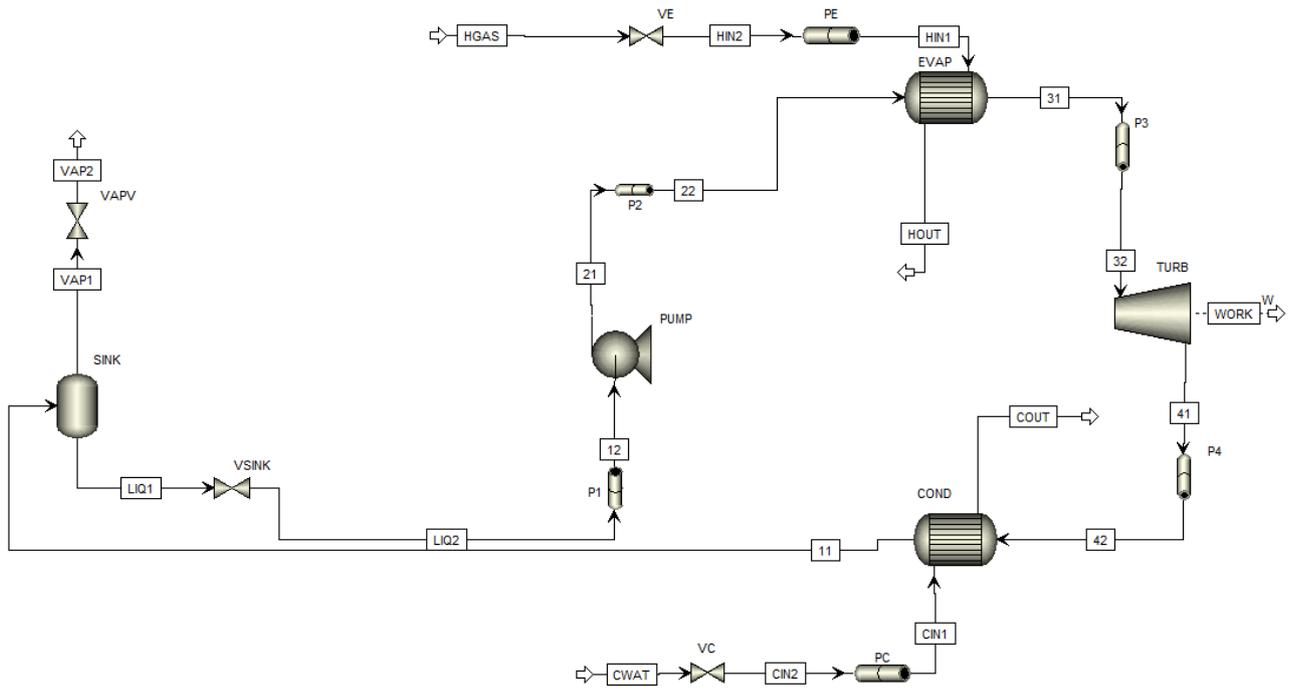


Figura 3.2: Schema della configurazione 2

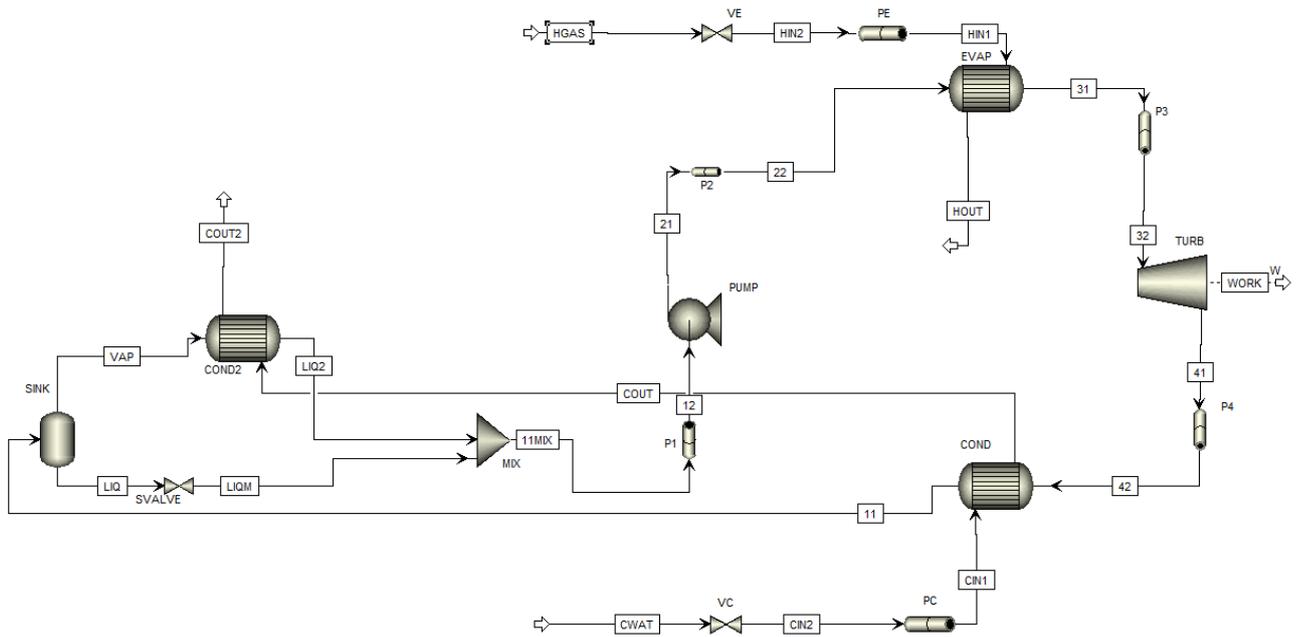


Figura 3.3: Schema della configurazione 3

CONFIGURAZIONE 1

Differisce dal modello dell'ORC-PD tool soltanto per la presenza delle tubazioni che collegano i diversi componenti e delle valvole che vengono utilizzate per

3.1 DESIGN POINT

regolare l'impianto durante la simulazione in regime dinamico.

CONFIGURAZIONE 2 A valle del condensatore è installato un pozzetto in modo da assicurare che all'aspirazione della pompa sia presente soltanto liquido in qualsiasi condizione di carico.

CONFIGURAZIONE 3 Il processo di condensazione viene suddiviso su due scambiatori, a valle del primo in condizioni nominali è presente vapore saturo con titolo $x=0,5$. Il vapore viene separato dal liquido attraverso un separatore e condensato nello scambiatore successivo. La valvola a valle del separatore permette di regolare il livello di liquido, mentre il mixer miscela i due flussi a monte della pompa.

In condizioni di design le prestazioni dei cicli non cambiano in funzione del modello dell'impianto, in quanto al carico nominale sono stati modellati per rappresentare lo stesso impianto funzionante nelle medesime condizioni. Diversamente durante le simulazioni dinamiche, come si vedrà in dettaglio nel Capitolo 5, le prestazioni variano sensibilmente a seconda della configurazione e della strategia di controllo utilizzate.

3.1.1 Fluidi utilizzati

Per sviluppare il modello in Aspen Plus[®] è innanzitutto necessario scegliere i diversi fluidi nella sezione *Properties* e successivamente il metodo che verrà impiegato per calcolarne le proprietà termodinamiche. I fluidi utilizzati sono elencati di seguito:

CYCLO-01 Sostanza: ciclopentano;
Formula chimica: C_5H_{10} ;
Flussi interessati per la configurazione 1: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
Flussi interessati per la configurazione 2: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ1; LIQ2;

Flussi interessati per la configurazione 3: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ; LIQ2; LIQM; VAP; 11MIX;

R141B Sostanza: diclorofluoroetano (R141b);
Formula chimica: $C_2H_3Cl_2F$;
Flussi interessati per la configurazione 1: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
Flussi interessati per la configurazione 2: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ1; LIQ2; Flussi interessati per la configurazione 3: 11; 12; 21; 22; 31;
32; 41; 42; LIQ; LIQ2; LIQM; VAP; 11MIX;

CYCLO-01 Sostanza: cicloesano;
Formula chimica: C_6H_{12} ;
Flussi interessati per la configurazione 1: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
Flussi interessati per la configurazione 2: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ1; LIQ2;
Flussi interessati per la configurazione 3: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ; LIQ2; LIQM; VAP; 11MIX;

ACETONE Sostanza: acetone;
Formula chimica: C_3H_6O ;
Flussi interessati per la configurazione 1: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
Flussi interessati per la configurazione 2: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ1; LIQ2;
Flussi interessati per la configurazione 3: 11; 12; 21; 22; 31; 32; 41; 42;
LIQ; LIQ2; LIQM; VAP; 11MIX;

WATER Sostanza: acqua;
Formula chimica: H_2O ;
Flussi interessati per le configurazioni 1 e 2: CWAT; CIN1; CIN2; COUT;
Flussi interessati per la configurazione 3: CWAT; CIN1; CIN2; COUT;
COUT2;

3.1 DESIGN POINT

NITRO-01	Sostanza: azoto; Formula chimica: N ₂ ; Flussi interessati per tutte le configurazioni: HGAS; HIN1; HIN2; HOUT;
OXYGE-01	Sostanza: ossigeno; Formula chimica: O ₂ ; Flussi interessati per tutte le configurazioni: HGAS; HIN1; HIN2; HOUT;
CARBO-01	Sostanza: anidride carbonica; Formula chimica: CO ₂ ; Flussi interessati per tutte le configurazioni: HGAS; HIN1; HIN2; HOUT;
ARGON	Sostanza: argon; Formula chimica: Ar; Flussi interessati per tutte le configurazioni: HGAS; HIN1; HIN2; HOUT;

3.1.2 Metodo per il calcolo delle proprietà dei fluidi

Per quanto concerne il metodo di calcolo si è scelto di utilizzare per tutte le simulazioni svolte l'equazione di stato Peng-Robinson, come suggerito dall'assistente presente nel software stesso.

3.1.3 Blocchi utilizzati

Specificate le diverse sostanze e scelto il modello da applicare, è possibile passare alla sezione *Simulation* di Aspen Plus®. L'ambiente *Simulation* è dedicato alla costruzione del diagramma di flusso dell'impianto, utilizzando i componenti disponibili nella libreria del software. I blocchi permettono di simulare il comportamento dei componenti e sono specificati di seguito.

PUMP	Una pompa della libreria <i>Pressure Changers</i> . All'interno del blocco sono state definite la pressione di scarico e il rendimento isoentropico in condizioni di design, mentre in condizioni di off-design sono state specificate le curve della prevalenza e del rendimento in funzione della portata volumetrica. Affinché il componente venga modellato
------	--

come una pompa occorre selezionare l'opzione *Pump* nella sezione *Specifications* come mostrato nella figura successiva. Nel caso in cui venga selezionata l'opzione *Turb* il software modellerà il componente come una turbina.

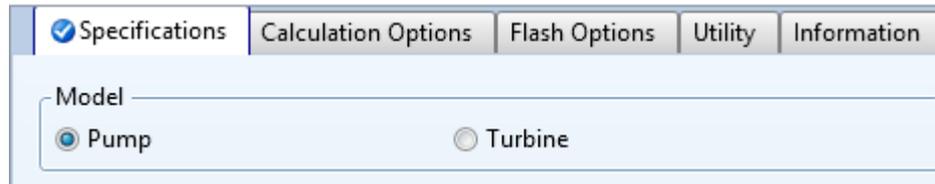


Figura 3.4: Sezione *Specifications* per la modellazione della pompa

TURB Una turbina della libreria *Pressure Changers*.

All'interno del blocco come nel caso della pompa sono state definite la pressione di scarico e il rendimento isoentropico in condizioni di design. In condizioni di off-design lo studio del comportamento è stato effettuato con due metodologie diverse: nella prima le prestazioni sono state calcolate mediante l'ausilio di due altri blocchi esterni, mentre nella seconda sono state implementate le caratteristiche in funzione della portata volumetrica. In modo analogo a quanto fatto con la pompa occorre selezionare l'opzione *Turbine*.

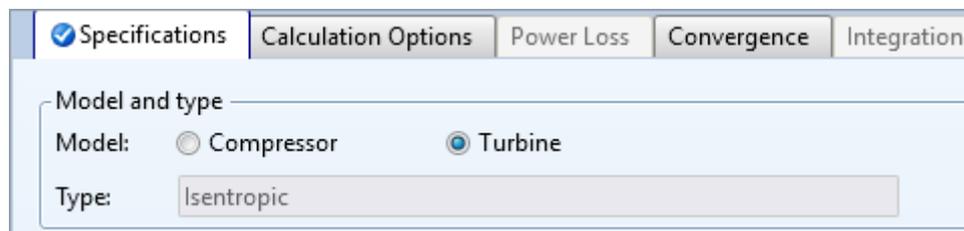


Figura 3.5: Sezione *Specifications* per la modellazione della turbina

EVAP Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.

Per dimensionare gli scambiatori di calore è possibile impiegare tre diverse metodologie di calcolo: *Shortcut*, *Detailed* e *Rigorous*. Inizialmente è necessario impiegare il metodo di calcolo *Shortcut* che note le condizioni dei flussi all'ingresso e una condizione di flusso in uscita o il calore scambiato, risolve lo scambiatore attraverso un bilancio di primo principio, permettendo di effettuare un dimensionamento di massima. Nell'evaporatore è stata fissata la temperatura di uscita del flusso freddo. I metodi *Detailed* e *Rigorous* consentono in un secondo momento di dimensionare lo scambiatore in modo più preciso inserendo i dati relativi alla geometria. È stata scelta la

3.1 DESIGN POINT

metodologia *Rigorous* che impiega il software Aspen EDR (Exchanger Design and Rating) in quanto più accurata e si è optato per uno scambiatore a fascio tubiero utilizzando la funzione *Size Shell & Tube*.

COND Un *HeatX* della libreria *Exchangers*.

Per la modellazione del condensatore è stato seguito lo stesso procedimento descritto per l'evaporatore con la differenza che nella metodologia *Shortcut* non è stata specificata la temperatura di uscita del fluido freddo, ma del fluido caldo.

VALVE Una valvola della libreria *Pressure Changers*.

All'interno del blocco è possibile specificare la caduta di pressione, la pressione all'uscita, oppure l'apertura della valvola. Si è scelto di definire l'apertura in quanto in questo caso è possibile accedere a un catalogo in cui le valvole sono classificate in funzione della tipologia (sfera, globo e farfalla), della caratteristica (lineare o equipercentuale) e delle dimensioni (da 1,5 a 16 pollici), permettendo di simularne in modo più realistico il comportamento sia in condizioni di design che di off-design.

PIPE Un tubo della libreria *Pressure Changers*.

Sono state specificate inizialmente la lunghezza e l'inclinazione delle tubazioni, mentre il diametro, il materiale e la rugosità sono stati definiti facendo riferimento a un catalogo come nel caso delle valvole. Per quanto concerne le proprietà termiche, nella sezione *Thermal specification* si è ipotizzato scambio termico con l'ambiente nullo.

SINK Un *Flash2* della libreria *Separators*.

Poiché tra i componenti disponibili nella libreria del software non è presente un blocco dedicato esclusivamente alla modellazione del pozzetto, nella seconda configurazione è stato utilizzato un separatore di liquido con portata del vapore in uscita nulla. Per poter avviare la simulazione è infatti necessario che siano presenti dei flussi di materiale su entrambe le uscite del separatore.

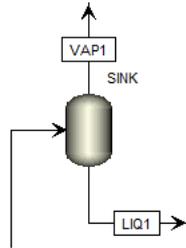


Figura 3.6: Schema del pozzetto nella configurazione 2

All'interno del blocco sono stati specificati la pressione in uscita, che è stata calcolata in funzione del battente di liquido e della densità del fluido, e la potenza termica che in questo caso è nulla. Infatti Aspen Plus® inizialmente è stato sviluppato per la simulazione di processi dell'industria chimica e petrolchimica, quindi in applicazioni quali la distillazione in cui è necessario separare più sostanze contenute in una miscela, occorre fornire del calore.

Nella terza configurazione invece il separatore viene impiegato per separare il vapore presente a valle del primo condensatore e quindi sebbene il layout sia simile a quello della seconda configurazione, la portata di vapore in uscita non è nulla. Anche in questo caso sono state definite la pressione di uscita e la potenza termica che è pari a 0 kW.

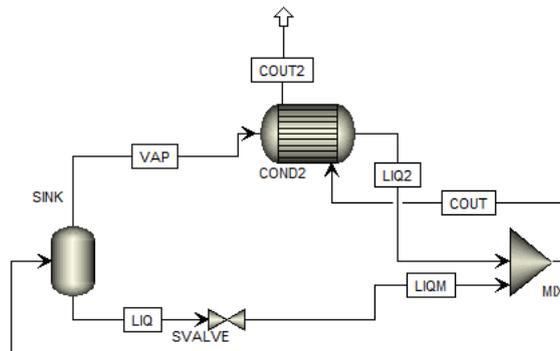


Figura 3.7: Schema del separatore nella configurazione 3

3.1.4 Diagrammi di flusso

Le figure riportate di seguito rappresentano i diagrammi di flusso dei cicli ORC delle diverse configurazioni studiate, riferite alle condizioni nel punto di design. I flussi che collegano i vari componenti sono rappresentati con i corrispettivi valori di temperatura, pressione e portata di massa. Gli scambiatori riportano accanto, in blu, il valore della potenza termica scambiata. Per le tubazioni e i separatori tale potenza è pari a 0 kW in

3.1 DESIGN POINT

quanto si è ipotizzato scambio termico nullo con l'ambiente esterno, mentre la turbina e la pompa riportano affianco il valore della potenza rispettivamente prodotta e assorbita.

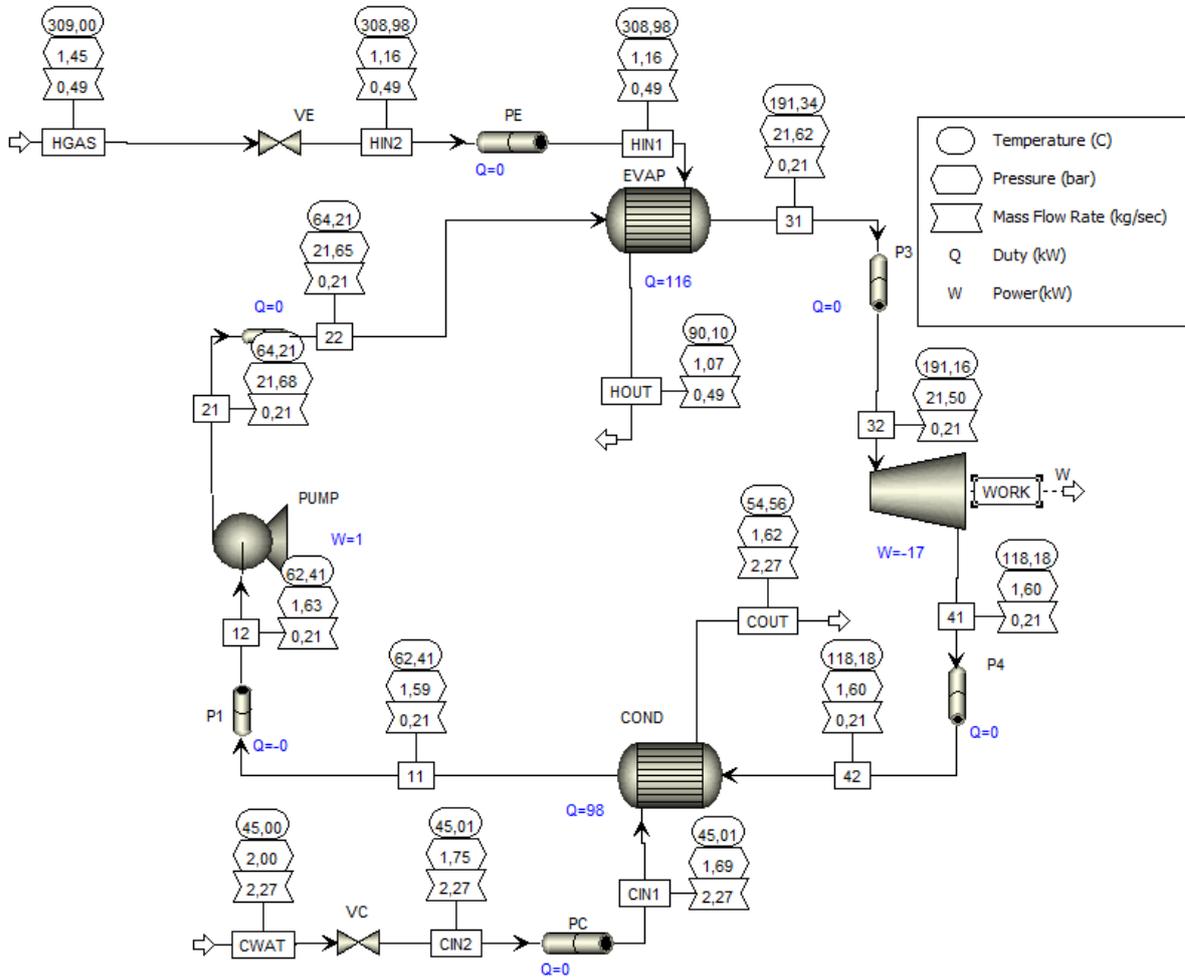


Figura 3.8: Diagramma di flusso della configurazione 1 con ciclopentano

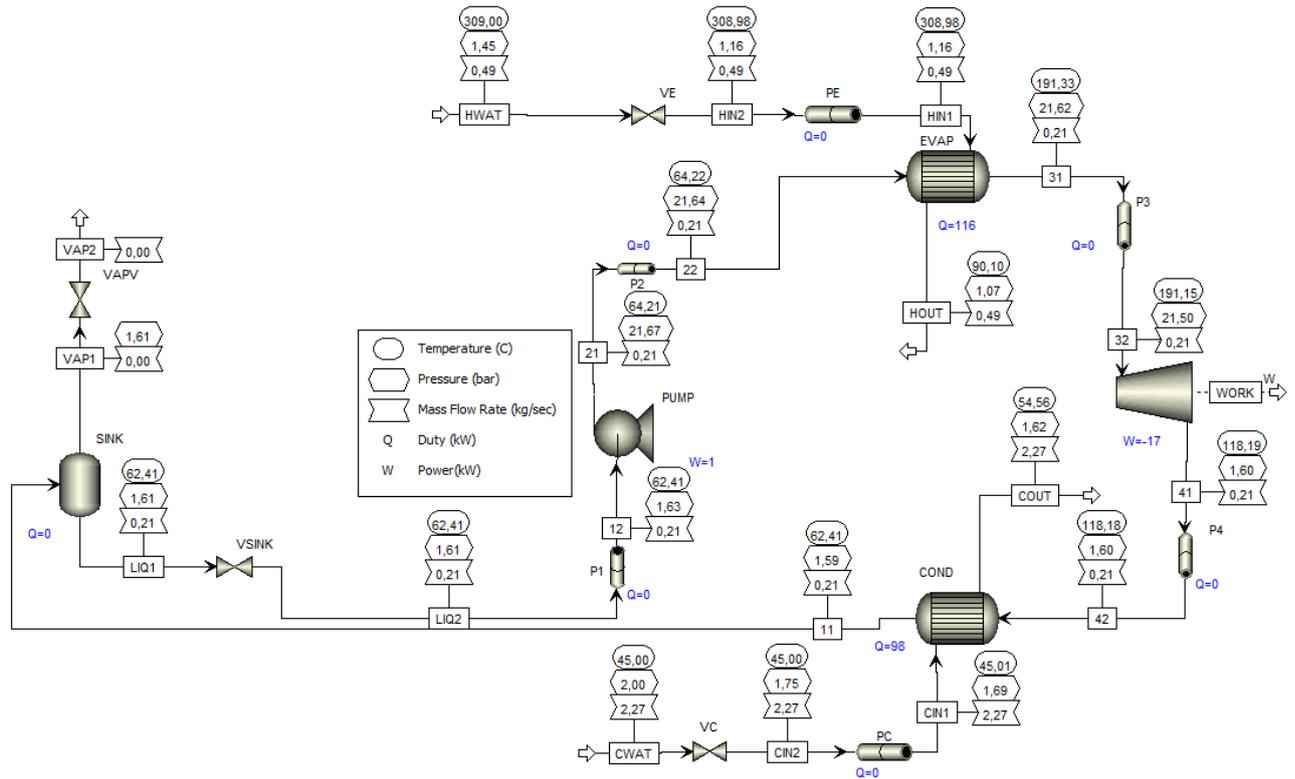


Figura 3.9: Diagramma di flusso della configurazione 2 con ciclopentano

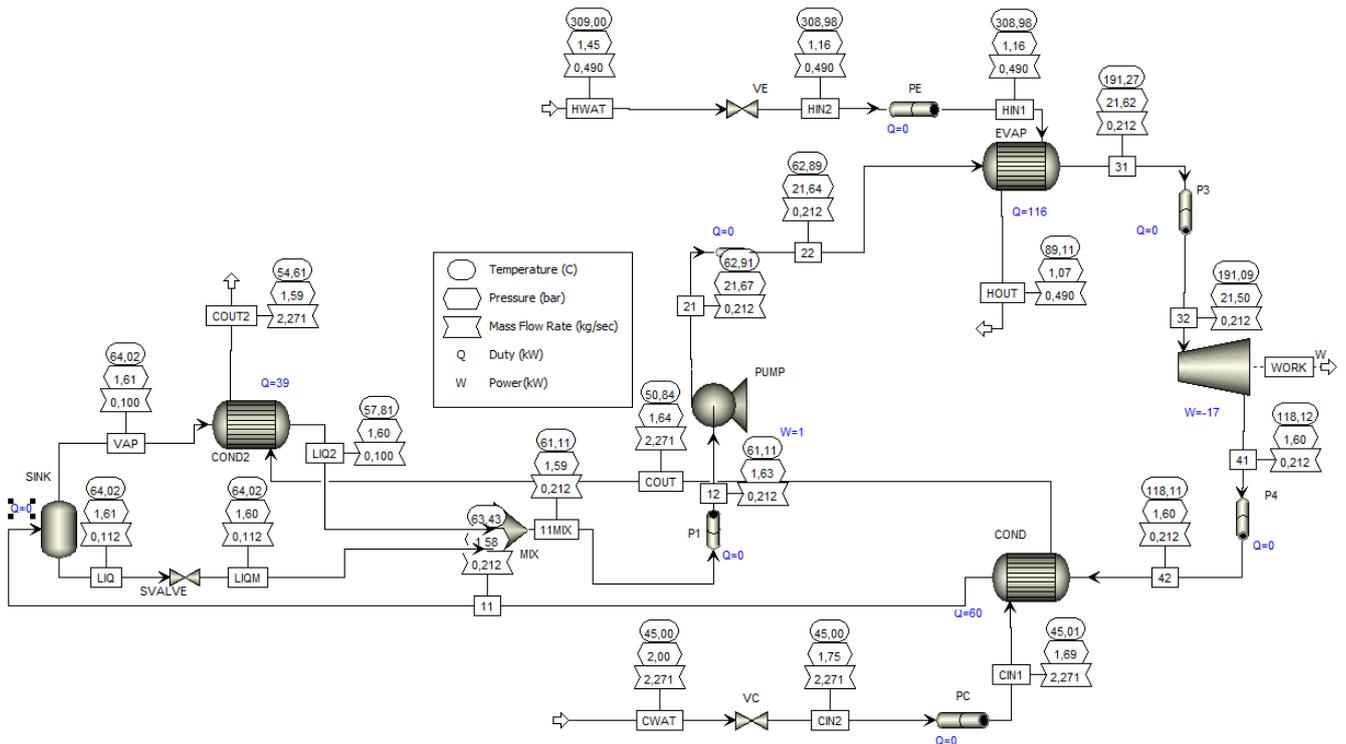


Figura 3.10: Diagramma di flusso della configurazione 3 con ciclopentano

3.1 DESIGN POINT

Dalle immagini precedenti è possibile osservare come nelle diverse configurazioni, a parità di fluido e in condizioni di design, le prestazioni dei componenti e le proprietà termodinamiche nei diversi punti del ciclo siano pressoché uguali. Infatti, come accennato precedentemente, al carico nominale le tre configurazioni rappresentano lo stesso impianto funzionante nelle medesime condizioni. Per questo motivo nelle figure successive, relative agli altri fluidi, sono riportati soltanto i diagrammi di flusso della prima configurazione.

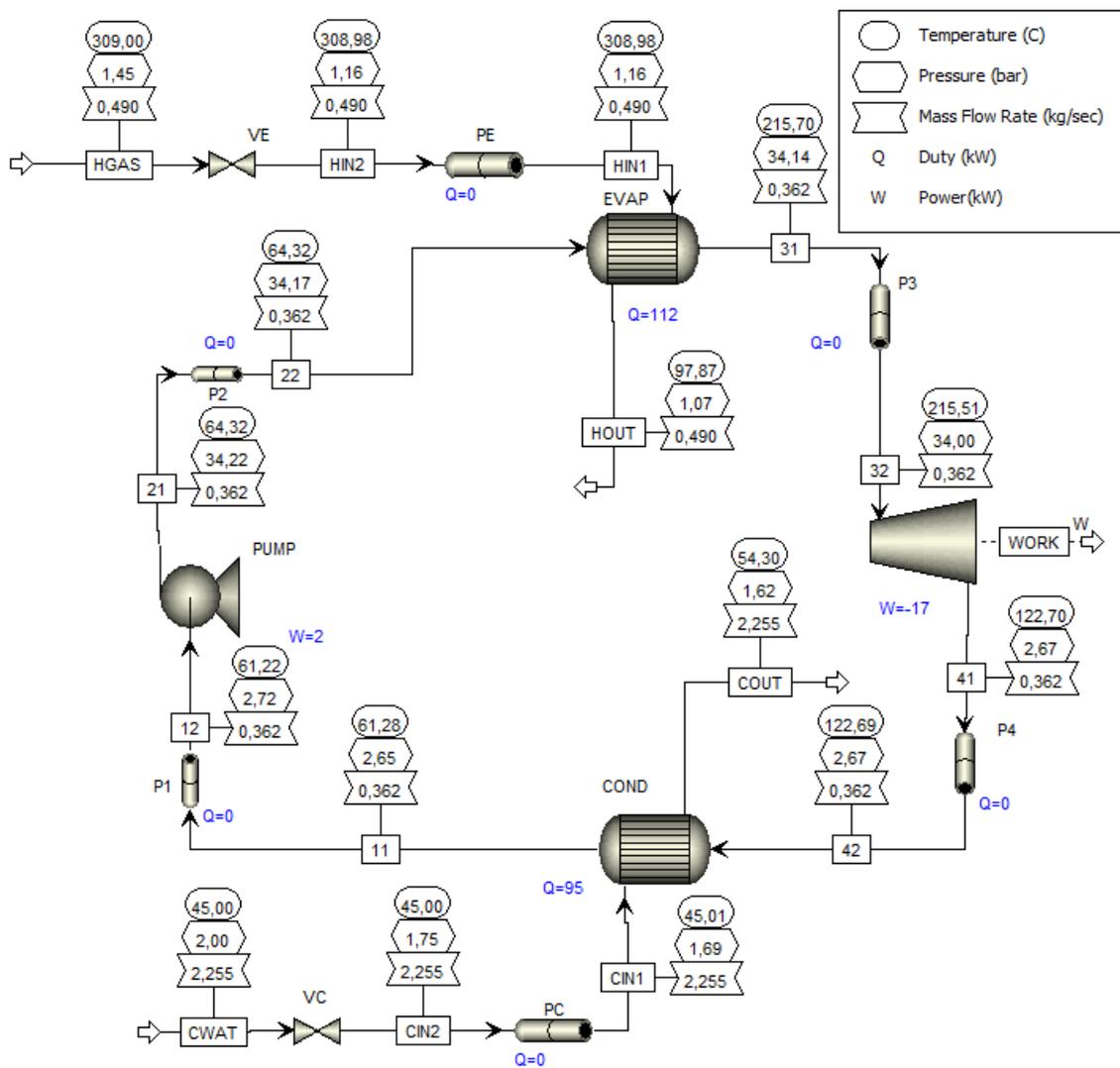


Figura 3.11: Diagramma di flusso della configurazione 1 con R141b

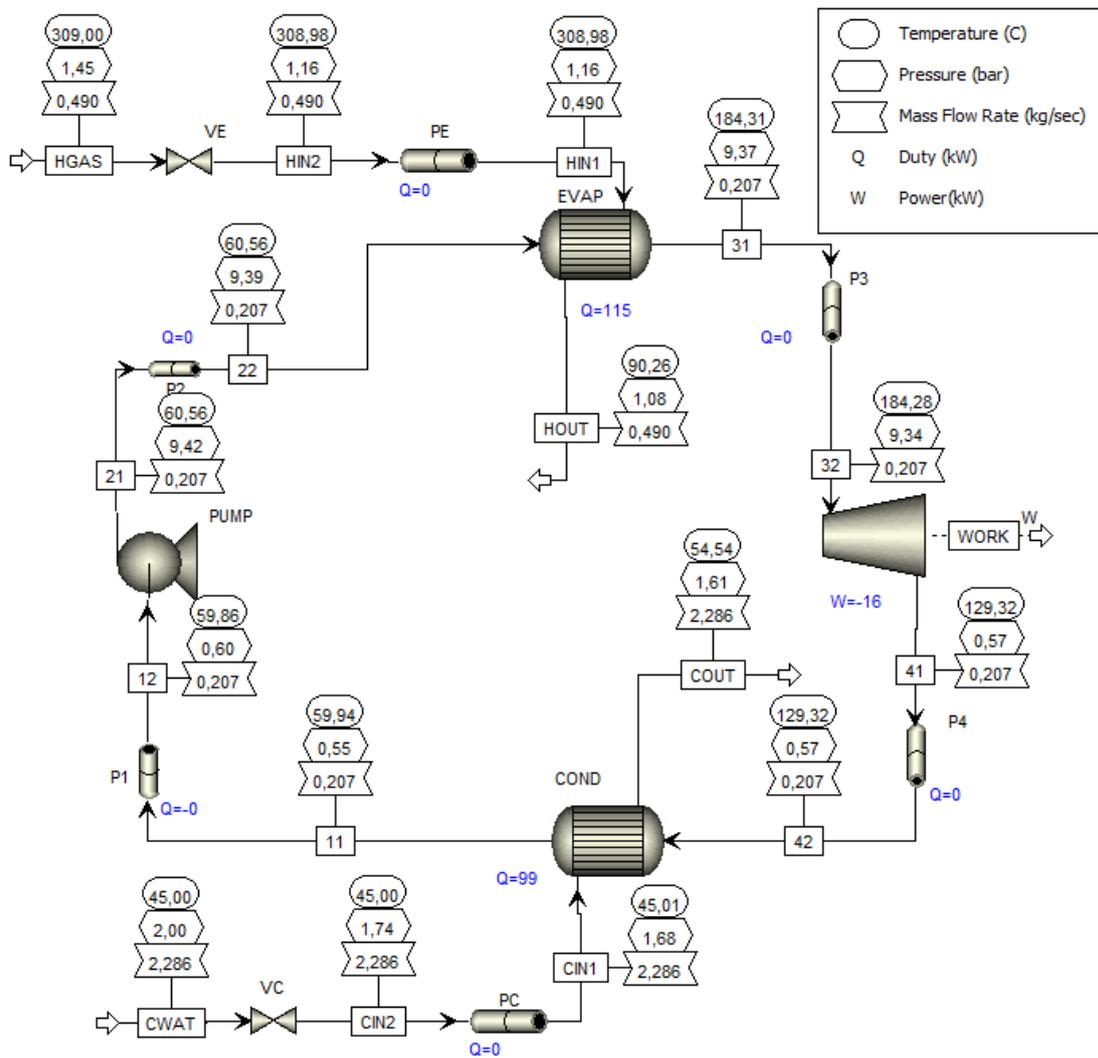


Figura 3.12: Diagramma di flusso della configurazione 1 con cicloesano

3.1 DESIGN POINT

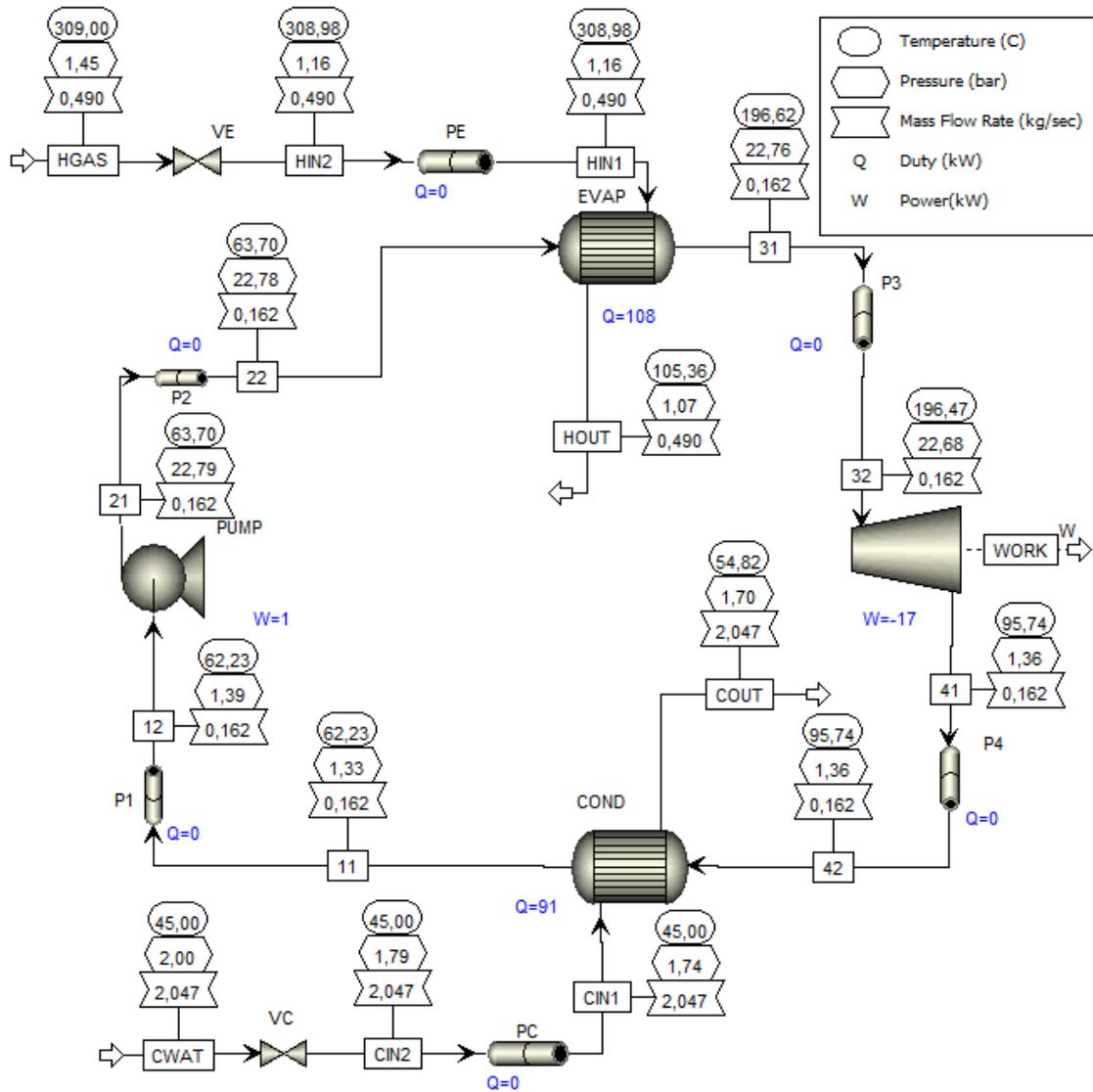


Figura 3.13: Diagramma di flusso della configurazione 1 con acetone

Per quanto concerne la creazione dei modelli, in Aspen Plus® il solutore segue una logica sequenziale modulare (è possibile utilizzare anche il metodo di risoluzione *Equation Oriented*, ma quest'ultimo non consente di usare le funzioni *Rigorous* e *Detailed* per il dimensionamento degli scambiatori). Quindi per i flussi di materia esterni ai cicli sono stati inseriti i dati di input (composizione, portata di massa, temperatura e pressione) nelle sezioni a monte chiamate CWAT e HGAS che rappresentano rispettivamente la portata d'acqua di raffreddamento in ingresso al condensatore e la portata di gas di scarico in ingresso all'evaporatore.

Tabella 3.1: Proprietà del flusso CWAT

Flusso CWAT	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Composizione	100% H ₂ O			
Temperatura [°C]	45			
Portata [kg/s]	2,271	2,255	2,286	2,047
Pressione [bar]	2			

Tabella 3.2: Proprietà del flusso HGAS

Flusso HGAS	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	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			

La pressione dei gas di scarico è stata fissata pari a 1,45 bar (rispetto al valore reale di 1,1 bar) in modo che la perdita di carico ai capi della valvola fosse sufficientemente elevata anche in condizioni di design in modo da assicurare una regolazione efficace ai carichi parziali nelle simulazioni dinamiche. Infatti l'apertura è stata regolata in modo che in condizioni di progetto la pressione a valle della valvola fosse pari a $P_{HIN2}=1,16$ bar mentre quando la potenza del turbogas $P_{turbogas}=25$ kW la pressione all'ingresso dell'evaporatore assumesse il valore $P_{HIN1}=1,1$ bar. Ciò ha permesso di poter simulare il comportamento del turbogas in ogni condizione di carico usando una sola valvola senza dover utilizzare più blocchi e complicando ulteriormente il ciclo.

Per quanto riguarda i flussi interni è sufficiente inserire i dati in una delle sezioni del ciclo in modo da inizializzare il processo di calcolo iterativo. Per le configurazioni 1 e 2 si è scelto di inserire i dati del flusso 11 a valle del condensatore, mentre per la configurazione 3 sono stati inseriti i dati del flusso 21 a valle della pompa, in quanto partendo dalle sezioni comprese tra il flusso 11 e 12 il software non era in grado di risolvere il ciclo. I valori inseriti corrispondono a quelli calcolati mediante l'ORC-PD tool, con la sola differenza che la temperatura del punto 11 è stata abbassata di circa un grado in modo da evitare che il flusso in aspirazione alla pompa avesse titolo maggiore di zero.

3.1 DESIGN POINT

Tabella 3.3: Proprietà del flusso 11 per le configurazioni 1 e 2

Flusso 11	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Temperatura [°C]	63	62	62	64
Portata [kg/s]	0,212	0,362	0,207	0,162
Pressione [bar]	1,60	2,67	0,57	1,36

Tabella 3.4: Proprietà del flusso 21 per la configurazione 3

Flusso 21	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Temperatura [°C]	64	63	63	65
Portata [kg/s]	0,212	0,362	0,207	0,162
Pressione [bar]	21,7	34,2	9,4	22,8

3.1.5 Scambiatori di calore

Nella Tabella 3.5 sono riportati i valori della temperatura in uscita del flusso freddo per l'evaporatore e del flusso caldo per il condensatore, per dimensionare gli scambiatori con il metodo *Shortcut*. Non è necessario specificare le temperature in ingresso in quanto vengono calcolate dal software una volta inizializzato il processo di calcolo iterativo.

Tabella 3.5: Temperature di uscita fissate negli scambiatori con il metodo *Shortcut*

EVAP	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Temperatura uscita lato freddo [°C]	187	211	180	192
COND	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Temperatura uscita lato caldo [°C]	64	63	63	65

I risultati ottenuti col metodo *Shortcut* che impiega un bilancio di primo principio vengono utilizzati come input dal metodo *Rigorous* che richiama il software EDR[®] (Exchanger Design and Rating) consentendo di simulare il comportamento reale degli scambiatori.

Il software permette di scegliere i materiali, le dimensioni dei componenti, la disposizione dei tubi, il numero di diaframmi e tutte le informazioni relative al layout. Si è scelto di utilizzare scambiatori a fascio tubiero con il fluido caldo lato mantello in ogni configurazione. Per quanto concerne la scelta delle caratteristiche geometriche, per ogni

scambiatore sono state effettuate più simulazioni in modo da ottenere il miglior compromesso tra costi e prestazioni. Per esempio negli evaporatori si è posta particolare attenzione alle perdite di carico lato mantello, in modo che la pressione all'uscita fosse maggiore della pressione atmosferica assicurando l'espulsione dei gas di scarico. Nel condensatore sono state scartate le configurazioni con sottoraffreddamento in uscita troppo basso per evitare problemi all'aspirazione della pompa. Nelle tabelle successive sono riportati i dati relativi alle geometrie e alle principali caratteristiche risultanti dal dimensionamento.

Tabella 3.6: Caratteristiche dell'evaporatore calcolate con il metodo Rigorous

EVAPORATORE	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Potenza termica scambiata [kW]	115,56	111,52	115,47	107,64
Portata fluido caldo [kg/s]	0,49	0,49	0,49	0,49
Portata fluido freddo [kg/s]	0,21	0,36	0,21	0,16
Numero unità in serie	1	1	1	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m ²]	46,29	38,47	50,83	34,8
Trasmittanza [W/(m ² K)]	72,07	65,88	67,63	79,01
Diametro esterno tubi [mm]	14	12	15	15
Spessore tubi [mm]	1,65	1,1	1,65	1,65
Lunghezza tubi [mm]	4500	3150	4950	4350
Diametro interno mantello [mm]	336,55	336,55	336,55	336,55
Numero diaframmi	10	8	10	8
Numero tubi	239	333	221	173
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	1	1	1	1
Spazio diaframmi centrali [mm]	355	295	390	415
Spazio diaframmi laterali [mm]	611,97	488,98	685,48	681,98
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	17,5	15	18,75	18,75
Perdite di carico tubi [bar]	0,02	0,04	0,03	0,01
Perdite di carico mantello [bar]	0,08	0,08	0,08	0,08
Costo stimato [€]	16702	17743	15813	14719

3.1 DESIGN POINT

Tabella 3.7: Caratteristiche del condensatore calcolate con il metodo Rigorous

CONDENSATORE	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Potenza termica scambiata [kW]	98,21	94,83	98,61	90,99
Portata fluido caldo [kg/s]	0,21	0,36	0,21	0,16
Portata fluido freddo [kg/s]	2,27	2,25	2,29	2,05
Numero unità in serie	1	1	1	1
Numero unità in parallelo	1	1	1	1
Superficie di scambio [m ²]	6,51	7,44	7,78	4,79
Trasmittanza [W/(m ² K)]	1008	883	903	1229
Diametro esterno tubi [mm]	17	22	22	22
Spessore tubi [mm]	1,65	2,11	2,11	2,11
Lunghezza tubi [mm]	2250	3450	3600	2250
Diametro interno mantello [mm]	205	205	205	205
Numero diaframmi	4	6	6	16
Numero tubi	56	32	32	32
Passaggi lato mantello	1	1	1	1
Passaggi lato tubi	2	2	2	2
Spazio diaframmi centrali [mm]	330	410	410	120
Spazio diaframmi laterali [mm]	593,48	658,47	733,48	183,47
Disposizione tubi	30°	30°	30°	30°
Passo tra i tubi [mm]	21,25	27,5	27,5	27,5
Perdite di carico tubi [bar]	0,06	0,06	0,07	0,05
Perdite di carico mantello [bar]	0,01	0,01	0,02	0,03
Costo stimato [€]	9686	8245	8306	7977

Le figure successive mostrano i diagrammi T-Q (temperatura - calore scambiato) degli scambiatori.

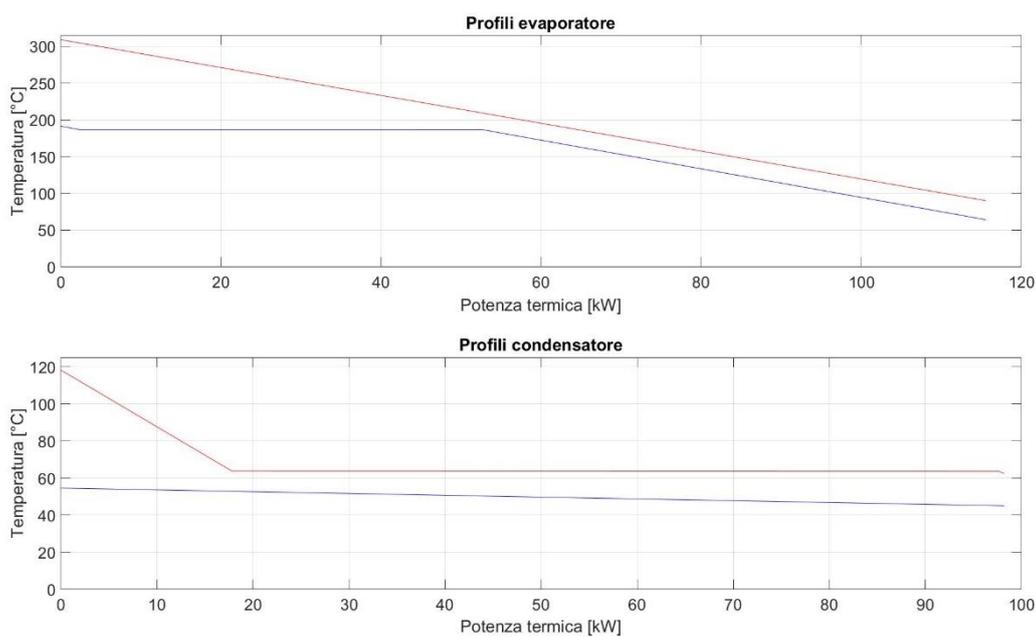


Figura 3.14: Diagramma T-Q degli scambiatori nelle configurazioni con ciclopentano

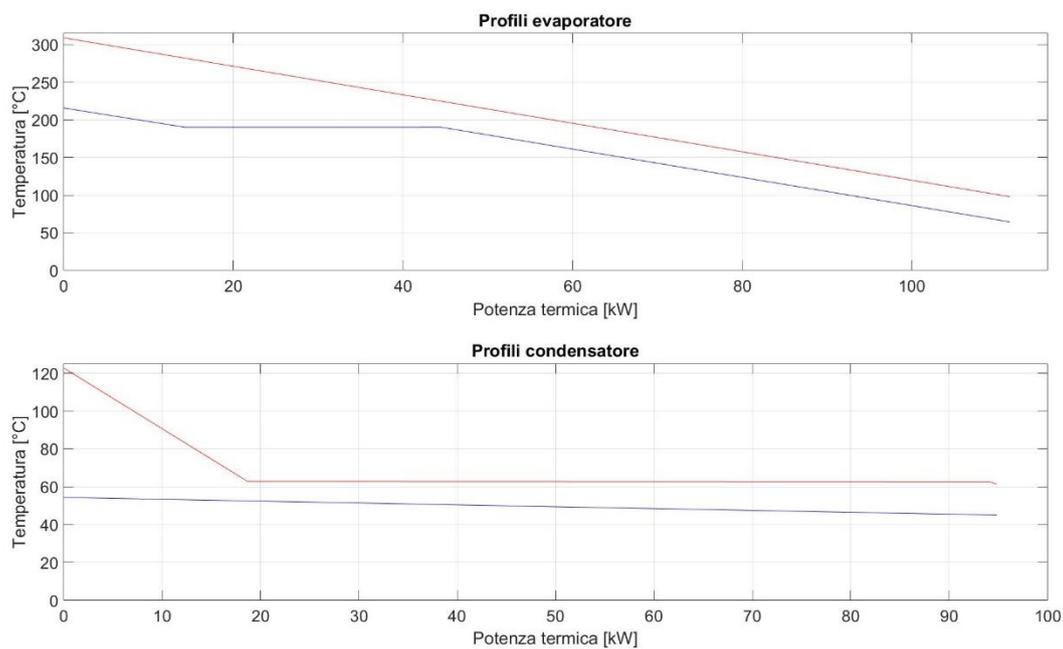


Figura 3.15: Diagramma T-Q degli scambiatori nelle configurazioni con R141b

3.1 DESIGN POINT

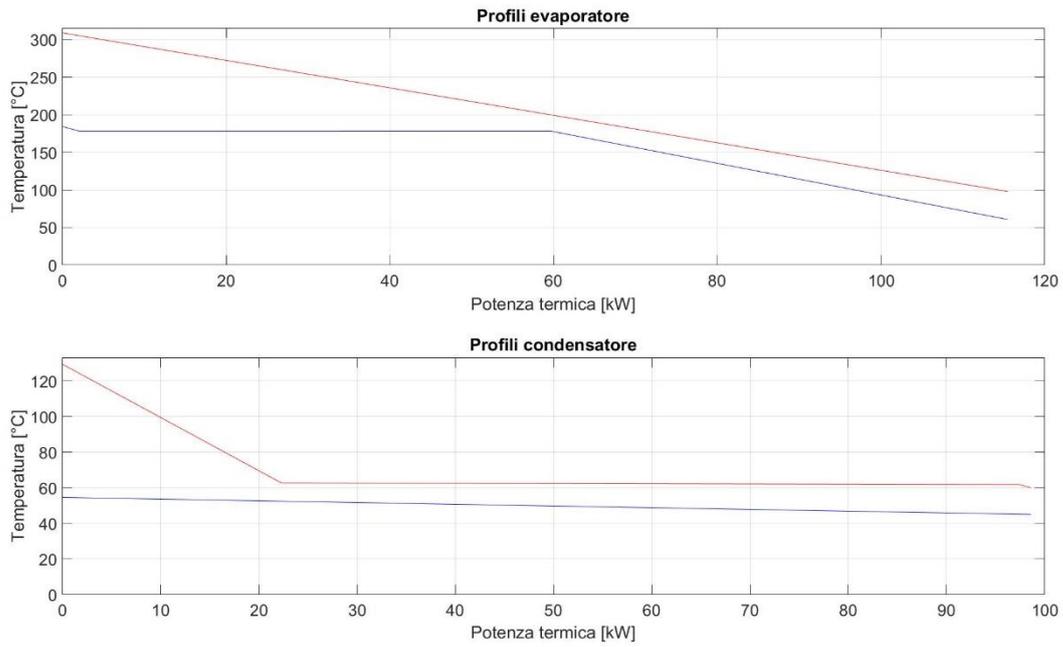


Figura 3.16: Diagramma T-Q degli scambiatori nelle configurazioni con cicloesano

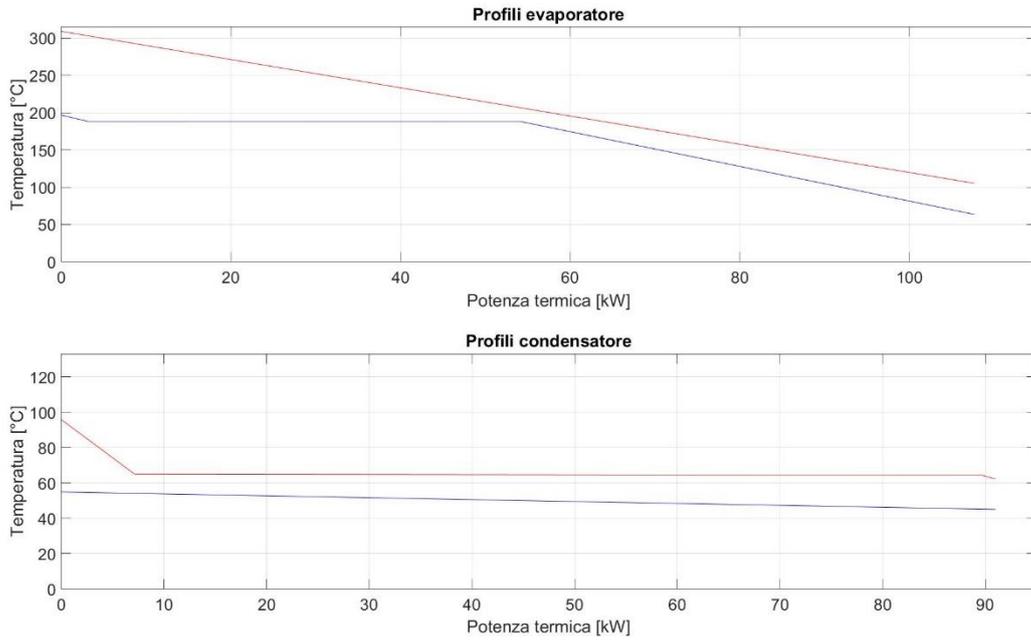


Figura 3.17: Diagramma T-Q degli scambiatori nelle configurazioni con acetone

3.1.6 Pompa e turbina

All'interno dei blocchi PUMP e TURB sono state definite la pressione all'uscita e il rendimento isoentropico. Nella Tabella 3.8 sono riportati i valori utilizzati.

Tabella 3.8: Grandezze specificate nei blocchi PUMP e TURBINE in condizioni di design

PUMP	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Pressione di scarico [bar]	21,68	34,22	9,42	22,79
Efficienza isoentropica	0,6	0,6	0,6	0,6
TURBINE	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Pressione di scarico [bar]	1,6	2,67	0,57	1,36
Efficienza isoentropica	0,769	0,774	0,766	0,758

3.1.7 Valvole

La valvola a monte dell'evaporatore (indicata con la sigla VE nei diagrammi di flusso) è stata utilizzata per poter simulare il comportamento del turbogas al variare del carico senza dover impiegare più blocchi. Ciò ha permesso di semplificare notevolmente 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) è stata invece usata per ridurre la portata d'acqua di raffreddamento ai carichi parziali permettendo di controllare la temperatura del punto 11. Nelle configurazioni 2 e 3 è stata utilizzata una valvola a valle del pozzetto (VSINK) e del separatore (SVALVE) per poter regolare il livello del liquido.

Di seguito sono riportate le caratteristiche delle valvole:

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

	Condensatore	Evaporatore	Pozzetto	Separatore
Tipologia	Globo	Globo	Globo	Globo
Caratteristica	Equipercentuale	Equipercentuale	Lineare	Lineare
Taglia (pollici)	4	8	1,5	1,5
Apertura	50%	60%	40%	17%

L'apertura in condizioni di design non è stata fissata pari al 100 % in quanto per garantire un controllo efficace ai carichi parziali è necessario che ai capi della valvola sia presente

3.1 DESIGN POINT

una perdita di carico sufficientemente elevata anche al carico nominale. Nella Tabella 3.10 sono 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	Separatore
10	2	11	2	2
20	4	14	7,3	7,3
30	6	22	13	13
40	12	47	19	19
50	19	84	24	24
60	38	142	29	29
70	68	246	34	34
80	106	420	38	38
90	144	546	39	39
100	170	650	40	40

Nella normativa americana il coefficiente di flusso c_v è definito nel seguente modo:

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

Dove Q è la portata volumetrica in GPM (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 m^3/h e in bar e il coefficiente, chiamato in questo caso K_v , può essere calcolato in funzione di c_v con la seguente relazione:

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

3.1.8 Tubazioni

Tutte le tubazioni hanno lunghezza pari a 1 metro, mentre i diametri sono stati scelti in funzione della velocità dei fluidi tenendo conto delle diverse densità all'interno del ciclo. Nella tabella successiva sono riportati a titolo di esempio i diametri e le velocità per le 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* per ogni tubo è stata selezionata l'opzione *Adiabatic (zero duty)* che ipotizza dispersioni termiche nulle.

3.1.9 Pozzetto e separatore di liquido

Nelle configurazioni 2 per tutti i fluidi è stato scelto un pozzetto avente forma cilindrica, disposizione orizzontale e lunghezza e diametro pari rispettivamente a 1 m e 0,4 m (le dimensioni sono state scelte in modo che il pozzetto potesse eseguire la sua funzione in modo efficace, senza incrementare notevolmente il volume del fluido organico all'interno dell'impianto e comportando quindi un aumento eccessivo dei costi). La pressione all'uscita è stata calcolata in funzione della pressione in ingresso e del battente di liquido attraverso la seguente formula:

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

Con: p_{in} e p_{out} pressioni in ingresso e in uscita [bar];

m battente di liquido pari a 0,4 metri per tutti i fluidi;

ρ densità del liquido [kg/m^3] e g accelerazione gravitazionale pari a $9,807 \text{ m/s}^2$;

Le pressioni e la densità dei diversi fluidi sono riportati in tabella:

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

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
Pressione in ingresso [bar]	1,59	2,65	0,55	1,33
Densità del liquido [kg/m^3]	703,58	1160,12	738,96	743,02
Incremento di pressione [bar]	0,02	0,05	0,03	0,03
Pressione in uscita [bar]	1,61	2,70	0,58	1,36

Come nel caso dei tubi le dispersioni termiche sono state ipotizzate nulle.

Il separatore di liquido usato nella configurazione 3 ha caratteristiche analoghe a quelle del pozzetto con la differenza che il diametro è pari a 0,8 m in quanto si è ipotizzato che

3.2 OFF DESIGN

metà del volume sia occupato da liquido e la restante metà da vapore. Di conseguenza anche in questo caso il battente di liquido è pari a 0,4 m.

3.2 Off Design

Dopo aver modellato i cicli in condizioni di progetto è possibile simularne il comportamento ai carichi parziali.

3.2.1 Variazione della sorgente di calore

Nella Tabella 3.13 sono riportate la portata di massa e la temperatura dei gas di scarico in ingresso all'evaporatore in funzione della potenza erogata dalla microturbina. La pressione all'uscita della turbina invece è costante e pari a 1,1 bar.

Tabella 3.13: *Variazione dei parametri del flusso caldo in ingresso all'evaporatore*

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
35	0,37	270
30	0,34	263
25	0,32	254

Per simulare le variazioni di carico in regime quasi-stazionario è sufficiente variare le grandezze in input nel flusso HGAS, mentre nelle simulazioni dinamiche eseguite col software Aspen Plus Dynamics® la portata viene ridotta regolando l'apertura della valvola e la temperatura con l'ausilio di due blocchi esterni chiamati *Time Data*.

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 la curva caratteristica, che permette di

esprimere la prevalenza fornita (espressa in metri di colonna fluida), la potenza elettrica assorbita e l'efficienza in funzione della portata volumetrica elaborata. Per fare ciò occorre innanzitutto determinare l'aumento di pressione Δp , la portata di massa \dot{m} e la densità del fluido in ingresso ρ , in condizioni di design. In questo modo è possibile calcolare la portata volumetrica \dot{Q}_{des} e la prevalenza richiesta H_{des} , entrambe in condizioni nominali attraverso le 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 adattarla in modo che, per ogni fluido e ogni configurazione, il punto di progetto risultasse il punto di massimo rendimento.

In tabella sono riportate la prevalenza e la portata volumetrica di progetto calcolate per i diversi fluidi.

Tabella 3.14: Prevalenza e portata volumetrica in condizioni di progetto

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
\dot{Q}_{des} [m ³ /h]	1,1	1,1	1,0	0,8
H_{des} [m]	290,6	276,9	121,8	293,8

Nelle Figure 3.18÷3.21 sono rappresentate le curve caratteristiche delle pompe. Il punto evidenziato costituisce il punto di progetto.

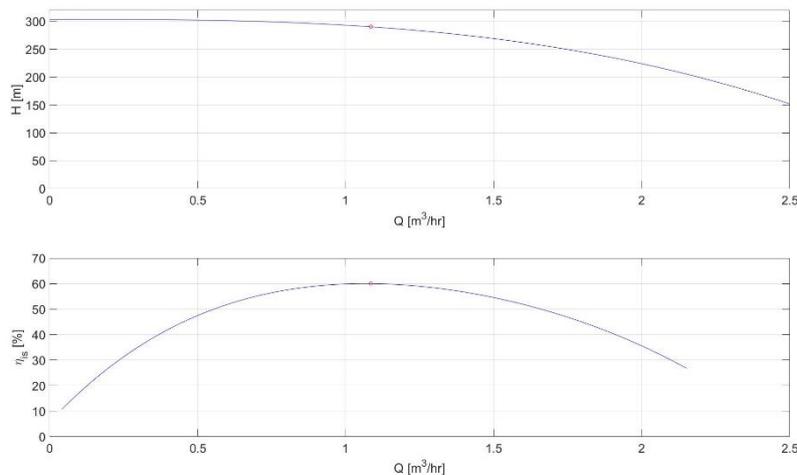


Figura 3.18: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con ciclopentano

3.2 OFF DESIGN

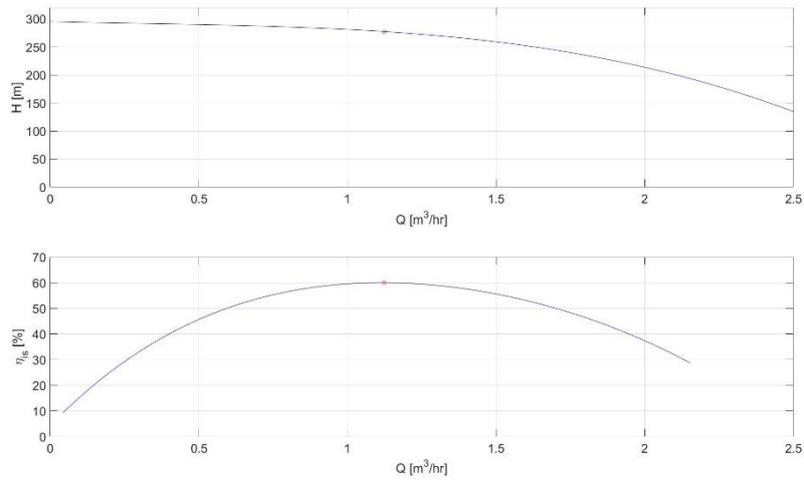


Figura 3.19: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con R141b

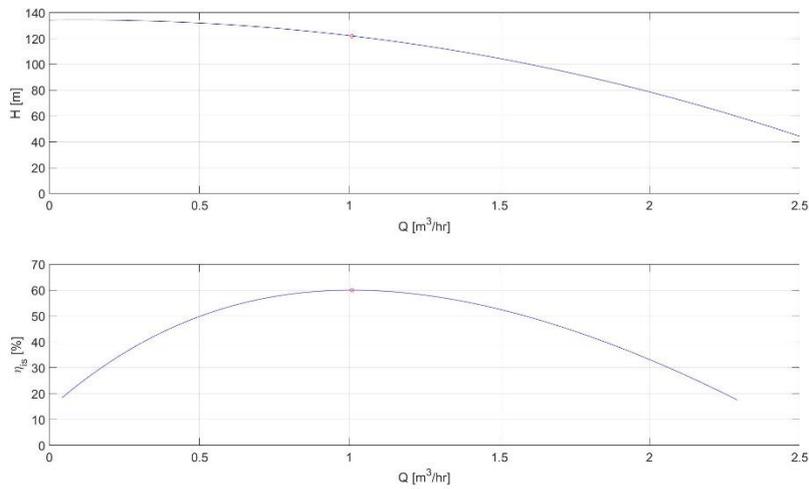


Figura 3.20: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con cicloesano

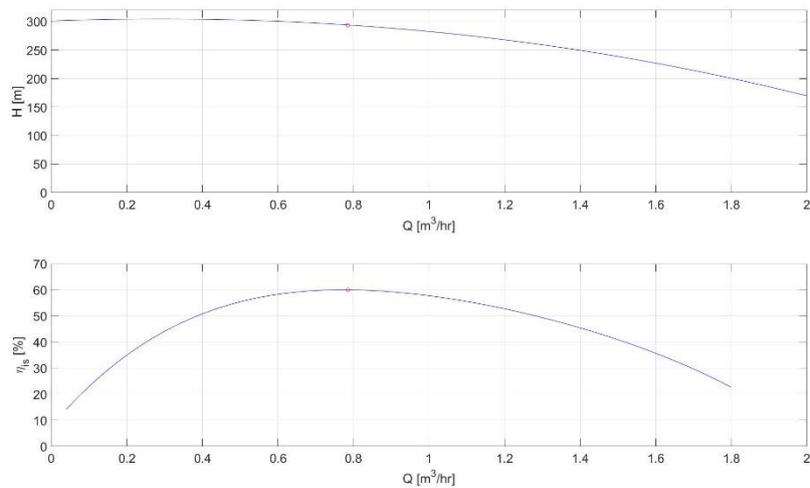


Figura 3.21: Curva caratteristica della pompa nelle configurazioni con acetone

Le curve possono essere inserite con due modalità diverse: attraverso dei polinomi interpolanti di terzo grado, oppure sotto forma di tabella e successivamente interpolati con delle spline cubiche. In questo caso è stato scelto il secondo metodo in quanto più accurato.

La regolazione a carico parziale della pompa avviene variando il numero di giri. Affinché il software sia in grado di modificare la caratteristica in funzione della velocità di rotazione occorre definire 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 elaborata 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 viene usato per descrivere i valori di design, mentre il pedice B descrive i valori dei parametri al carico parziale.

3.2.3 Modellazione della turbina ai carichi parziali

La turbina è stata modellata con due metodologie: la prima consiste nel calcolo delle prestazioni mediante una legge nota come “Ellisse di Stodola” e la seconda attraverso l'implementazione delle curve caratteristiche in funzione della portata volumetrica.

Il primo metodo permette di studiare il comportamento di turbine a vapore (e a gas) nel caso in cui le curve caratteristiche non siano disponibili, assimilandolo a quello di ugelli: in questo modo interi gruppi di stadi di turbina vengono trattati come se fossero dei singoli ugelli [13]. Questa analogia consente di sviluppare un criterio generale per determinare le pressioni del vapore lungo la linea di espansione di una turbina multistadio in funzione della portata.

È possibile distinguere due diversi modelli:

3.2 OFF DESIGN

- Il Modello lineare, applicabile solo per espansioni incontrollate con vuoto spinto in uscita e quindi per la simulazione di impianti di potenza.
- Il Modello di Stodola, che include il precedente come caso particolare, e può essere applicato anche a turbine multistadio per applicazioni cogenerative (con espansione controllata) con pressione di scarico elevata, in cui le pressioni di estrazione variano in funzione della portata con legge non lineare.

Per applicare il Modello di Stodola si consideri innanzitutto il segmento di espansione di una turbina multistadio con gruppi di estrazione incontrollata in cui la contropressione finale assume un certo valore fissato. Per ciascun gruppo di estrazione (i), è possibile sviluppare un'analogia con l'ugello che tratta ciascun gruppo di espansione come se fosse un singolo ugello (con l'assunzione che tutte le aree di flusso rimangano costanti), ed afferma che:

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

(questa relazione è stata provata 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:

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

con \dot{m}_i portata di massa che attraversa la turbina e v_i volume specifico nella sezione a pressione p_i .

Per determinare la costante di proporzionalità basta considerare 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 che la grandezza è valutata al carico nominale. Attraverso alcuni passaggi algebrici si ricavano le seguenti equazioni:

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

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

con $k_{i,nom}$ costante al variare del carico 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 permette quindi di risolvere la linea di espansione determinando la pressione di ingresso p_i nota quella di uscita b_i , partendo dalla pressione di condensazione; si ricava infatti:

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

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

Nel caso sia nota la pressione in ingresso p_i la pressione di uscita b_i viene 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 è stata implementata attraverso un blocco *Design-Spec* della libreria *Manipulators*. Il blocco *Design-Spec* permette di mantenere costante il valore di una variabile o il risultato di una funzione (scritta in linguaggio Fortran) manipolando il valore di un altro parametro. All'interno del blocco occorre definire tutte le variabili coinvolte

3.2 OFF DESIGN

nella sezione *Define*, inserire il valore o le espressioni che descrivono la specifica e la tolleranza nella sezione *Spec* e specificare il parametro da manipolare con un range di limiti massimo e minimo di variazione nella sezione *Vary*.

Nella Tabella 3.14 sono riportati i parametri e le espressioni utilizzati nel blocco *Design-Spec* per simulare il comportamento della turbina ai carichi parziali con il metodo dell'Ellisse di Stodola.

Tabella 3.15: Parametri 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

In questo caso la variabile manipolata è la velocità di rotazione della pompa. Infatti, al diminuire della velocità si modifica la curva caratteristica della pompa che, a parità di portata (che viene calcolata mediante un altro blocco), riduce la prevalenza elaborata dalla macchina e di conseguenza la pressione in ingresso alla turbina. Per velocizzare le simulazioni inizialmente è stata fissata una tolleranza superiore dell'ordine dei 1000 Pa, in modo da raggiungere la convergenza in minor tempo e ripetere successivamente la simulazione con una tolleranza inferiore. Questo metodo ha richiesto complessivamente un numero inferiore di iterazioni e quindi un tempo di calcolo più ridotto. Infatti sebbene utilizzando una tolleranza di partenza più bassa la simulazione debba essere effettuata una sola volta, la risoluzione del sistema di equazioni necessita di un maggior numero di calcoli.

Inoltre, per ridurre le iterazioni necessarie, il range di limiti del numero di giri della pompa è stato variato progressivamente al diminuire del carico. Per esempio al 90% della potenza del turbogas è stato scelto l'intervallo 2800 - 3000 rpm, mentre al 50% del carico l'intervallo 1800 – 2100 rpm.

Nella Tabella 3.15 vengono riportati i valori della costante K calcolati per i diversi fluidi tramite l'Equazione 3.14.

Tabella 3.16: Valori della costante K della turbina per i diversi fluidi

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
K	$1,94 \cdot 10^{-5}$	$1,62 \cdot 10^{-5}$	$4,29 \cdot 10^{-5}$	$1,57 \cdot 10^{-5}$

Al diminuire del carico è necessario inoltre tener conto anche della riduzione del rendimento isoentropico della turbina. L'efficienza isoentropica in condizioni di off-design è stata calcolata moltiplicando il valore in condizioni di progetto per due fattori correttivi [14]. 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.

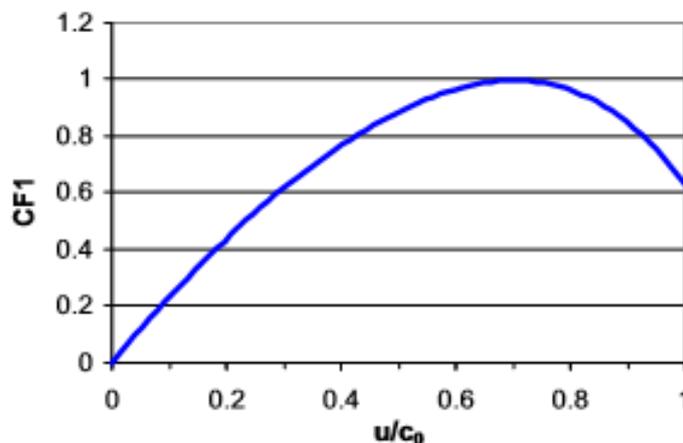


Figura 3.22: Andamento del fattore correttivo CF1 in funzione del rapporto u/c_0

3.2 OFF DESIGN

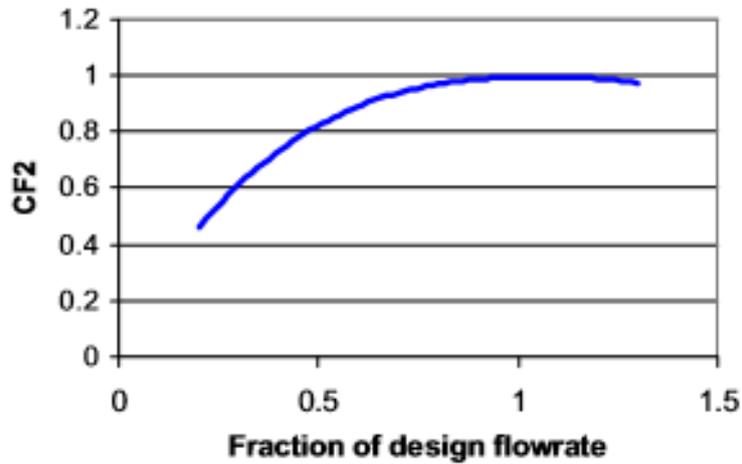


Figura 3.23: Andamento del fattore correttivo CF2

Per variare il rendimento della turbina in funzione del carico è stato utilizzato un blocco *Calculator* della libreria *Manipulators* che permette di calcolare una o più variabili in codice Fortran. In modo simile a quanto fatto con i blocchi *Design-Spec*, nella sezione *Define* vengono specificate le variabili di input (*Import Variable*) e le variabili calcolate (*Export Variable*), nella sezione *Calculate* vengono inserite le istruzioni per il calcolo delle variabili e nella sezione *Sequence* viene specificato quando vengono effettuati i calcoli. In questo caso è stata scelta l'opzione *Use import/export variables* e quindi il blocco *Calculator* viene risolto quando vengono calcolate le proprietà termodinamiche del fluido operativo a monte della turbina.

Nella tabella successiva sono elencati i parametri inseriti nel blocco.

Tabella 3.17: Comandi inseriti nel blocco *Calculator*

Definizione variabili		
MFLOW	Import	Portata di massa elaborata dalla turbina [kg/s]
PISEN	Import	Potenza associata al salto isoentropico [kW]
ETAIS	Export	Rendimento isoentropico della turbina

```

Codice Fortran
DELTAHIS = -PISEN/MFLOW
C0 = (2*DELTAHIS)**0.5
U = UDES/C0
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

```

I termini MFLOWDES e ETAISDES sono, rispettivamente, la portata di massa ed il rendimento isoentropico in condizioni di design, mentre il termine UDES è la velocità periferica del rotore, il cui valore è riportato nella Tabella 3.18. Questi valori sono calcolati attraverso un processo iterativo sapendo che il valore ottimale del rapporto u/c_0 è circa 0,7.

Tabella 3.18: Valori della costante UDES

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
UDES	10,53	8,02	10,35	11,85

Il secondo metodo utilizzato per la modellazione della turbina in off-design consiste nell'impiego delle curve caratteristiche che sono state ricavate partendo dal modello in condizioni di design sviluppato in Aspen Plus® e passando allo studio del comportamento in regime dinamico mediante il software Aspen Plus Dynamics®. Quest'ultimo costruisce in automatico le curve caratteristiche sotto forma di tabella partendo dai valori di design, restituendo il salto entalpico e il rendimento isoentropico in funzione della portata volumetrica. In modo analogo a quanto fatto con la pompa, le curve sono state inserite all'interno del blocco nella sezione *Performance Curves*. Nel blocco *Design-Spec* utilizzato per regolare il numero di giri della pompa, il target della pressione di evaporazione è stato fissato costante e pari al valore di progetto in quanto nelle simulazioni in regime dinamico nella prima configurazione, effettuando la regolazione con i controlli PID, la pressione è pressoché costante ai carichi parziali.

Nelle figure successive sono rappresentate le curve ricavate per i diversi fluidi.

3.2 OFF DESIGN

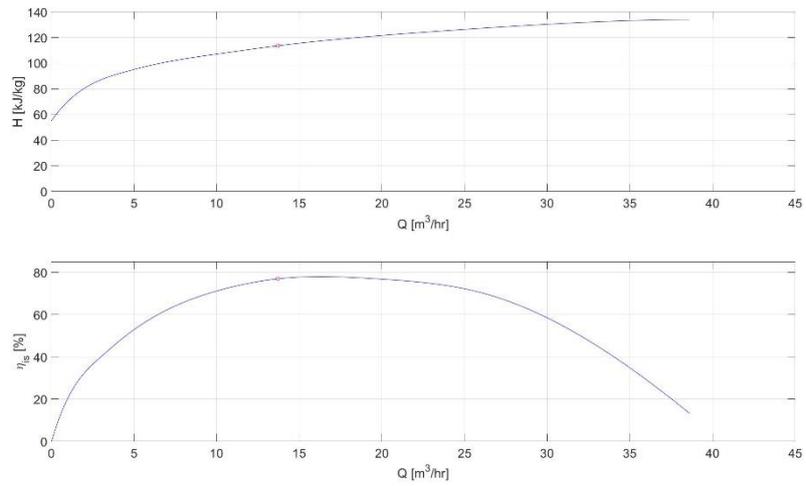


Figura 3.24: Curva caratteristica della turbina nelle configurazioni con ciclopentano

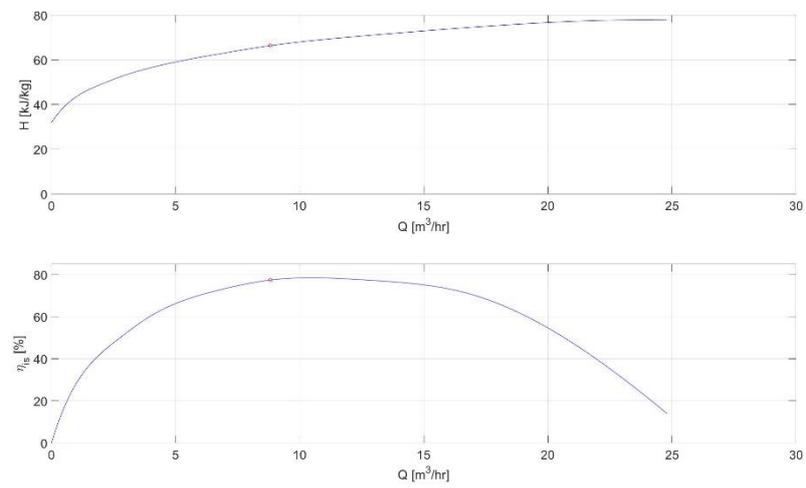


Figura 3.25: Curva caratteristica della turbina nelle configurazioni con R141b

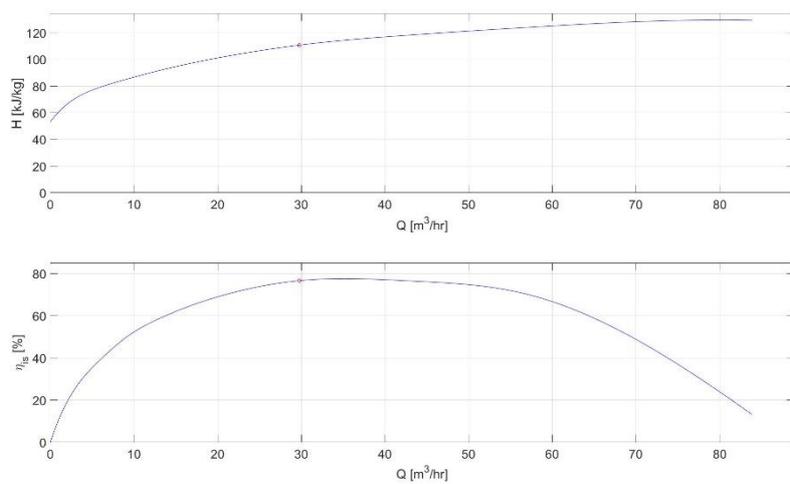


Figura 3.26: Curva caratteristica della turbina nelle configurazioni con cicloesano

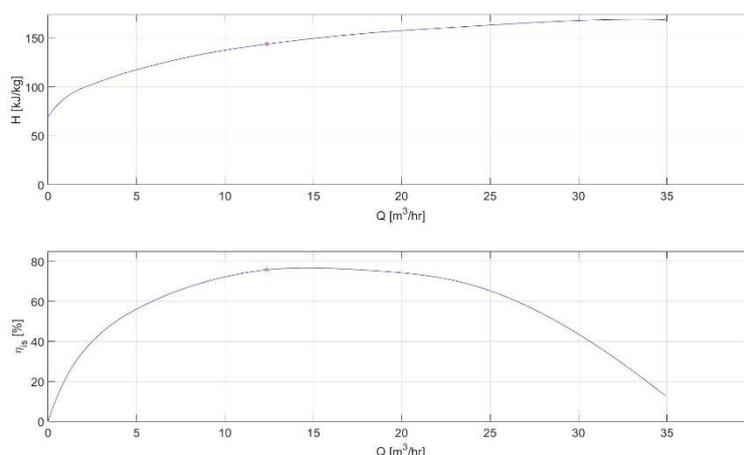


Figura 3.27: Curva caratteristica della turbina nelle configurazioni con acetone

3.2.4 Scambiatori

Il comportamento degli scambiatori di calore al carico parziale viene simulato automaticamente dal software Aspen EDR®. Infatti dopo aver dimensionato gli scambiatori in condizioni di design, attraverso il metodo di calcolo *Rigorous* e la modalità *Simulation* le proprietà dei fluidi in uscita vengono calcolate a partire dalle condizioni in ingresso.

3.2.5 Strategia di controllo

Nelle simulazioni in regime quasi-stazionario la strategia di controllo utilizzata prevede il mantenimento delle temperature all'ingresso della turbina (T_{32}) e all'uscita del condensatore (T_{11}) costanti e pari al valore di progetto. Per regolare la temperatura a monte della turbina la portata di massa del fluido organico viene ridotta al diminuire del carico mediante un blocco *Design-Spec* le cui proprietà sono riportate in tabella.

Tabella 3.19: Caratteristiche del blocco *Design-Spec* per la regolazione della TIT

Definizione variabili	
TIT	Temperatura di ingresso in turbina [$^{\circ}\text{C}$]
Espressioni	
Variabile specificata	TIT
Target	$T_{32,DES}$
Tolleranza	0,1 $^{\circ}\text{C}$

3.2 OFF DESIGN

Variazione	
Variabile manipolata	Portata di massa del fluido organico
Limiti	$0 - \dot{m}_{32,DES}$

Anche in questo caso per ridurre il numero di iterazioni inizialmente è stata fissata una tolleranza di 0,5 °C e una volta raggiunta la convergenza è stata reimpostata a 0,1 °C permettendo di risolvere più velocemente la simulazione.

Per il controllo della temperatura a valle del condensatore la portata d'acqua di raffreddamento viene regolata usando un altro blocco *Design-Spec*.

Tabella 3.20: Caratteristiche del blocco *Design-Spec* per la regolazione della T_{11}

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	$0 - \dot{m}_{wat,DES}$

3.2.6 Preparazione dei modelli per le simulazioni dinamiche

Per poter trasferire i modelli realizzati in Aspen Plus® nell'ambiente Aspen Plus Dynamics® occorre selezionare la funzione *Dynamic Mode* in modo da poter inserire nei blocchi dei componenti all'interno della sezione *Dynamic*, i dati necessari per il calcolo dell'inerzia. Per gli scambiatori sono stati inseriti il volume di ingresso e di uscita lato mantello e lato tubi che sono stati calcolati in funzione delle caratteristiche geometriche riportate nelle tabelle 3.6 e 3.7, mentre nei blocchi utilizzati per modellare il pozzetto e il separatore sono state specificate le caratteristiche geometriche definite nel paragrafo 3.1.9. Per le tubazioni oltre alla geometria deve essere definito uno dei tre seguenti metodi di discretizzazione: primo ordine, secondo ordine e quarto ordine. Il metodo di discretizzazione del quarto ordine è stato scartato in quanto in Aspen Plus Dynamics® sono sorti dei problemi al momento dell'inizializzazione e quindi è stato scelto il secondo

poiché più preciso del primo. Per quanto concerne la turbina è stata scelta l'opzione *instantaneous* che non tiene conto del momento d'inerzia, in quanto trascurabile rispetto all'inerzia associata agli scambiatori, alle tubazioni e al pozzetto. Infine per esportare il modello in Aspen Plus Dynamics® occorre selezionare l'opzione *Pressure Driven*.

Capitolo 4

Simulazione in Aspen Plus Dynamics®

Nell'ambiente Aspen Plus Dynamics® sono state effettuate le simulazioni in regime dinamico al fine studiare il comportamento dei cicli in funzione dei fluidi, della configurazione e della strategia di controllo in transitori reali.

4.1 Modellazione dei componenti

Una volta importati i modelli realizzati in Aspen Plus® le caratteristiche dei diversi componenti vengono trasferite nell'ambiente Aspen Plus Dynamics®. Se le curve caratteristiche della pompa e della turbina non sono state implementate nella sezione *Performance Curves*, come spiegato nei paragrafi 3.2.2 e 3.2.3, vengono automaticamente costruite partendo dai valori di design. Nel caso in questione per la pompa è stata utilizzata la caratteristica di un modello commerciale, mentre la curva della turbina è stata ricavata attraverso il software.

Per il calcolo delle prestazioni degli scambiatori ai carichi parziali Aspen Plus Dynamics® non impiega Aspen EDR® e quindi di default ipotizza coefficiente globale di scambio termico U costante. Per calcolare il coefficiente U in off-design, nella sezione *Configure* U è stata scelta l'opzione *Power Law Hot* che utilizza la seguente formula:

$$U = U_{des} \left(\frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot,des}} \right)^\alpha \quad (4.1)$$

con U_{des} coefficiente globale di scambio termico in condizioni di design, \dot{m}_{hot} portata di massa del fluido caldo (gas di scarico all'evaporatore e fluido organico al condensatore), $\dot{m}_{gas,des}$ portata di massa del fluido caldo in condizioni di design e α esponente che varia tra 0,95 e 1,5 a seconda del fluido organico. Per l'evaporatore si è scelto di esprimere U in funzione della portata dei gas di scarico in quanto uguale per tutti i fluidi studiati, mentre al condensatore si è scelto di calcolare U in funzione della portata del fluido organico.

Utilizzando l'opzione *Power Law Cold* il coefficiente U viene calcolato con l'equazione

$$U = U_{des} \left(\frac{\dot{m}_{cold}}{\dot{m}_{cold,des}} \right)^\beta \quad (4.2)$$

on \dot{m}_{cold} portata di massa del fluido freddo (fluido organico all'evaporatore e acqua al condensatore), $\dot{m}_{cold,des}$ portata di massa del fluido freddo in condizioni di design e β esponente che varia tra 0,5 e 0,8 a seconda del fluido. Sebbene sia stata utilizzata solo la formula 4.1, per gli evaporatori sono stati messi a confronto i valori di U calcolati con entrambe le relazioni e lo scostamento massimo registrato è dell'ordine dell'1%. Nelle figure successive sono rappresentati gli andamenti dei coefficienti globali di scambio termico degli evaporatori e dei condensatori di tutti i fluidi.

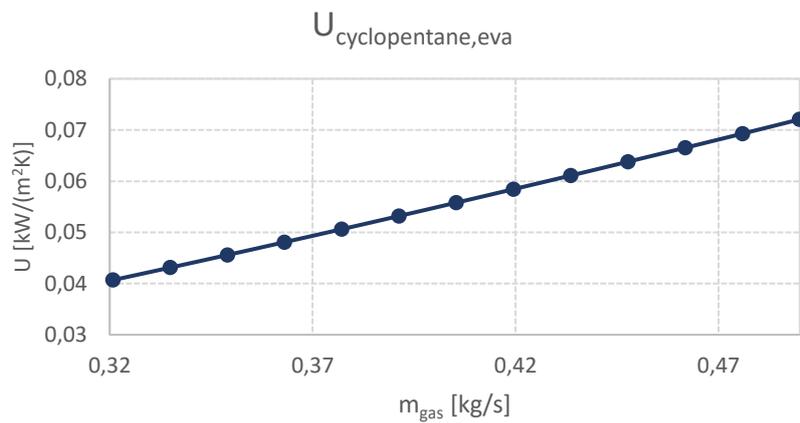


Figura 4.1: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con ciclopentano calcolato con la relazione 4.1

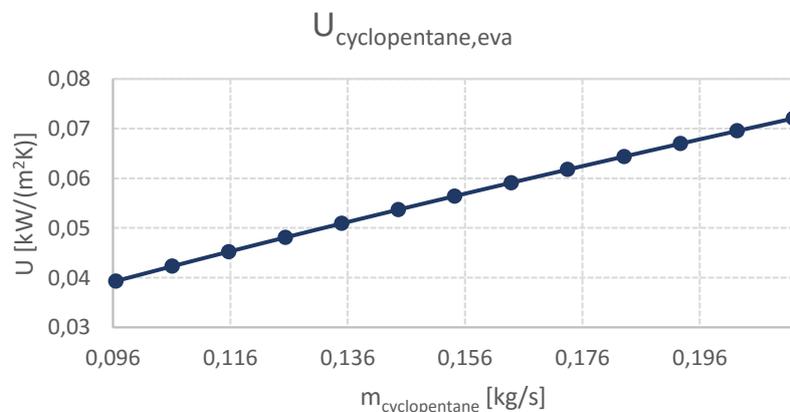


Figura 4.2: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con ciclopentano calcolato con la relazione 4.2

4.1 MODELLAZIONE DEI COMPONENTI

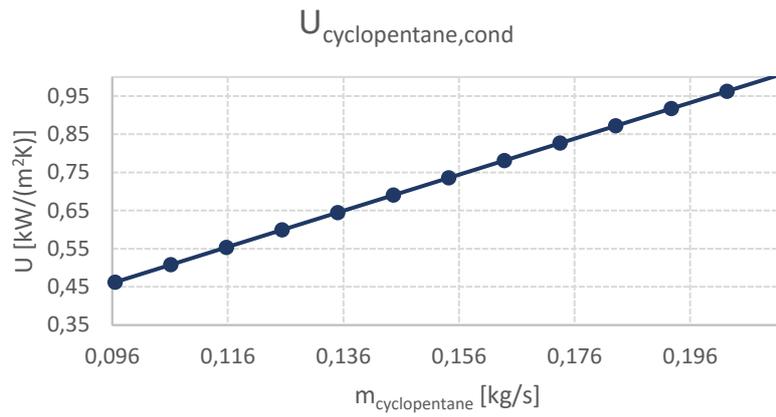


Figura 4.3: Andamento del coefficiente U del condensatore nelle configurazioni con ciclopentano calcolato con la relazione 4.1

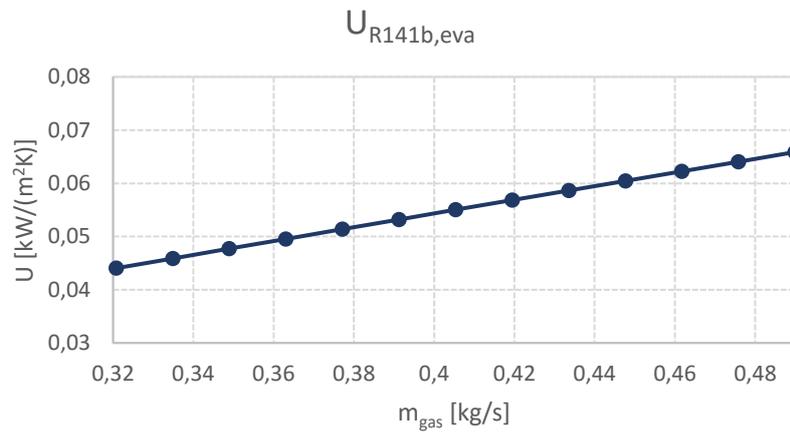


Figura 4.4: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con R141b calcolato con la relazione 4.1

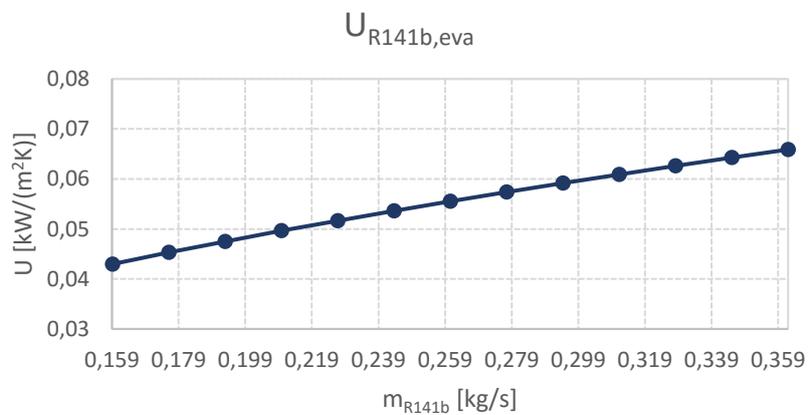


Figura 4.5: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con R141b calcolato con la relazione 4.2

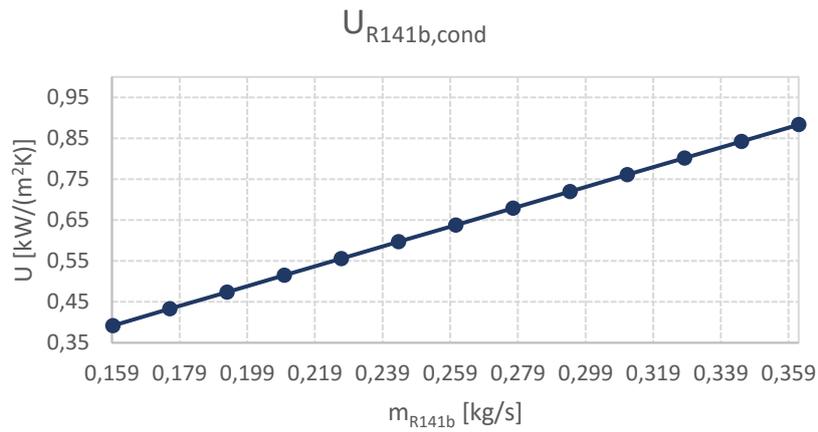


Figura 4.6: Andamento del coefficiente U del condensatore nelle configurazioni con R141b calcolato con la relazione 4.1

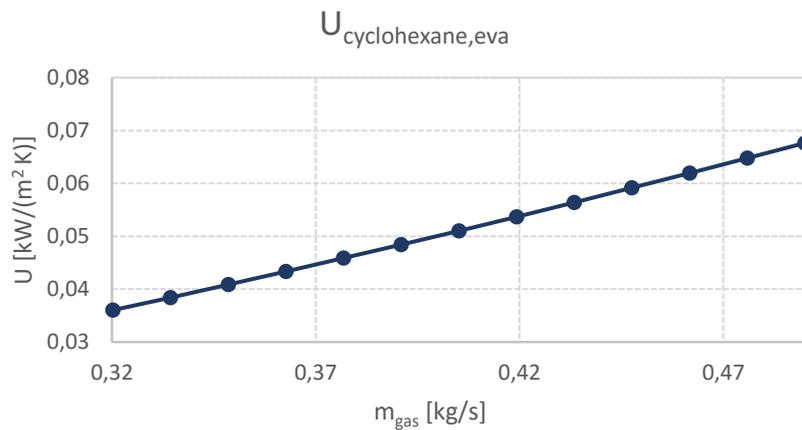


Figura 4.7: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con cicloesano calcolato con la relazione 4.1

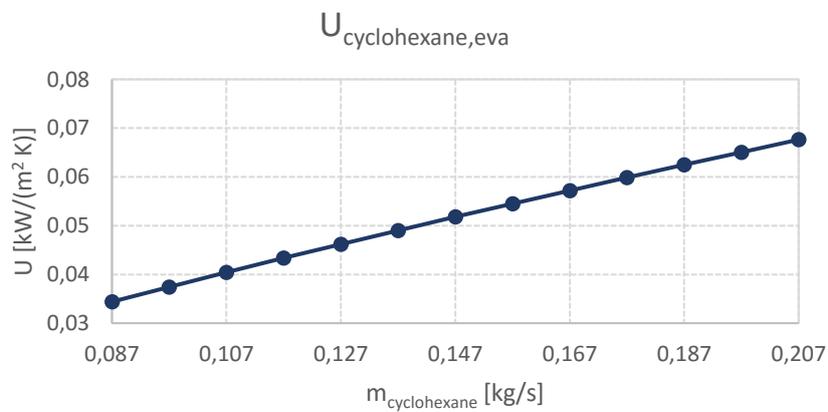


Figura 4.8: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con cicloesano calcolato con la relazione 4.2

4.1 MODELLAZIONE DEI COMPONENTI

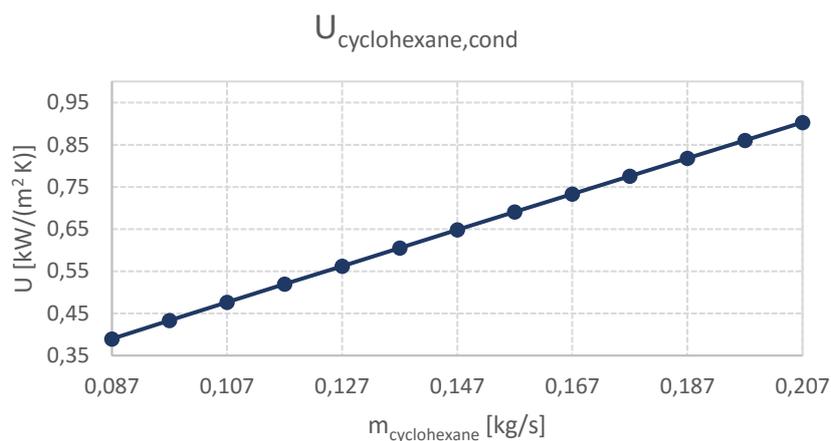


Figura 4.9: Andamento del coefficiente U del condensatore nelle configurazioni con cicloesano calcolato con la relazione 4.1

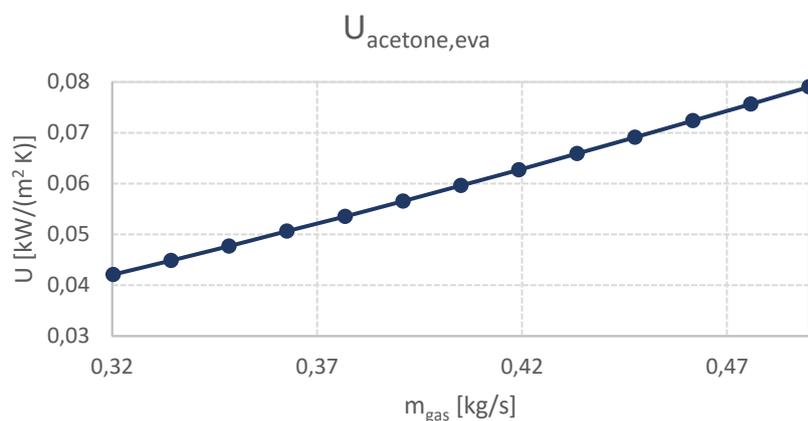


Figura 4.10: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con acetone calcolato con la relazione 4.1

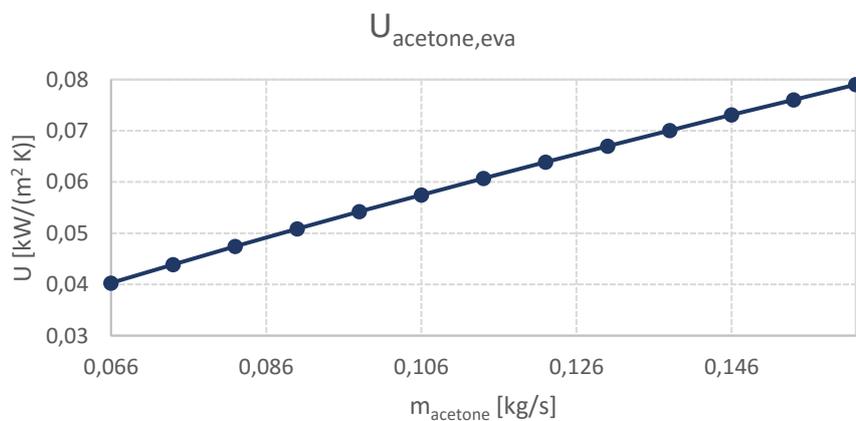


Figura 4.11: Andamento del coefficiente U dell'evaporatore nelle configurazioni con acetone calcolato con la relazione 4.2

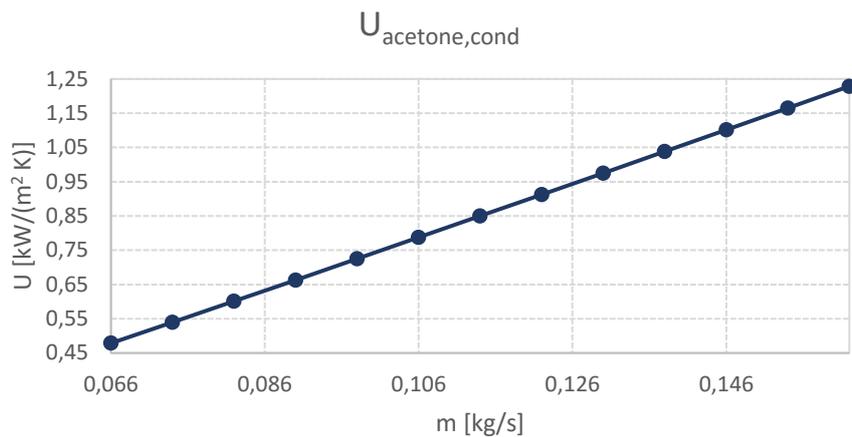


Figura 4.12: Andamento del coefficiente U del condensatore nelle configurazioni con acetone calcolato con la relazione 4.1

Nella Tabella 4.1 sono riportati i valori dei coefficienti α e β utilizzati per modellare l'evaporatore, mentre nella Tabella 4.2 il coefficiente α impiegato per il condensatore:

Tabella 4.1: Coefficienti α e β utilizzati per calcolare il coefficiente U dell'evaporatore

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
α	1,35	0,95	1,48	1,48
β	0,77	0,52	0,78	0,75

Tabella 4.2: Coefficienti α e β utilizzati per calcolare il coefficiente U del condensatore

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
α	0,99	0,99	0,97	1,05

Questi valori sono stati ricavati partendo dai risultati delle simulazioni in regime quasi-stazionario determinando gli esponenti che permettessero di approssimare il più possibile l'andamento dei coefficienti U calcolati col software EDR® (Exchanger Design and Rating).

Per quanto concerne gli altri componenti non sono necessari ulteriori accorgimenti per la modellazione ai carichi parziali.

4.2 Blocchi utilizzati

Oltre ai blocchi importati da Aspen Plus® per effettuare le simulazioni in regime dinamico ne sono stati utilizzati altri per regolare l'impianto.

4.2.1 Blocchi PID

I blocchi PID permettono di modellare i controlli PID e quindi di regolare l'impianto permettendo di simularne il comportamento durante i transitori.

Il loro comportamento può essere espresso attraverso la seguente relazione:

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

con $OP(t)$ output del controllo al tempo t , $E(t)$ errore al tempo t , ossia differenza tra il valore di set point e la variabile di processo, K_p costante proporzionale, T_i costante integrativa e T_d costante derivativa. Di conseguenza $OP(t)$ è pari alla somma di tre termini: uno proporzionale all'errore, uno proporzionale all'integrale dell'errore e uno proporzionale alla derivata dell'errore [15].

I blocchi PID sono collocati nella libreria *Controls* e una volta posizionati all'interno del diagramma di flusso occorre specificare la variabile di processo (per esempio la temperatura all'uscita dell'evaporatore) e l'output del controllo (per esempio il numero di giri della pompa). Successivamente si deve specificare se l'azione è diretta o inversa: nel primo caso se la variabile di processo supera il set point l'output aumenta e viceversa, mentre nel secondo caso se la variabile di processo assume un valore maggiore del set point l'output diminuisce.

All'interno del blocco deve essere scelta una delle tre seguenti modalità di funzionamento: *Auto*, *Manual*, *Cascade*. Con la modalità *Auto* il set point è costante, con l'opzione *Manual* il set point può essere variato manualmente, mentre con la funzione *Cascade* il set point può essere manipolato in funzione di un'altra grandezza.

Infine occorre specificare le costanti che sono state determinate confrontando i risultati di più simulazioni e i cui valori sono riportati nel paragrafo 4.3.

4.2.2 Blocchi Timedata

I blocchi *Timedata* sono presenti nella libreria *Controls* e permettono di variare delle grandezze come la temperatura o la pressione dei flussi CWAT (acqua di raffreddamento) e HGAS (gas di scarico) o l'apertura delle valvole. Per questo motivo sono stati utilizzati per modificare la temperatura dei gas di scarico e la portata (attraverso la valvola VE) ai carichi parziali. La portata è stata regolata con una valvola, in quanto non può essere modificata direttamente come fatto con la temperatura e la pressione.

I dati vengono inseriti sotto forma di tabella nella sezione *Configure* dove è possibile scegliere il numero di dati e i secondi tra un dato e quello successivo. Per determinare i punti tra i valori inseriti sono disponibili l'opzione *Ramp*, attraverso la quale i punti sono interpolati con una retta, o l'opzione *Step* con cui i punti sono collegati con dei gradini. In tutte le simulazioni è stata impiegata la funzione *Ramp*.

4.2.3 Blocchi Multiply e Transform

I blocchi *Multiply* e *Transform* sono contenuti rispettivamente nelle librerie *Controls* e *Controls 2*. I primi permettono di moltiplicare una grandezza per una costante mentre i secondi consentono di calcolare diverse funzioni come il logaritmo naturale, la radice quadrata o l'elevamento a potenza. Questi due blocchi sono stati utilizzati in uno dei controlli, per determinare la temperatura a valle dell'evaporatore in funzione della pressione attraverso un polinomio interpolante, per mantenere il surriscaldamento costante come spiegato in maggior dettaglio nel paragrafo 4.3.

4.3 Strategie di controllo

Nella Tabella 4.3 sono elencate le strategie di controllo utilizzate in funzione della configurazione e delle grandezze controllate. In tutti i casi è stato imposto un valore costante al variare del carico.

T_{31} , T_{11} rappresentano rispettivamente la temperatura in uscita all'evaporatore e al condensatore, T_{11MIX} la temperatura a valle del mixer nella configurazione 3, ΔT_{surr} il surriscaldamento all'evaporatore, P_{21} la pressione a valle della pompa e Le_{Vliq} il livello del liquido nel pozzetto e nel separatore. Nei controlli 8 e 9 il livello del liquido viene regolato variando il numero di giri della pompa, mentre nel controllo 11 anche con la valvola a valle del separatore.

4.3 STRATEGIE DI CONTROLLO

Tabella 4.3: Strategie di controllo utilizzate nelle simulazioni dinamiche

	Configurazione	Grandezze controllate
Controllo 1	1	T_{31} T_{11}
Controllo 2	1	T_{31}
Controllo 3	1	P_{21} T_{11}
Controllo 4	3	T_{31} T_{11MIX}
Controllo 5	2	T_{31} T_{11}
Controllo 6	2	T_{31}
Controllo 7	3	T_{31}
Controllo 8	2	Le_{vliq} T_{11}
Controllo 9	3	Le_{vliq} T_{11MIX}
Controllo 10	2	ΔT_{surr} T_{11}
Controllo 11	3	Le_{vliq} (con valvola) T_{11MIX}
Controllo 12	1	P_{31}

La temperatura T_{31} è stata regolata modificando il numero di giri della pompa. Nel blocco PID sono state utilizzate una costante proporzionale $K_p=3\%$ e una costante integrativa $T_i=0,1$ min. La costante derivativa è nulla in tutte le strategie di controllo in quanto in questa tipologia di impianto, non contribuisce a migliorare in maniera significativa la risposta dei controlli. Inoltre essendo il termine proporzionale alla derivata dell'errore, in sistemi in cui alcune variabili di processo possono variare in maniera repentina (per esempio durante le fasi di spegnimento o accensione) o più in generale in cui il segnale può contenere del rumore, la grandezza controllata può subire delle oscillazioni molto rapide che potrebbero compromettere la stabilità dell'impianto. Le costanti sono state determinate eseguendo più simulazioni usando la stessa strategia e scegliendo i valori che assicurassero un buon controllo, ma che allo stesso tempo non causassero variazioni troppo repentine del numero di giri della pompa. Nelle valvole invece è possibile utilizzare valori più bassi della costante integrativa e quindi risposte più rapide, in quanto non sono presenti organi in movimento. Per questo motivo per regolare la temperatura T_{11} attraverso la valvola a monte del condensatore è stata utilizzata una costante proporzionale $K_p=3\%$ e una integrativa $T_i=0,05$ min (questi valori sono gli stessi per tutti i controlli in cui è stata regolata la portata d'acqua). L'azione dei controlli usati per regolare le temperature T_{31} e T_{11} è in entrambi i casi diretta. Nel primo caso se T_{31} aumenta a seguito di una maggiore portata di gas di scarico il numero di giri della pompa deve crescere per far fluire una maggiore portata di fluido organico riducendo quindi

l'incremento di temperatura. Viceversa se T_{31} diminuisce il numero di giri della pompa deve essere ridotto. Allo stesso modo se T_{11} aumenta occorre aprire maggiormente la valvola a monte del condensatore per far fluire una maggior portata d'acqua di raffreddamento, mentre se T_{11} diminuisce occorre ridurre la portata.

Nella Figura 4.13 è rappresentato il diagramma di flusso del controllo 1 con i blocchi *Timedata*, utilizzati per variare la temperatura e la portata della sorgente termica, e i blocchi PID usati per regolare le temperature T_{31} e T_{11} .

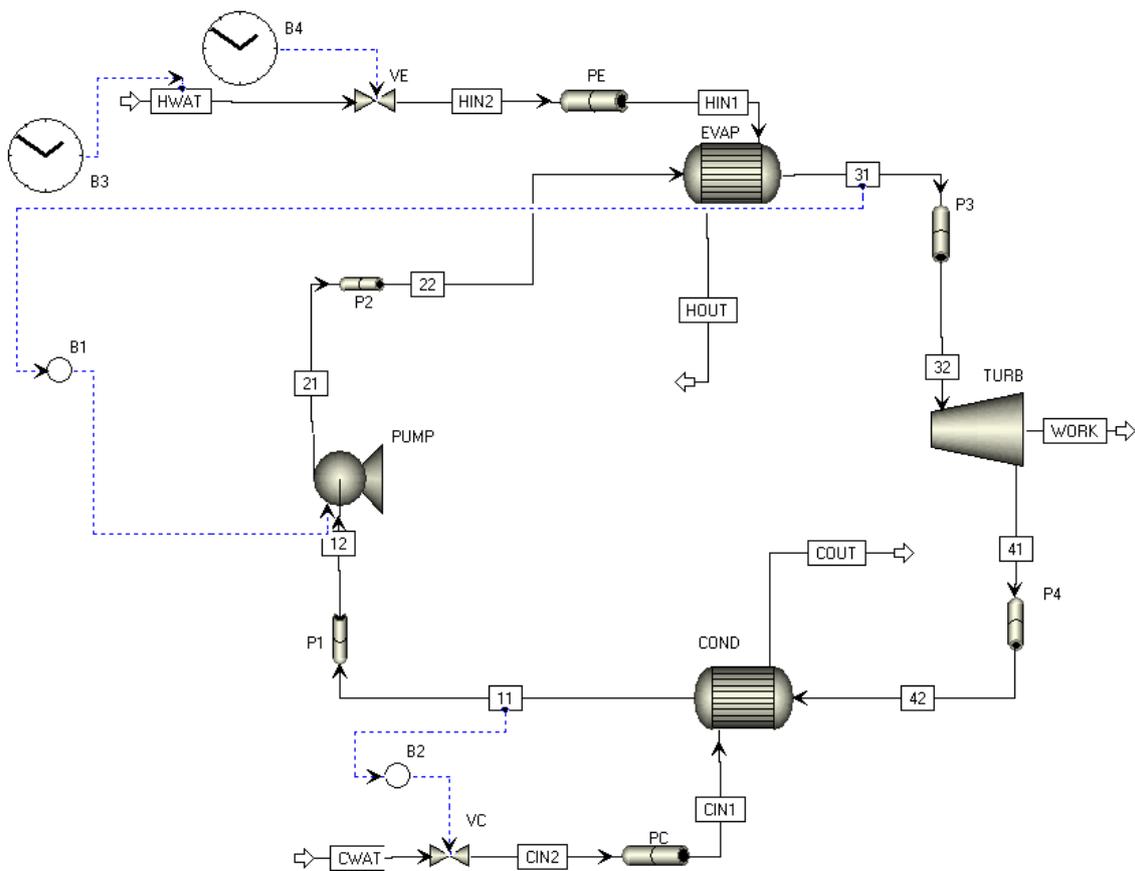


Figura 4.13: Diagramma di flusso del controllo 1

Nei controlli in cui non è stata regolata la temperatura a valle del condensatore è stato utilizzato solo il blocco PID collegato alla pompa, mentre la portata d'acqua di raffreddamento è rimasta costante in qualsiasi condizione di carico.

Nei controlli 3 e 12 la pressione massima del ciclo è stata regolata variando il numero di giri della pompa e le costanti utilizzate anche in questo caso sono pari a $K_p=3\%$ e $T_i=0,1$ min. Allo stesso modo anche l'azione del controllo è diretta.

4.3 STRATEGIE DI CONTROLLO

Il controllo 12 tuttavia è stato scartato subito in quanto dalle simulazioni è emerso che in off-design, regolando soltanto la pressione massima senza controllare la temperatura T_{11} , le prestazioni del ciclo calano notevolmente rispetto alle altre tipologie di controllo.

Nei controlli 8 e 9 per regolare il livello del liquido con la pompa sono state utilizzate delle costanti più lente, in quanto le variazioni del livello sono molto ridotte rispetto a quelle delle temperature T_{31} e T_{11} e quindi se fossero state utilizzate le stesse costanti a seguito di piccole oscillazioni del livello, il numero di giri della pompa sarebbe aumentato o diminuito in maniera eccessiva. Nel controllo 8 sono state usate le costanti $K_p=0,1\%$ e $T_i=1000$ min, mentre nel controllo 9 $K_p=1\%$ e $T_i=1000$ min (in questo caso K_p è maggiore in quanto nel separatore è presente anche vapore e quindi il livello del battente di liquido varia diversamente rispetto al pozzetto).

In figura è rappresentato il diagramma di flusso del controllo 8 (nel controllo 9 i blocchi PID sono posizionati nello stesso modo).

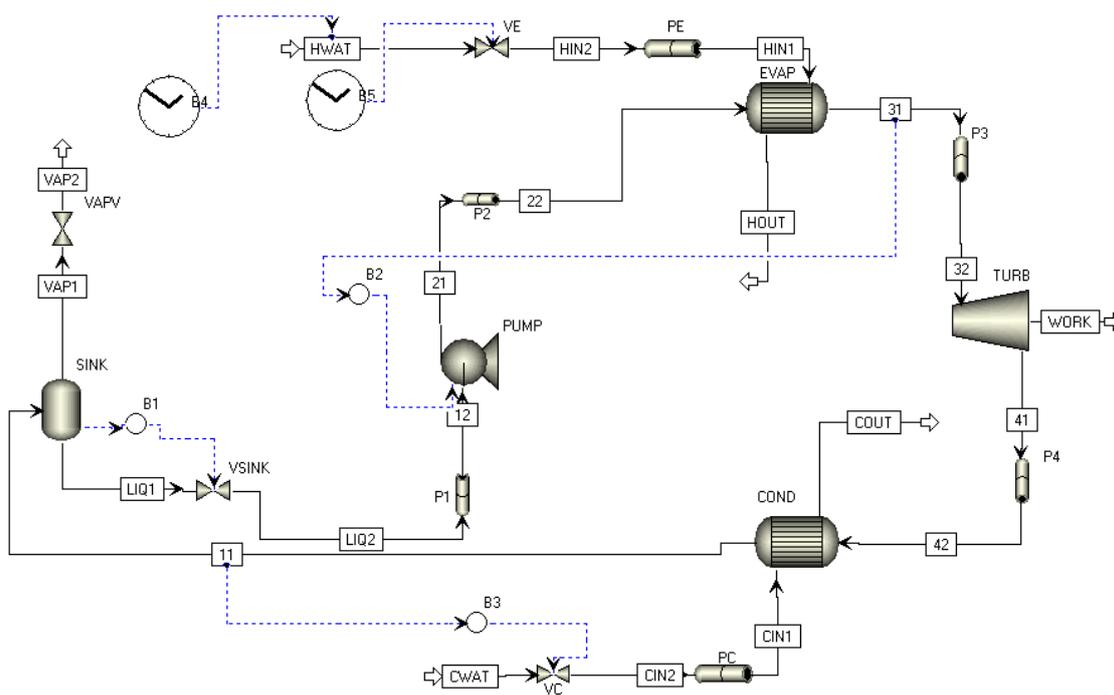


Figura 4.14: Diagramma di flusso del controllo 8

Nel controllo 11 il livello del liquido è stato regolato anche con l'ausilio della valvola a valle del separatore. In questo caso le costanti del blocco PID che controlla la valvola sono pari a $K_p=3\%$ e $T_i=0,5$ min (con le valvole è possibile usare valori più veloci), mentre

quelle usate per regolare la pompa sono $K_p=0,01\%$ e $T_i=1000$ min (molto lente in quanto la maggior parte della regolazione viene effettuata attraverso la valvola).

In figura è rappresentato il diagramma di flusso del controllo 11.

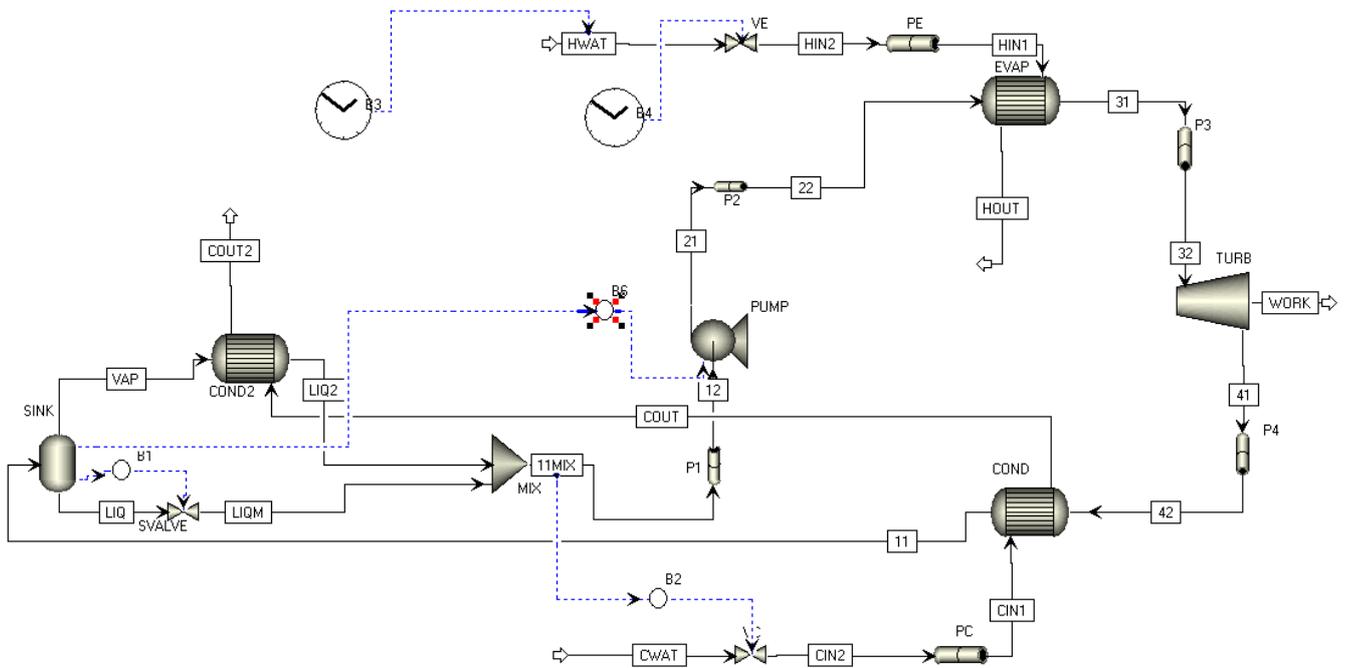


Figura 4.15: Diagramma di flusso del controllo 11

Per il controllo 10 il surriscaldamento è mantenuto costante variando la temperatura massima del ciclo in funzione della pressione in uscita all'evaporatore. Di conseguenza il set point non è costante e quindi nel blocco PID occorre utilizzare la funzione *Cascade*. Per calcolare la temperatura T_{31} in funzione della pressione sono stati utilizzati i blocchi *Multiply* e *Transform* come spiegato nel paragrafo 4.2.3 attraverso dei polinomi interpolanti. Per ricavare i polinomi sono state determinate le temperature di saturazione corrispondenti a diversi valori di pressione mediante il software Refprop®, è stato sommato il surriscaldamento presente in condizioni di progetto e i valori ottenuti sono stati interpolati utilizzando Excel®. Nelle figure successive sono rappresentate le equazioni corrispondenti ai diversi fluidi.

4.3 STRATEGIE DI CONTROLLO

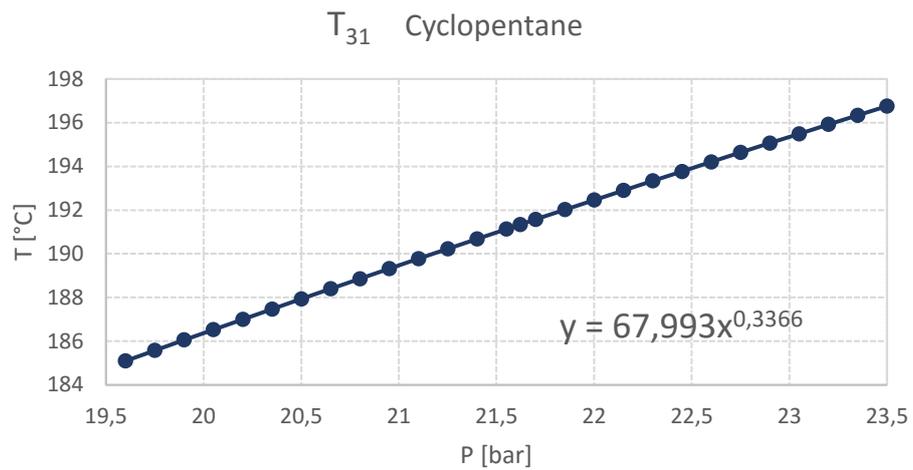


Figura 4.16: Equazione interpolante utilizzata nel controllo 10 con il ciclopentano

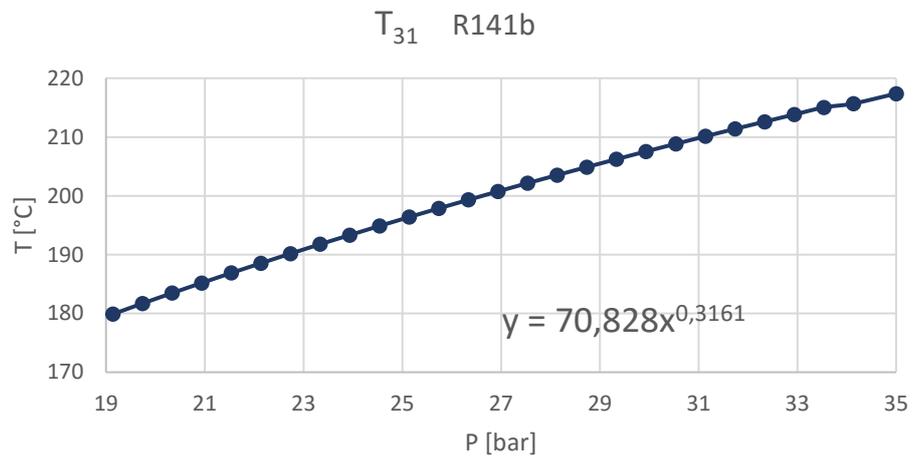


Figura 4.17: Equazione interpolante utilizzata nel controllo 10 con l'R141b

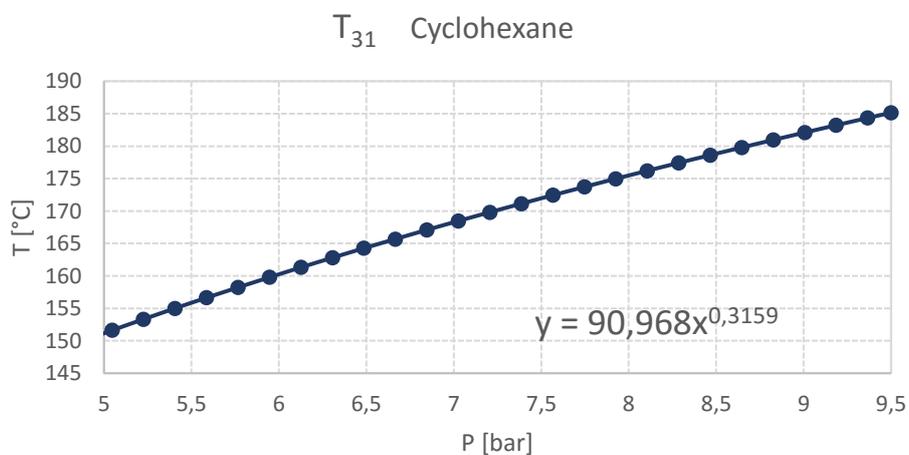


Figura 4.18: Equazione interpolante utilizzata nel controllo 10 con il cicloesano

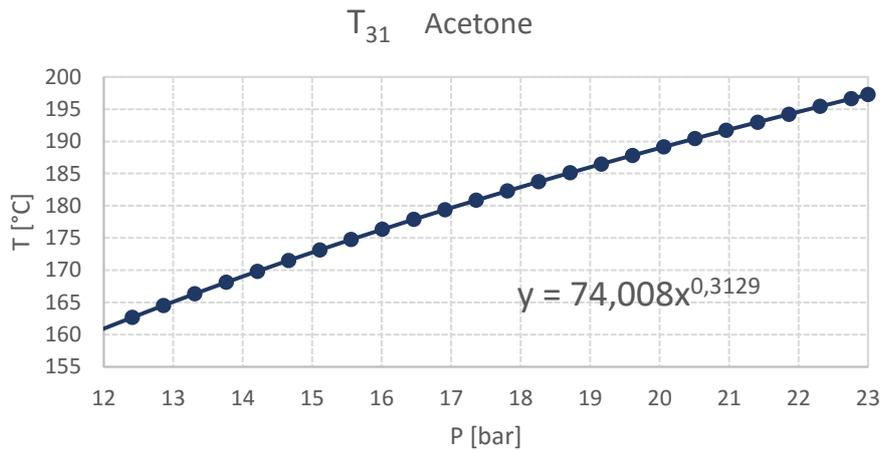


Figura 4.19: Equazione interpolante utilizzata nel controllo 10 con l'acetone

Nella Figura 4.20 è rappresentato il diagramma di flusso del controllo 10.

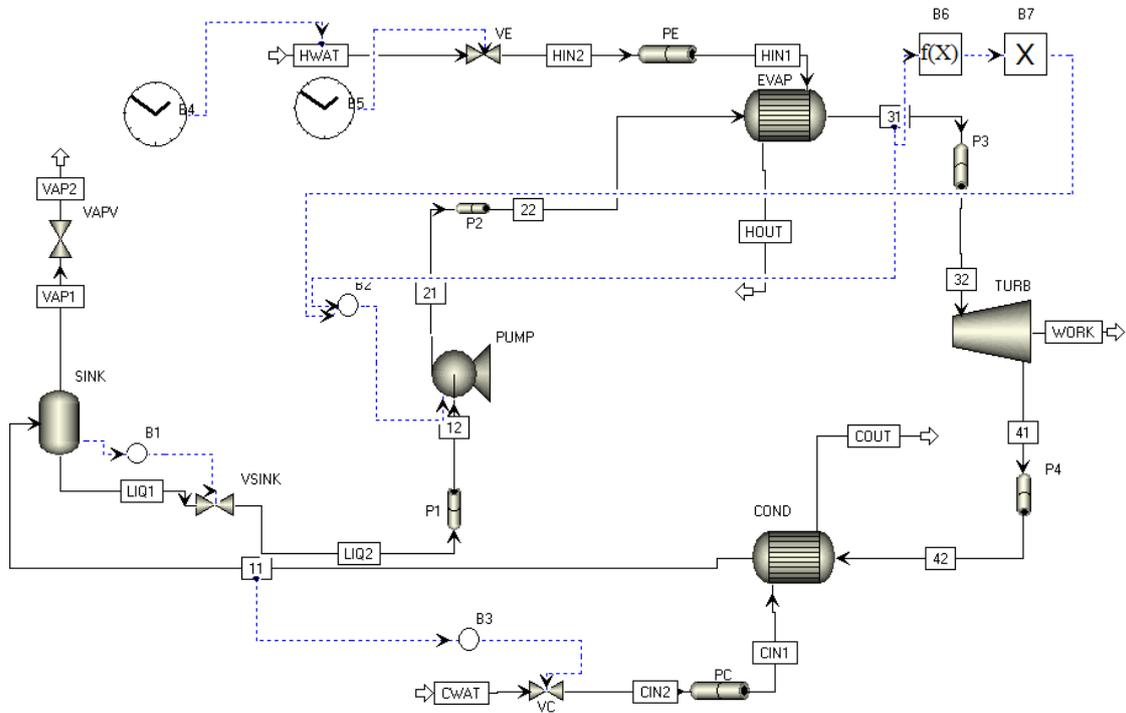


Figura 4.20: Diagramma di flusso del controllo 10

Nel blocco *Transform* la pressione del punto 31 viene elevata a potenza, mentre nel blocco *Multiply* l'output viene moltiplicato per la costante del polinomio interpolante. Il valore calcolato costituisce il set point del blocco PID che regola il numero di giri della pompa.

4.4 Transitori

Nelle simulazioni effettuate in Aspen Plus Dynamics® è stato studiato il comportamento dei cicli a seguito della variazione della sorgente termica in due diversi transitori. Il primo della durata di 37 minuti (Figura 4.21) presenta delle variazioni di carico della durata di 1 minuto seguite da degli intervalli di 11 minuti ed è stato simulato con le configurazioni con ciclopentano per determinare le strategie di controllo più presentanti. Gli intervalli hanno permesso di analizzare l'entità delle oscillazioni delle grandezze termodinamiche nei diversi punti del ciclo. La prima variazione avviene dopo 5 minuti in quanto nei primi istanti viene effettuata l'inizializzazione e quindi è necessario del tempo perché tutti i parametri si stabilizzino. Dai risultati ottenuti è emerso che le strategie di controllo più efficienti sono la 5, la 6 e la 10.

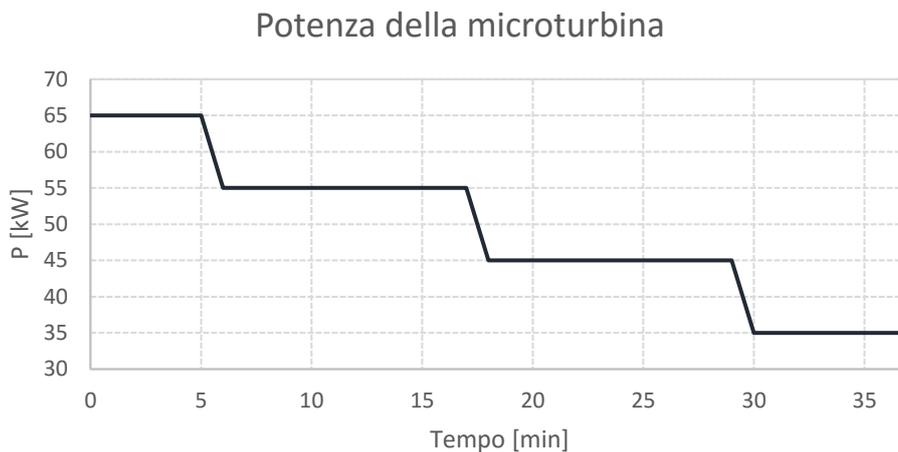


Figura 4.21: Andamento della potenza della microturbina nel primo transitorio

Il secondo transitorio (Figure 4.22÷4.24) della durata di 2 ore e 11 minuti è stato ricavato a partire dalla curva di carico della turbina a gas nel mese di novembre. In questo caso sono stati analizzati per tutti i fluidi i risultati dei controlli più prestanti al fine di determinare il fluido e la strategia di controllo migliori.

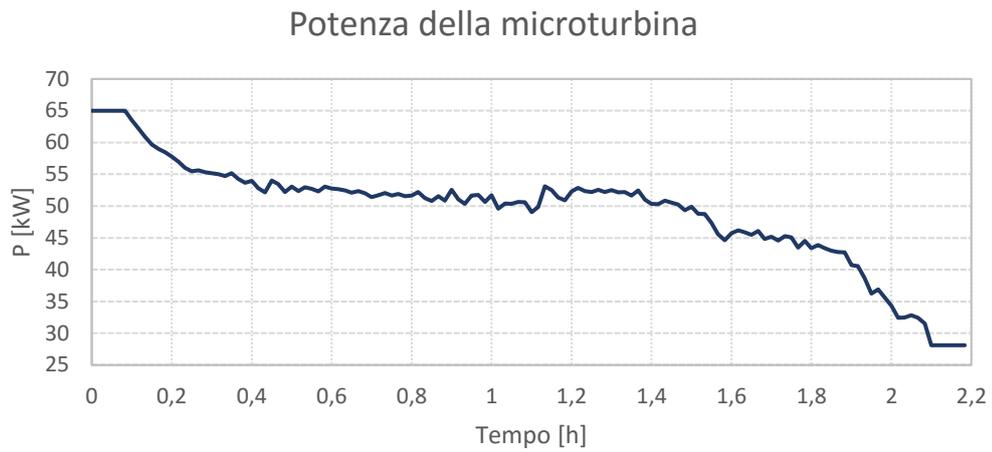


Figura 4.22: Andamento della potenza della microturbina nel secondo transitorio

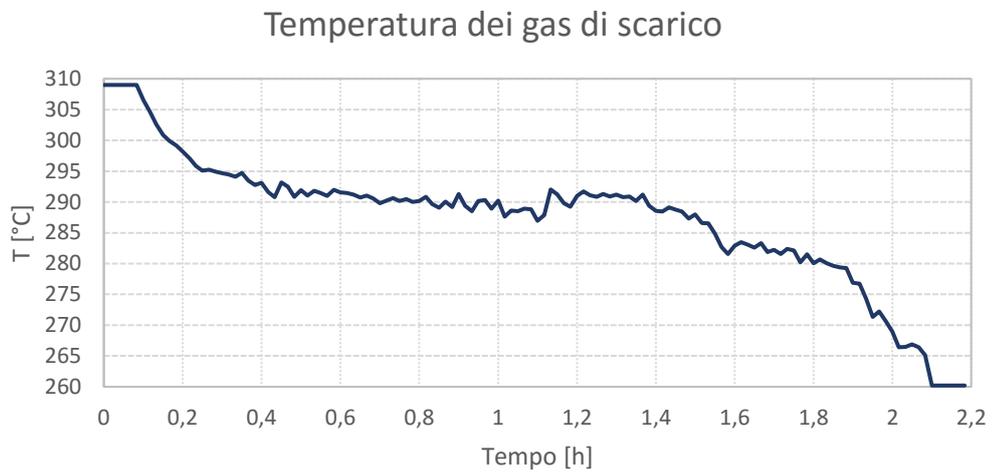


Figura 4.23: Andamento della temperatura dei gas di scarico nel secondo transitorio

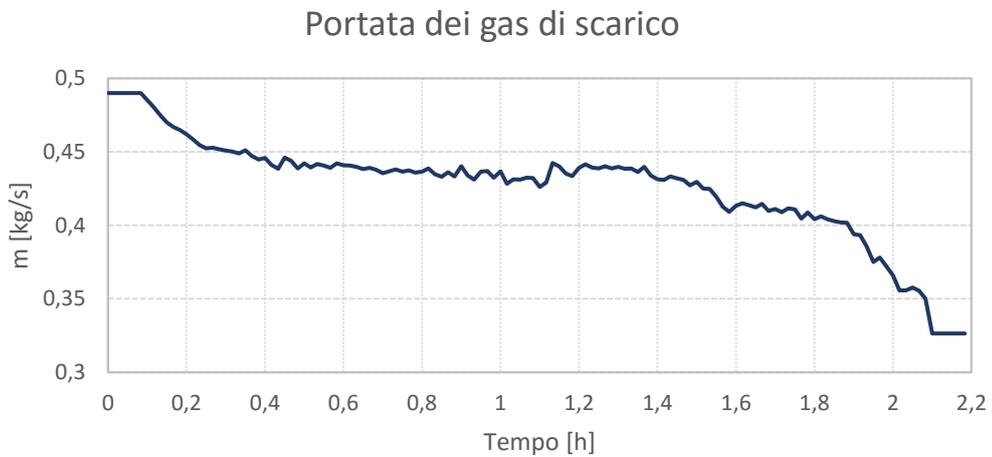


Figura 4.24: Andamento della portata dei gas di scarico nel secondo transitorio

Capitolo 5

Analisi dei Risultati

In questo capitolo sono riportati i risultati delle simulazioni effettuate in Aspen Plus® e Aspen Plus Dynamics®. Nel paragrafo iniziale vengono confrontate le caratteristiche principali dei cicli in condizioni di progetto calcolate con l'ORC-PD tool e con Aspen. Nei paragrafi successivi sono presentati gli andamenti dei principali parametri in condizioni di off-design, calcolati nelle simulazioni in regime quasi-stazionario e dinamico. I diagrammi T-s sono stati tracciati esportando le proprietà termodinamiche dei diversi punti dei cicli in un foglio Excel e successivamente elaborando i dati con il software Refprop® attraverso uno script scritto in MATLAB®, mentre i grafici che rappresentano gli andamenti delle diverse variabili sono stati realizzati direttamente in Excel. Lo scopo delle simulazioni è lo studio del comportamento dei cicli ai carichi parziali in funzione del fluido, della strategia di controllo e del layout.

5.1 Risultati in condizione di progetto

Nella Tabella 5.1 sono riportati i parametri principali dei cicli studiati in condizioni di progetto. A parità di fluido i risultati non variano per le diverse configurazioni (le cui caratteristiche sono definite nel paragrafo 3.1) in quanto i modelli sono stati realizzati in modo che le prestazioni al design-point siano il più possibile costanti (per quanto riguarda le potenze in turbina lo scostamento è dell'ordine del 0,03%) al fine di confrontare in modo coerente i risultati nelle successive simulazioni in off-design. Nel paragrafo 3.1.4 è infatti possibile osservare come le temperature, le pressioni e la portata siano pressoché uguali per i diversi punti.

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

	Ciclopentano	R141b	Cicloesano	Acetone
\dot{m} [kg/s]	0,21	0,36	0,21	0,16
\dot{W}_{turb} [kW]	17,43	17,40	16,38	16,56
\dot{W}_{pump} [kW]	1,06	1,73	0,43	0,82
$P_{th,net}$ [kW]	16,37	15,67	15,95	15,74
$P_{el,net}$ [kW]	13,31	12,52	13,16	12,87
\dot{Q}_{eva} [kW]	115,58	111,52	115,49	107,68
\dot{Q}_{cond} [kW]	98,22	94,84	98,65	91,03
$T_{in,turb}$ [°C]	191,16	215,51	184,28	196,47
p_{ev} [bar]	21,64	34,17	9,39	22,78
p_{cond} [bar]	1,59	2,65	0,55	1,36
η_{turb}	0,769	0,774	0,766	0,758
η_{pump}	0,60	0,60	0,60	0,60
$\eta_{th,net}$	0,142	0,141	0,138	0,146
$\eta_{el,net}$	0,115	0,112	0,114	0,119

I termini $P_{th,net}$, $P_{el,net}$, $\eta_{th,net}$, $\eta_{el,net}$ rappresentano rispettivamente la potenza termica ed elettrica netta e il rendimento termico ed elettrico netto del ciclo e sono definiti secondo le seguenti equazioni:

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

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

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

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

5.1 RISULTATI IN CONDIZIONE DI PROGETTO

$\eta_{mec,EXP}$, $\eta_{el,GEN}$, $\eta_{mec,P}$, $\eta_{el,P}$ sono il rendimento meccanico dell'espansore e della pompa ed il rendimento elettrico del generatore e del motore della pompa, sono stati ipotizzati costanti a tutti i carichi e i loro valori sono riportati nella Tabella 2.3.

Dalla Tabella 5.1 risulta che le configurazioni con la potenza $P_{el,net}$ maggiore sono quelle funzionanti con ciclopentano. È possibile osservare inoltre come la potenza \dot{W}_{pump} sia particolarmente elevata nel caso dell'R141b e relativamente bassa con il cicloesano. La potenza assorbita dalla pompa è proporzionale alla portata volumetrica del fluido, alla prevalenza e alla densità liquido. Queste grandezze sono riportate nelle tabelle 3.12 e 3.14 e si può vedere come la portata volumetrica sia all'incirca costante per tutti i fluidi, mentre la densità dell'R141b sia notevolmente maggiore e la prevalenza del cicloesano sensibilmente più bassa. Per questo motivo sebbene la potenza in turbina \dot{W}_{turb} nelle configurazioni con R141b sia superiore a quella con cicloesano le potenze termica ed elettrica netta sono inferiori.

Nella tabella successiva sono messi a confronto i parametri termodinamici ricavati nelle simulazioni in Aspen® e con l'ORC-PD tool, ed è possibile notare come le variazioni dei valori calcolati siano relativamente basse.

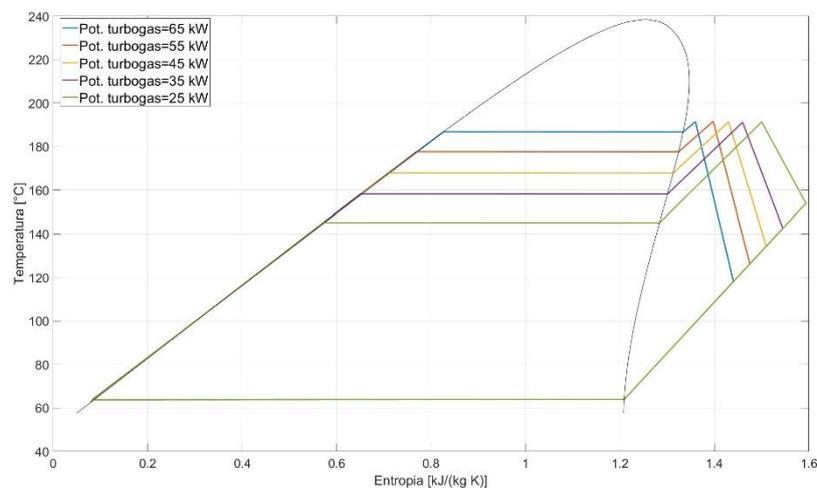
Tabella 5.2: Confronto dei risultati delle simulazioni effettuate in Aspen Plus® e in MATLAB®

	Ciclopentano			R141b		
	Matlab	Aspen	Diff. rel. [%]	Matlab	Aspen	Diff. rel. [%]
$P_{el,net}$ [kW]	13,18	13,31	-1,02	13,10	12,52	4,40
$\eta_{el,net}$	0,118	0,115	2,37	0,118	0,112	4,82
$T_{in,turb}$ [°C]	186,85	191,16	-2,31	215,85	215,51	0,16
p_{ev} [bar]	21,67	21,64	0,14	34,22	34,17	0,15

	Cicloesano			Acetone		
	Matlab	Aspen	Diff. rel. [%]	Matlab	Aspen	Diff. rel. [%]
$P_{el,net}$ [kW]	12,91	13,16	-1,94	12,47	12,87	-3,19
$\eta_{el,net}$	0,115	0,114	0,91	0,123	0,119	2,85
$T_{in,turb}$ [°C]	178,85	184,28	-3,04	196,85	196,47	0,19
p_{ev} [bar]	9,42	9,39	0,32	22,79	22,78	0,04

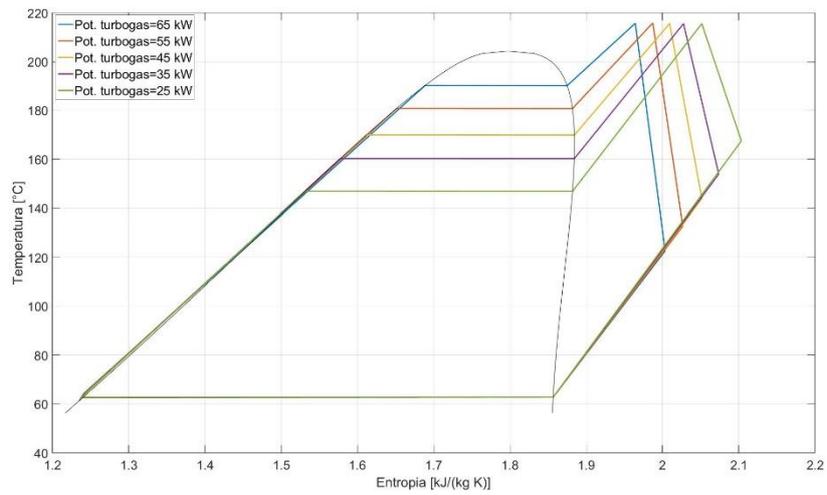
5.2 Risultati in off design in regime quasi-stazionario

In questa sezione vengono esaminati i risultati derivati dalle simulazioni in off design effettuate col software Aspen Plus® in regime quasi-stazionario. Nella parte iniziale sono riportati i diagrammi T-s in funzione della potenza elettrica prodotta dalla microturbina per cinque condizioni di carico differenti. Nella parte successiva sono riportati gli andamenti dei parametri che caratterizzano le prestazioni globali dei cicli e dei singoli componenti. Nelle Figure 5.1 e 5.2 sono raffigurati i diagrammi T-s relativi sia alle simulazioni in cui la turbina è stata modellata col metodo di Stodola, sia con le curve caratteristiche, come spiegato nel paragrafo 3.2.3. A parità di fluido i diagrammi non variano per le diverse configurazioni in quanto Aspen Plus®, diversamente da Aspen Plus Dynamics®, simula il pozzetto e il separatore come dei blocchi in cui avvengono semplicemente un aumento di pressione (dovuto all'altezza della colonna di liquido) e la separazione delle fasi liquido e vapore (nel caso del separatore). Di conseguenza le configurazioni 2 e 3 sostanzialmente equivalgono alla configurazione 1 (per esempio lo scostamento massimo registrato della potenza in turbina \dot{W}_{turb} è pari allo 0,17% nella condizione di carico più bassa). Tuttavia nelle simulazioni in regime dinamico il pozzetto e il separatore vengono modellati in modo dettagliato ed è quindi possibile analizzarne gli effetti sul comportamento del ciclo, osservando in particolare i benefici legati alla presenza del pozzetto. Quindi la simulazione in regime quasi-stazionario permette di studiare le prestazioni della configurazione 1 ai carichi parziali e di determinare i coefficienti necessari per la modellazione degli scambiatori in Aspen Plus Dynamics®, come spiegato nella sezione 4.1.

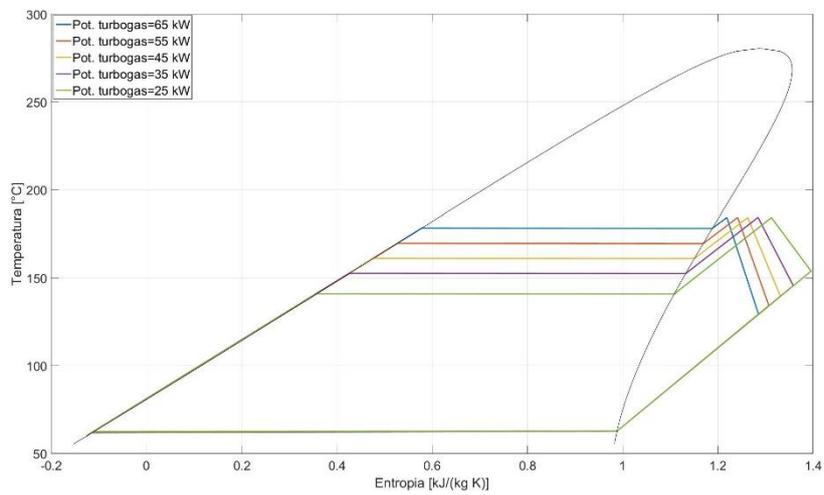


(a) Ciclopentano

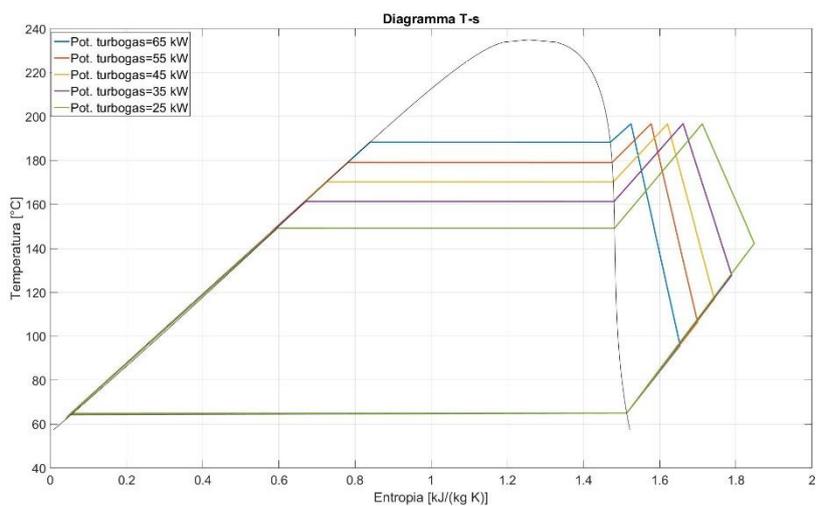
5.2 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME QUASI-STAZIONARIO



(b) R141b



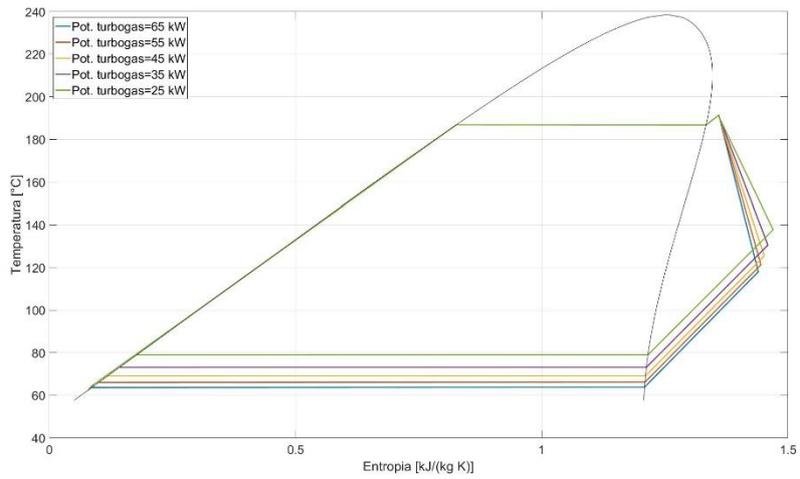
(c) cicloesano



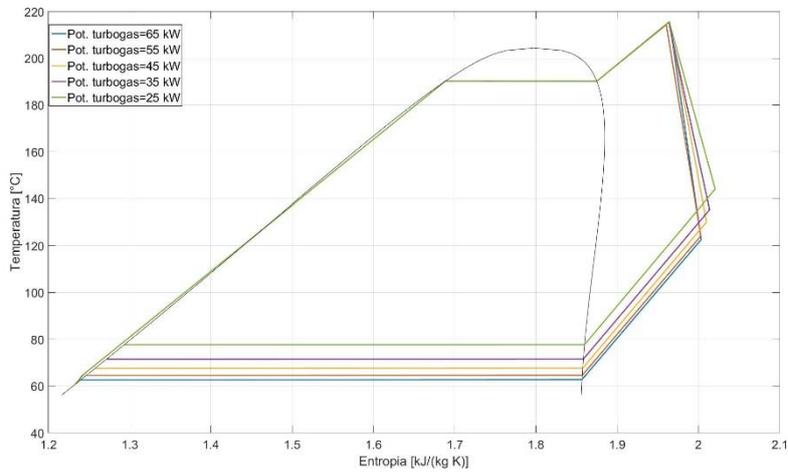
(d) acetone

Figura 5.1: Diagrammi T-s delle configurazioni a carico parziale nelle simulazioni in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola

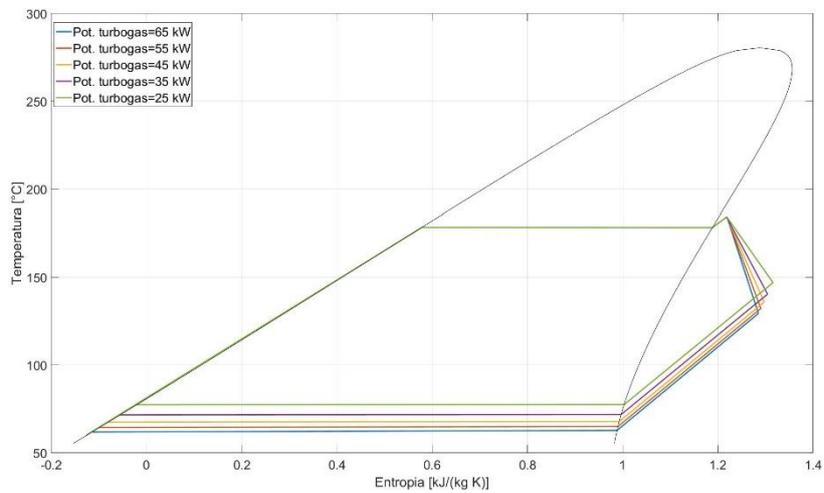
CAPITOLO 5 ANALISI DEI RISULTATI



(a) Ciclopentano

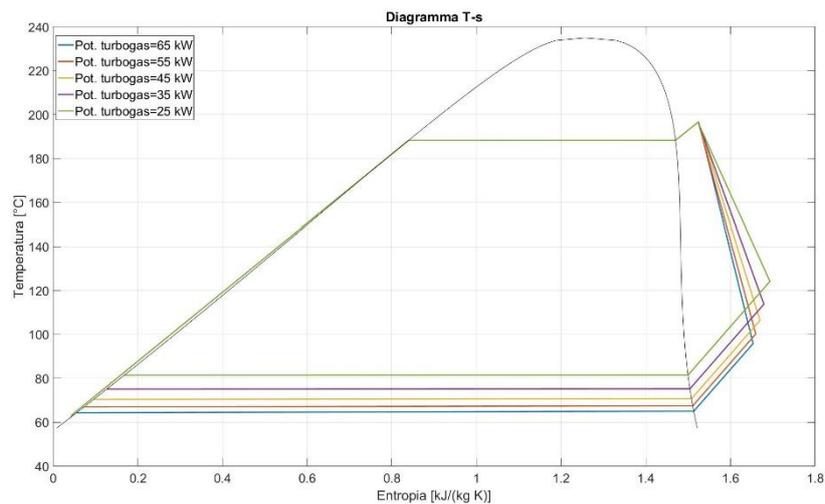


(b) R141b



(c) cicloesano

5.2 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME QUASI-STAZIONARIO



(d) acetone

Figura 5.2: Diagrammi T-s delle configurazioni a carico parziale nelle simulazioni in cui la turbina è stata modellata con le curve caratteristiche

Nei diagrammi in cui è stato utilizzato il modello di Stodola è possibile osservare una progressiva riduzione della pressione di evaporazione al diminuire del carico. Ciò è dovuto alla strategia di controllo utilizzata che prevede temperatura massima di ciclo costante e quindi 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 relazione 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.

Nei diagrammi in cui la turbina è stata modellata attraverso le curve caratteristiche si nota invece un aumento della pressione di condensazione in quanto la strategia di controllo impiegata prevede temperatura di ingresso turbina e pressione di evaporazione costanti. La scelta di fissare la pressione di evaporazione è dettata dal fatto che, come già accennato nella sezione 3.2.3, nelle simulazioni dinamiche nella prima configurazione effettuando la regolazione con i controlli PID, la pressione resta pressoché costante ai carichi parziali, in quanto il numero di giri della pompa assume valori maggiori rispetto a quelli imposti dall'equazione di Stodola. Per esempio con il ciclopentano, quando la potenza prodotta dalla microturbina è pari a 25 kW, con Stodola il numero di giri è pari a 1990 rpm, mentre nel secondo caso ammonta a 2870 rpm. Di conseguenza la pressione di condensazione aumenta in quanto ai carichi parziali il salto entalpico in turbina diminuisce.

5.2.1 Prestazioni globali

Nelle figure successive sono rappresentati gli andamenti della portata di massa e della potenza termica netta dei cicli, al variare della potenza elettrica prodotta dalla microturbina.

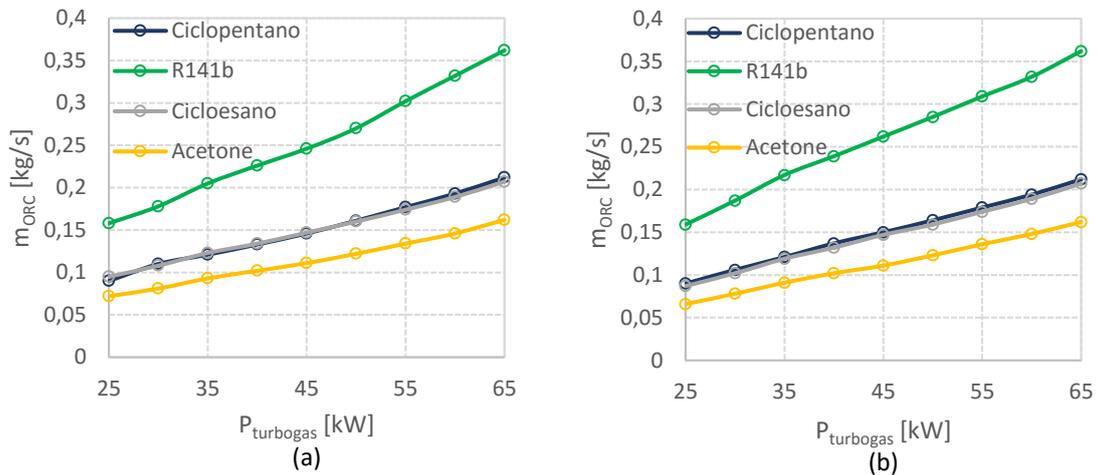


Figura 5.3: Andamento della portata di massa del fluido organico nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

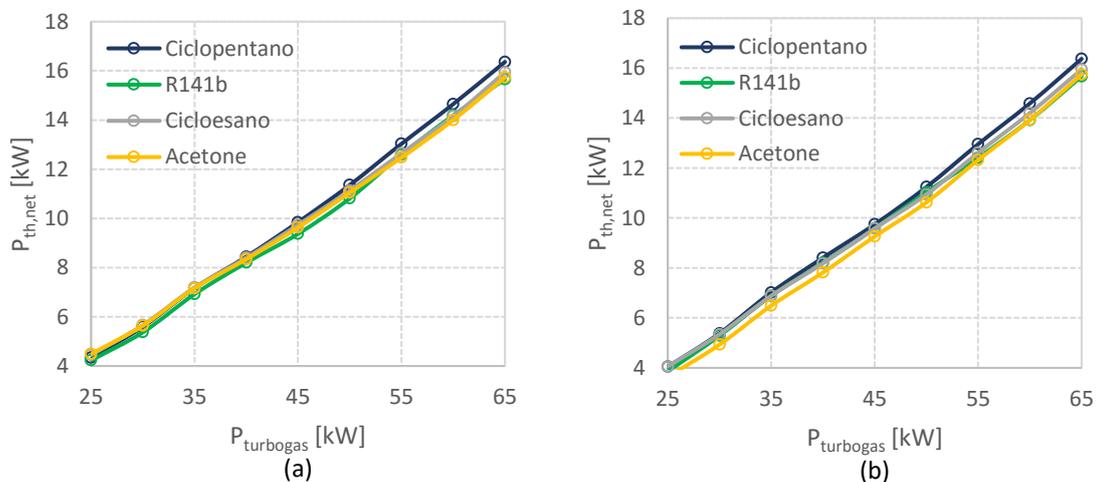


Figura 5.4: Andamento della potenza termica netta nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

È possibile osservare che la portata di massa dei fluidi non varia in funzione della metodologia con cui viene simulata la turbina. Diversamente, per quanto riguarda la potenza termica netta, utilizzando il modello di Stodola i valori sono leggermente più alti per potenze della microturbina inferiori a 45 kW (nella condizione di carico più bassa la differenza è dell'ordine del 6%). Ciò è dovuto principalmente al fatto che, con il modello

5.2 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME QUASI-STAZIONARIO

di Stodola, ai carichi parziali il salto entalpico in turbina è leggermente più alto e la pressione di evaporazione più bassa, quindi la potenza sviluppata dalla turbina è maggiore, mentre la potenza assorbita dalla pompa assume valori inferiori.

Per potenze della microturbina superiori a 45 kW il fluido più performante è il ciclopentano, mentre per potenze inferiori il cicloesano presenta una potenza termica netta pressoché uguale e leggermente più elevata nell'intervallo tra i 30 kW e i 25kW. Modellando la turbina con le curve caratteristiche, il salto entalpico nelle configurazioni con acetone diminuisce maggiormente rispetto agli altri fluidi e ciò si ripercuote in una più marcata riduzione della potenza termica netta in relazione a quella calcolata con Stodola.

Nelle Figure 5.5÷5.7 sono riportati gli andamenti della potenza elettrica e del rendimento elettrico netto.

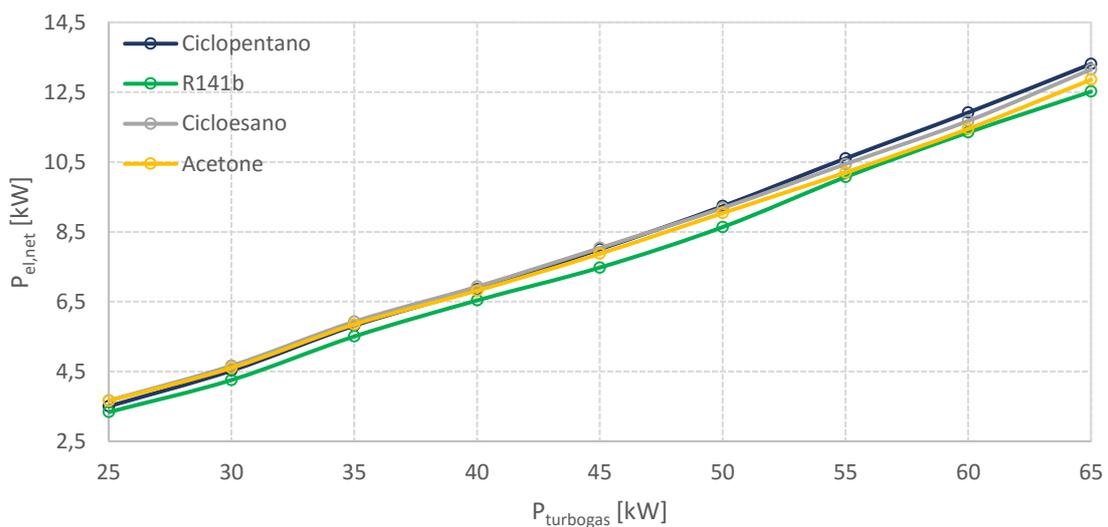


Figura 5.5: Andamento della potenza elettrica netta nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola

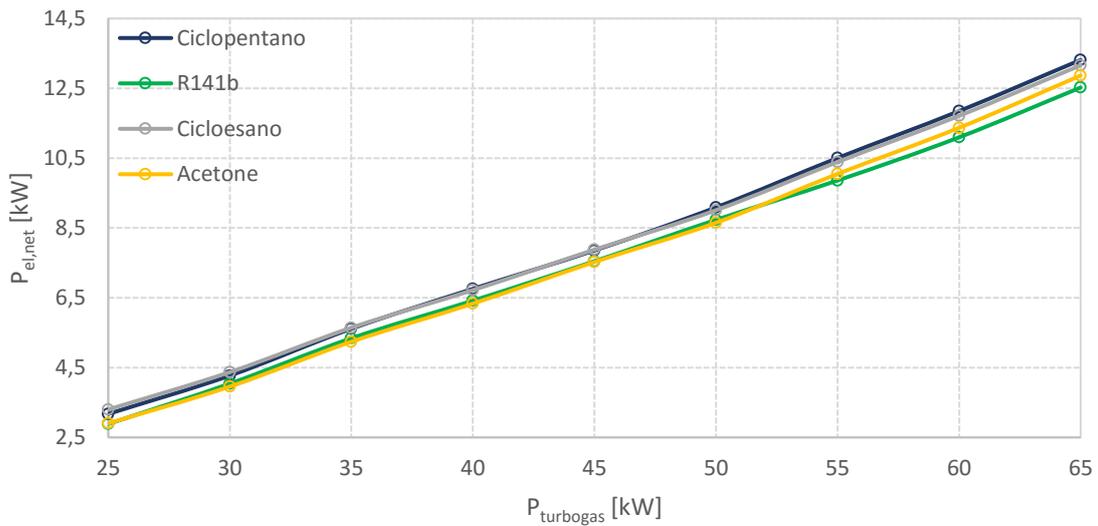


Figura 5.6: Andamento della potenza elettrica netta nei cicli in cui la turbina è stata modellata con le curve caratteristiche

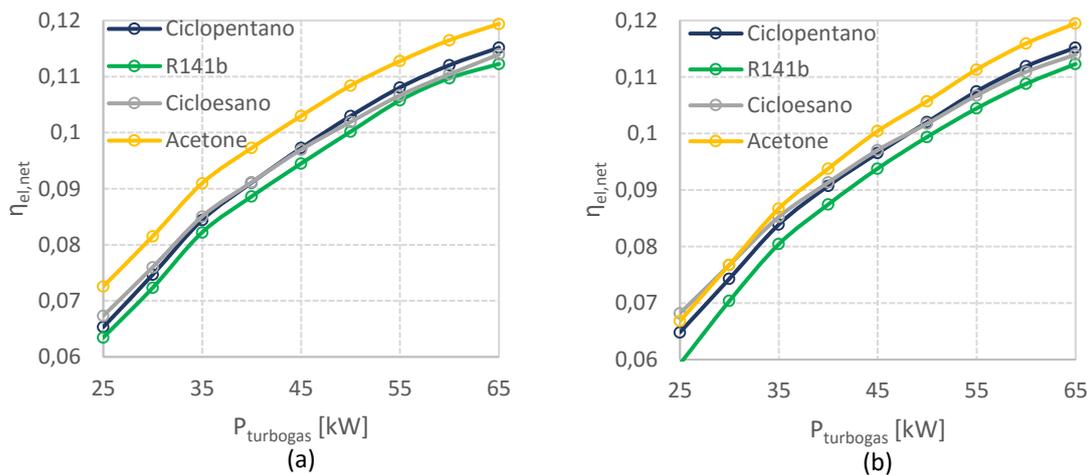


Figura 5.7: Andamento del rendimento elettrico netto nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

La potenza elettrica netta differisce dalla potenza termica netta soltanto per l'introduzione dei rendimenti meccanici ed elettrici, costanti al variare del carico. Ai carichi più alti il ciclopentano resta il fluido più performante, mentre ai carichi più bassi il cicloesano è caratterizzato da una potenza elettrica netta leggermente superiore (lo scostamento è del 4% nella condizione di carico più bassa). L'R141b è il fluido che presenta la potenza elettrica e il rendimento elettrico netto più bassi in quanto penalizzato dalla maggiore potenza assorbita alla pompa. Dalla Figura 5.7 si può notare come il rendimento dei cicli con acetone sia sensibilmente più alto rispetto agli altri fluidi in tutto l'intervallo di carico. Ciò è dovuto principalmente al fatto che la potenza assorbita dall'evaporatore è più bassa rispetto agli altri cicli.

5.2 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME QUASI-STAZIONARIO

Questi confronti non tengono conto delle curve di durata del carico della microturbina e quindi non sono sufficienti per stabilire quale sia il fluido più prestante, tuttavia permettono di effettuare una valutazione preliminare del comportamento dei cicli.

5.2.2 Prestazioni dei componenti

In questa sezione vengono analizzati i risultati relativi alle prestazioni dei singoli componenti.

Nelle Figure 5.8 e 5.9 sono riportati gli andamenti della potenza prodotta in turbina e del rendimento isoentropico della macchina al variare del carico.

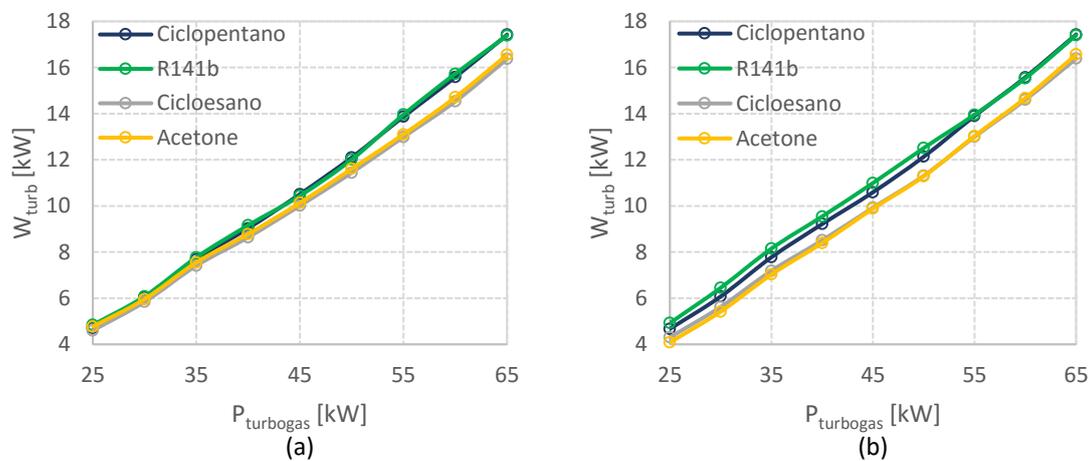


Figura 5.8: Andamento della potenza prodotta in turbina nei cicli in cui è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

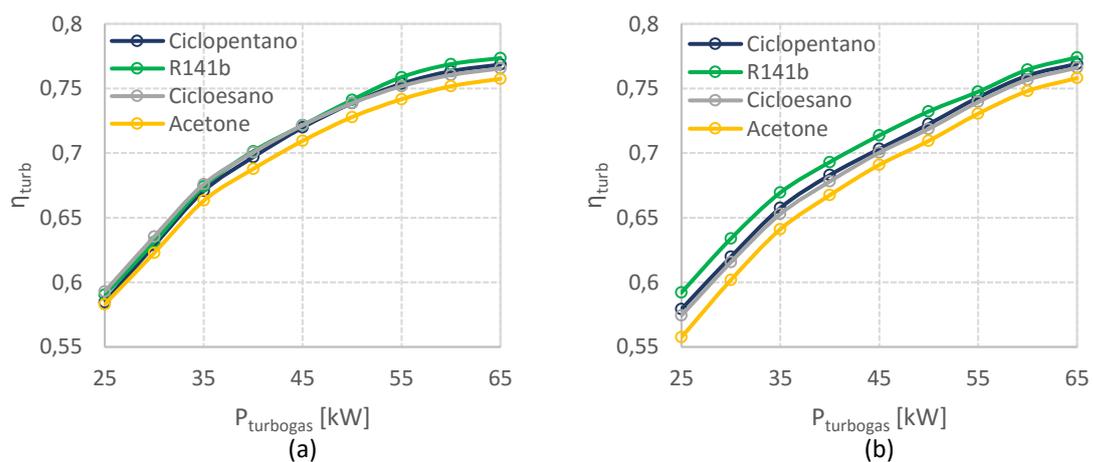


Figura 5.9: Andamento del rendimento isoentropico della turbina nei cicli in cui è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

Come già accennato, in Figura 5.8 si può notare come modellando la turbina col modello di Stodola la potenza prodotta risulti leggermente superiore, soprattutto nei cicli con cicloesano e acetone. Inoltre se con Stodola al diminuire del carico lo scarto fra le quattro curve si riduce fino ad annullarsi, con la seconda strategia di controllo ai carichi più bassi c'è una differenza più marcata (al minimo del carico con l'R141b la potenza in turbina è maggiore rispetto all'acetone del 22%). L'R141b e il ciclopentano presentano i valori più alti anche per quanto concerne i rendimenti isoentropici, tuttavia come nel caso delle potenze, utilizzando il modello di Stodola gli scarti tendono ad annullarsi al diminuire del carico, mentre utilizzando le curve caratteristiche le disparità assumono all'incirca gli stessi valori presenti in condizione di progetto.

Nelle Figure 5.10 e 5.11 sono rappresentati gli andamenti della potenza assorbita dalla pompa e del rendimento isoentropico della macchina.

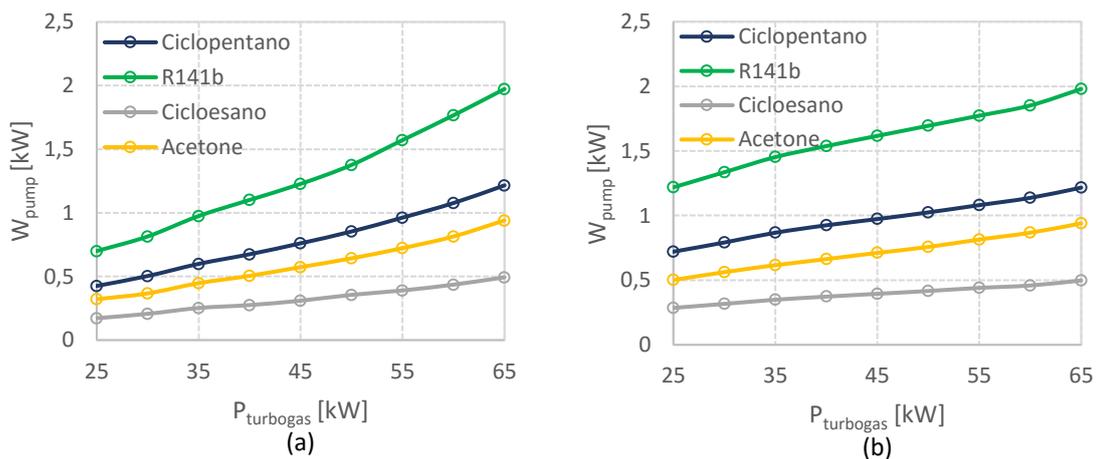


Figura 5.10: Andamento della potenza assorbita dalla pompa nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

La potenza assorbita nei cicli funzionanti con R141b è sensibilmente più alta in quanto, come già spiegato nel paragrafo 5.1, l'R141b ha una densità del liquido notevolmente maggiore rispetto agli altri fluidi. Per questo motivo sebbene la potenza prodotta dalla turbina sia più elevata rispetto a quella del cicloesano e dell'acetone la potenza elettrica netta è inferiore. Viceversa, nel caso del cicloesano la potenza assorbita dalla pompa è relativamente bassa in quanto la prevalenza assume valori inferiori rispetto agli altri fluidi. Il ciclopentano e l'acetone hanno densità del liquido e prevalenza piuttosto simili, tuttavia nei cicli funzionanti con acetone la portata volumetrica è più bassa il che giustifica la minore potenza assorbita. Come già sottolineato più volte, nei cicli in cui viene utilizzato il modello di Stodola la pressione di evaporazione diminuisce ai carichi

5.2 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME QUASI-STAZIONARIO

parziali e quindi la potenza \dot{W}_{pump} è inferiore rispetto a quella che si ha regolando il ciclo con la seconda strategia di controllo, in cui la pressione viene mantenuta costante.

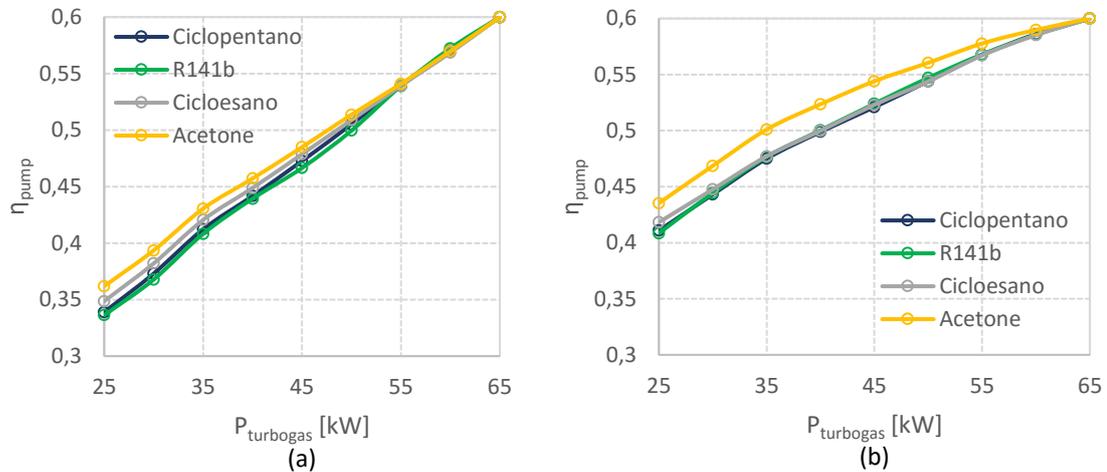


Figura 5.11: Andamento del rendimento isoentropico della pompa nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

Per quanto concerne i rendimenti isoentropici, rispetto agli andamenti delle turbine, i rendimenti delle pompe risultano più lineari al variare del carico. Impiegando le curve caratteristiche si registrano valori maggiori rispetto a quelli ottenuti con Stodola perché il numero di giri è più elevato, in quanto la pressione di evaporazione è mantenuta costante ai carichi parziali.

Nelle Figure 5.12 e 5.13 sono riportate le potenze scambiate negli evaporatori e nei condensatori.

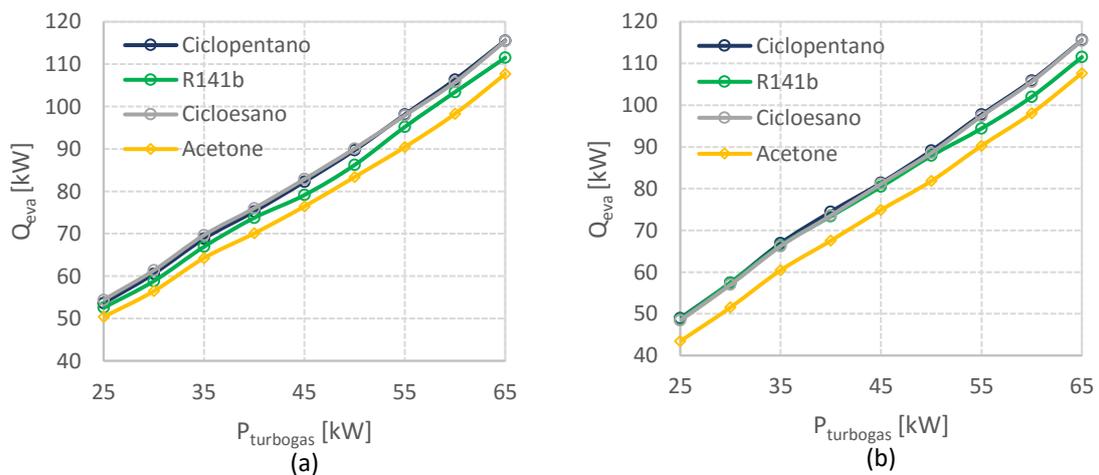


Figura 5.12: Andamento della potenza scambiata all'evaporatore nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

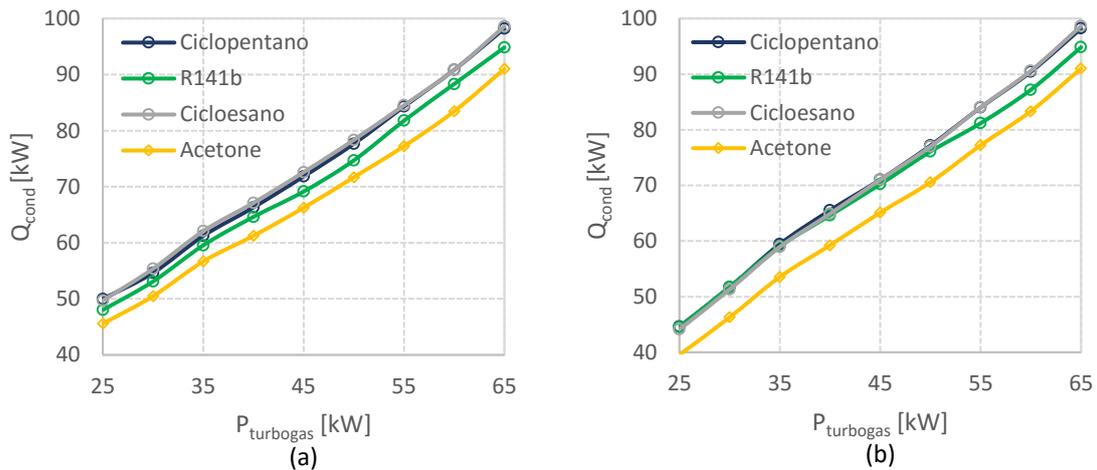


Figura 5.13: Andamento della potenza scambiata al condensatore nei cicli in cui la turbina è stata modellata con l'equazione di Stodola (a) e con le curve caratteristiche (b)

Al diminuire del carico la potenza scambiata all'evaporatore è maggiore utilizzando il modello di Stodola, in quanto il calore che deve essere fornito al fluido per raggiungere la temperatura di ingresso in turbina è più elevato, come si può anche dedurre dai diagrammi T-s, poiché al diminuire della pressione di evaporazione aumentano il calore latente e il surriscaldamento (nella condizione di carico più bassa la differenza è circa del 9% per tutti i fluidi rispetto al controllo con pressione di evaporazione costante). Allo stesso modo anche la potenza scambiata al condensatore è più alta (in questo caso è superiore di circa il 10% al minimo del carico) in quanto con Stodola la temperatura di uscita dalla turbina è maggiore.

5.3 Risultati in off design in regime dinamico

In questa sezione vengono analizzati i risultati delle simulazioni effettuate in regime dinamico col software Aspen Plus Dynamics[®]. Lo scopo è quello di determinare il ciclo più prestante in funzione del fluido, del layout e della strategia di controllo, studiando allo stesso tempo l'andamento delle diverse grandezze termodinamiche e il comportamento dei componenti. Le strategie di controllo sono già state spiegate in dettaglio nel paragrafo 4.3 e sono elencate nella Tabella 5.3.

T_{31} , T_{11} rappresentano rispettivamente la temperatura in uscita all'evaporatore e al condensatore, T_{11MIX} la temperatura a valle del mixer nella configurazione 3, ΔT_{surr} il surriscaldamento all'evaporatore e Le_{Vliq} il livello del liquido nel pozzetto e nel

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

separatore. Nei controlli 8 e 9 il livello del liquido viene regolato variando il numero di giri della pompa, mentre nel controllo 11 anche con la valvola a valle del separatore.

Tabella 5.3: Strategie di controllo utilizzate nelle simulazioni dinamiche

	Configurazione	Grandezze controllate
Controllo 1	1	T_{31} T_{11}
Controllo 2	1	T_{31}
Controllo 3	1	P_{21} T_{11}
Controllo 4	3	T_{31} T_{11MIX}
Controllo 5	2	T_{31} T_{11}
Controllo 6	2	T_{31}
Controllo 7	3	T_{31}
Controllo 8	2	Le_{Vliq} T_{11}
Controllo 9	3	Le_{Vliq} T_{11MIX}
Controllo 10	2	ΔT_{surr} T_{11}
Controllo 11	3	Le_{Vliq} (con valvola) T_{11MIX}
Controllo 12	1	P_{31}

Come spiegato nel paragrafo 4.4 è stato studiato il comportamento dei cicli a seguito della variazione della sorgente termica in due diversi transitori. Il primo della durata di 37 minuti (in Figura 4.21 è rappresentato l'andamento della potenza della microturbina) è stato simulato con le configurazioni con ciclopentano per determinare le strategie di controllo più efficaci. Il secondo transitorio (Figure 4.22÷4.24) della durata di 2 ore e 11 minuti, è stato ricavato a partire dalla curva di carico della turbina a gas nel mese di novembre e in questo caso sono stati analizzati i risultati ottenuti con tutti i fluidi, al fine di determinare il fluido e la strategia di controllo migliori.

5.3.1 Primo transitorio

Nelle figure successive sono rappresentati i digrammi T-s delle configurazioni con ciclopentano in funzione delle strategie di controllo utilizzate e della potenza prodotta dalla microturbina. È stato incluso anche il diagramma ottenuto modellando la turbina col modello di Stodola in Aspen Plus®.

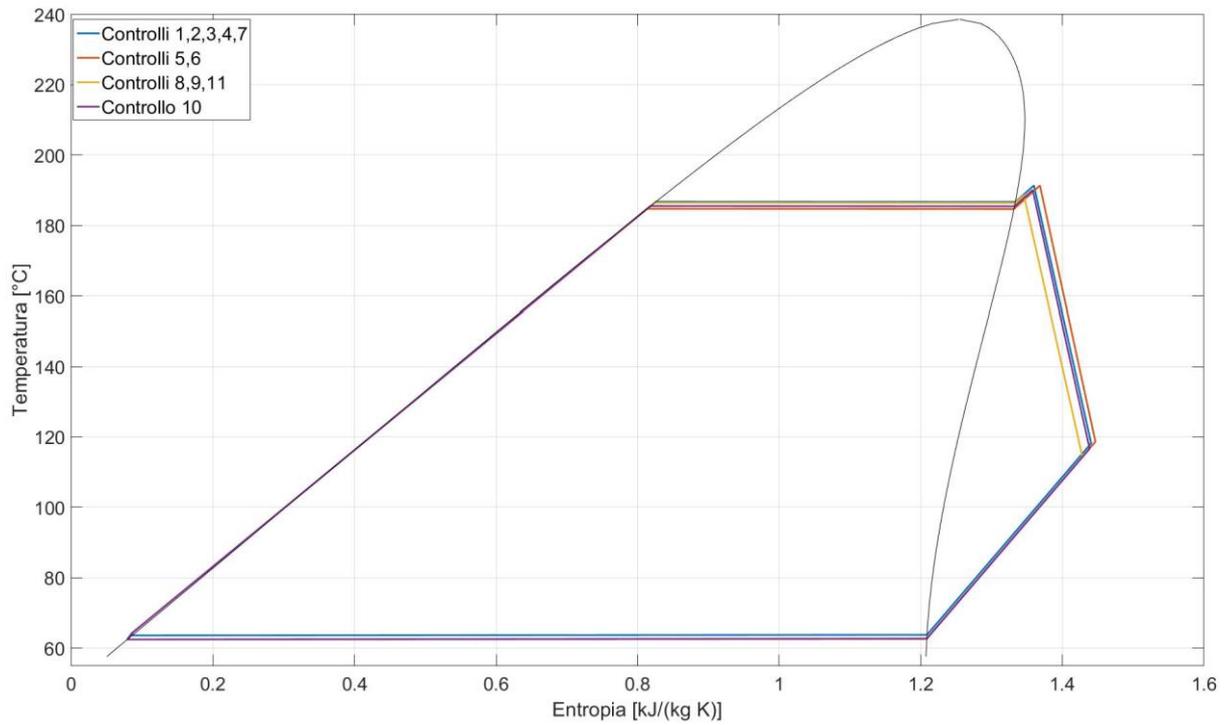


Figura 5.14: Diagrammi T-s delle configurazioni con ciclopentano quando la potenza della microturbina è pari a 65 kW

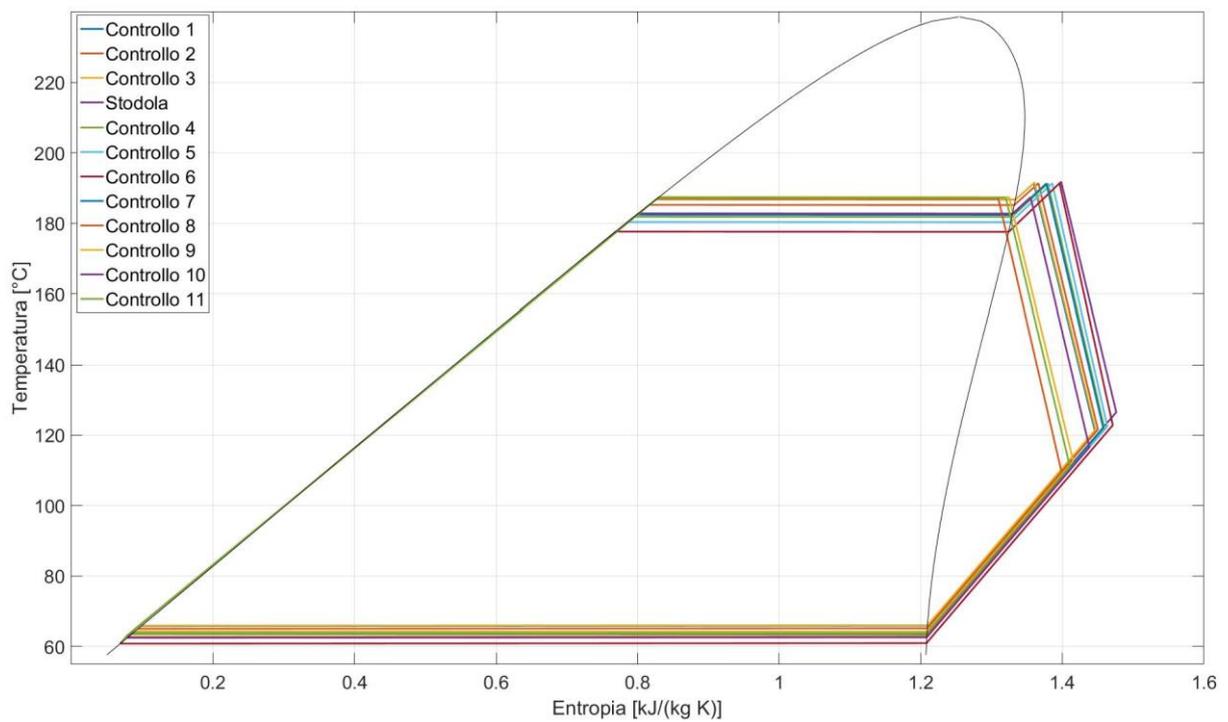


Figura 5.15: Diagrammi T-s delle configurazioni con ciclopentano quando la potenza della microturbina è pari a 55 kW

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

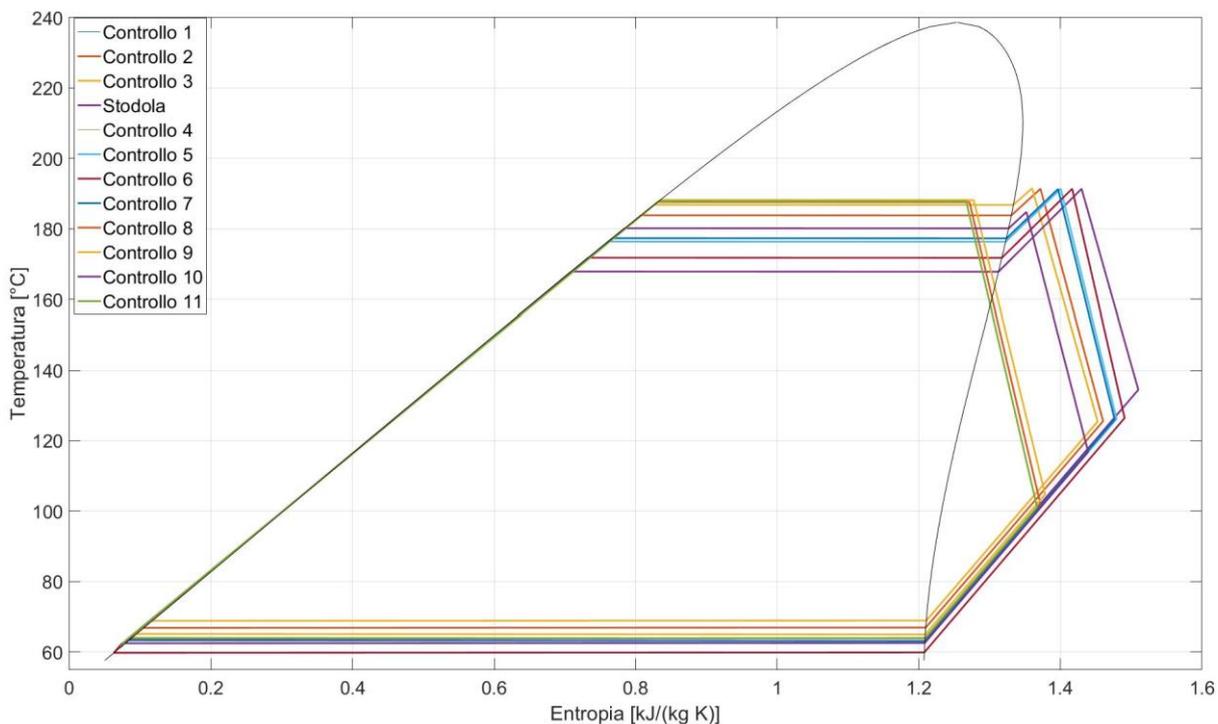


Figura 5.16: Diagrammi T-s delle configurazioni con ciclopentano quando la potenza della microturbina è pari a 45 kW

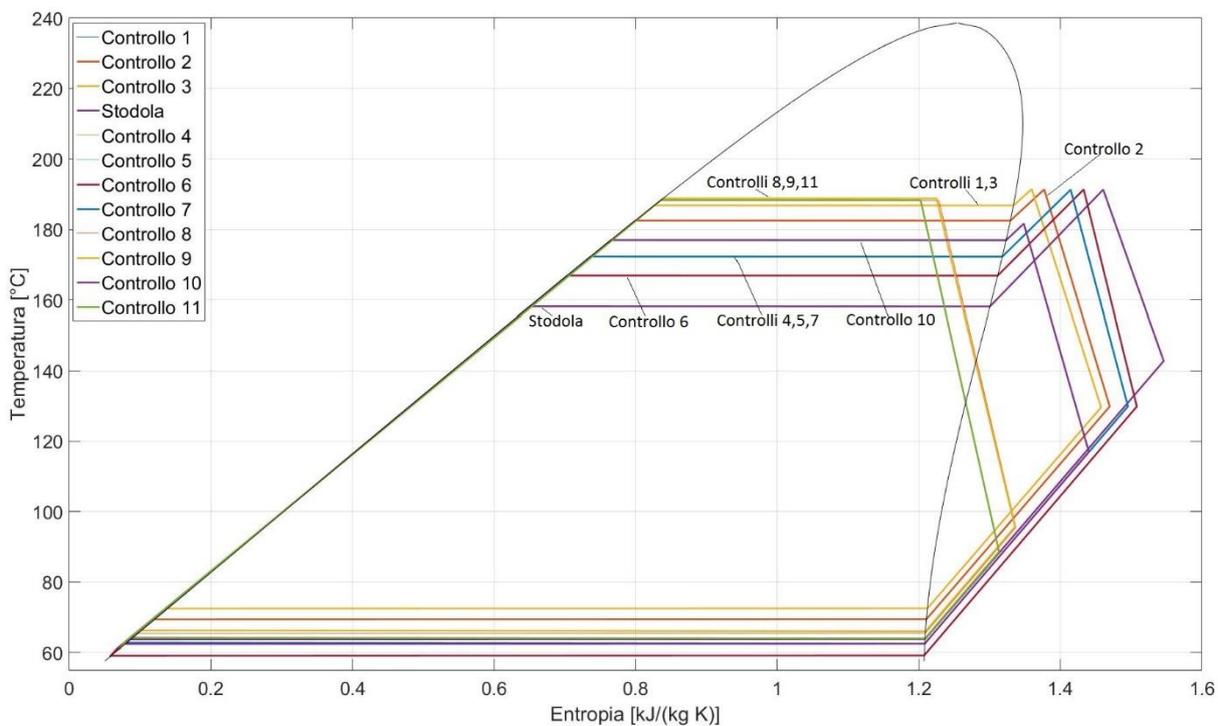


Figura 5.17: Diagrammi T-s delle configurazioni con ciclopentano quando la potenza della microturbina è pari a 35 kW

Idealmente al carico nominale i diagrammi dovrebbero coincidere, tuttavia in seguito all'inizializzazione ci sono dei leggeri scostamenti anche se minimi. Ovviamente al diminuire del carico le differenze tra i vari controlli emergono maggiormente in quanto ci si allontana dalle condizioni di progetto. Dalle figure è possibile osservare come i diagrammi dei controlli 1 e 3 sostanzialmente coincidano in tutto l'intervallo di funzionamento, presentando una pressione di evaporazione pressoché costante e una pressione di condensazione che aumenta al diminuire del carico. Nel controllo 1 la pressione massima è all'incirca costante, in quanto la riduzione del numero di giri della pompa effettuata attraverso il controllo PID è piuttosto limitata e quindi la conseguente diminuzione della prevalenza è compensata dal minore Δp . In altre parole, anche se ai carichi parziali la prevalenza fornita dalla pompa diminuisce, l'aumento della pressione di condensazione fa sì che la pressione di evaporazione non vari significativamente. Nel controllo 3 invece la temperatura massima resta all'incirca uguale, in quanto la riduzione del numero di giri della pompa comporta una diminuzione della portata di massa del fluido organico in egual misura a quanto accade con il controllo 1. Per questo motivo anche le prestazioni del ciclo nei due casi sono praticamente le stesse.

In Aspen Plus[®] nelle simulazioni in cui la turbina è stata modellata con le curve caratteristiche si è deciso di regolare i cicli fissando la temperatura e la pressione massima con i blocchi *Design-spec* ottenendo gli stessi diagrammi T-s dei controlli 1 e 3. Sono state confrontate le potenze elettriche nette ottenute nei due casi e in prossimità delle condizioni di progetto i valori sostanzialmente coincidono. Tuttavia al minimo del carico le potenze calcolate in Aspen Plus Dynamics[®] sono superiori rispetto quelle ottenute in Aspen Plus[®] all'incirca del 4%. Ciò è dovuto al fatto che nelle simulazioni dinamiche le prestazioni degli scambiatori sono calcolate con il metodo *Power Law Hot* come spiegato in dettaglio nel paragrafo 4.1, e quindi il coefficiente globale di scambio termico assume valori leggermente differenti rispetto a quelli calcolati con il software EDR[®] (Exchanger Design and Rating), che invece utilizza un algoritmo molto più accurato e complesso.

Il controllo 2 è caratterizzato da una riduzione della pressione di evaporazione più marcata, in quanto la temperatura a valle del condensatore non viene regolata e quindi la portata dell'acqua di raffreddamento rimane costante, con conseguente riduzione della pressione di condensazione rispetto ai controlli 1 e 3.

Il controllo 12 non è presente nei diagrammi, in quanto scartato sin dall'inizio perché dalle simulazioni è emerso che regolando soltanto la pressione massima senza controllare

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

la temperatura T_{11} , le prestazioni del ciclo calano notevolmente rispetto alle altre tipologie di controllo.

In controlli 4 e 5 presentano delle differenze significative rispetto ai primi 3, dovute alla presenza del pozzetto e del separatore. In essi infatti la pressione di condensazione è all'incirca costante, mentre la pressione di evaporazione diminuisce. Ciò comporta dei notevoli vantaggi in quanto la potenza assorbita dalla pompa diminuisce, mentre la potenza prodotta dalla turbina aumenta a causa della maggiore portata volumetrica in ingresso.

Il controllo 6 presenta una pressione di evaporazione minore rispetto al controllo 5, dovuta alla diminuzione della temperatura T_{11} a valle del condensatore. Di conseguenza la potenza in turbina aumenta a seguito dell'ulteriore incremento della portata volumetrica. Tuttavia la portata d'acqua di raffreddamento rimane costante e quindi per valutare se complessivamente la potenza elettrica netta sia superiore rispetto alle altre strategie di controllo è necessaria un'analisi accurata, che verrà effettuata durante lo studio del secondo transitorio.

Il controllo 7 non presenta differenze rilevanti rispetto al controllo 4, in quanto anche se la temperatura T_{11} non viene regolata, il layout dell'impianto stabilizza la pressione massima del ciclo.

I diagrammi dei controlli 8, 9 e 11 sono notevolmente diversi rispetto agli altri, in quanto al diminuire del carico all'ingresso della turbina è presente vapore saturo con titolo inferiore a 1. Anche se il software esegue la simulazione senza problemi, ciò causa danni ingenti alla turbina comportando l'impossibilità di applicare queste strategie di controllo nella realtà pratica.

Nei diagrammi del controllo 10 è possibile osservare come ai carichi parziali la temperatura massima del ciclo diminuisca progressivamente. Infatti la presenza del pozzetto stabilizza la pressione di condensazione e quindi al diminuire della pressione di evaporazione, per mantenere il surriscaldamento costante, è necessario che la temperatura T_{31} diminuisca.

Nelle pagine successive vengono analizzati in dettaglio gli andamenti delle grandezze termodinamiche e delle prestazioni dei cicli per i diversi controlli al fine di scartare quelli meno prestanti, in modo da poter successivamente confrontare i migliori nello studio del secondo transitorio.

In figura sono rappresentati gli andamenti del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo relativi al controllo 1 in funzione del tempo.

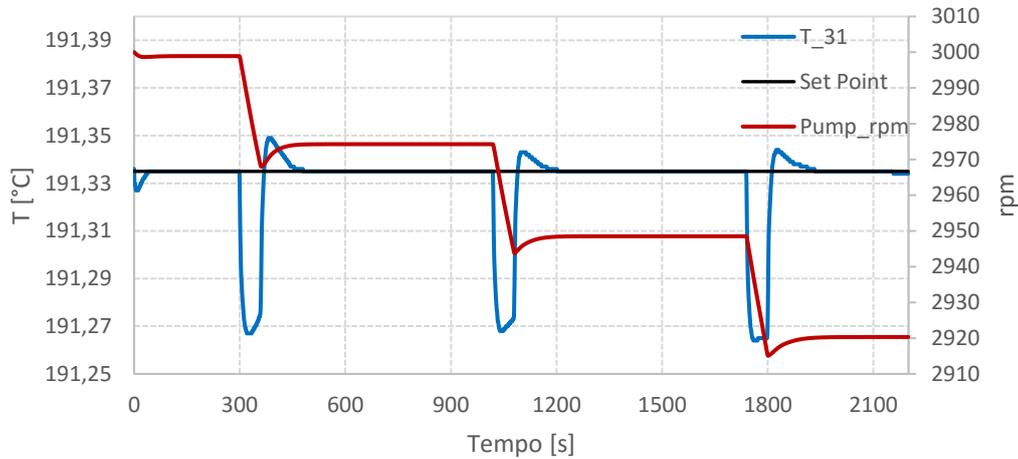


Figura 5.18: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 1

Al diminuire del carico il controllo PID riduce il numero di giri della pompa stabilizzando così la temperatura massima. Dalla figura si può osservare come nei primi istanti in cui la potenza della microturbina diminuisce, la temperatura subisca un decremento di circa $0,06\text{ }^{\circ}\text{C}$ per poi crescere in seguito alla riduzione della portata di massa del fluido organico, riassumendo il valore di set-point 100 secondi circa dopo il termine del transitorio. Le costanti del controllo PID sono state scelte eseguendo più simulazioni fino a determinare la coppia di valori che garantisca un buon controllo senza sollecitare eccessivamente la pompa. In questo caso inizialmente erano state utilizzate una costante proporzionale $K_p=5\%$ e una costante integrativa $T_i=0,1\text{ min}$, tuttavia effettuando le simulazioni nel secondo transitorio è stato scelto di impiegare una costante proporzionale $K_p=3\%$, in quanto con valori più alti la pompa veniva sollecitata eccessivamente. Infatti nel primo transitorio il carico varia in modo molto semplice, mentre nel secondo che è stato ricavato dalla curva di carico reale, ci sono variazioni più repentine e di conseguenza anche l'andamento della temperatura è molto più irregolare. Di conseguenza anche se in questo caso era possibile optare per una risposta più rapida, è stato utilizzato lo stesso valore per entrambi i transienti.

Si può notare come ai bassi carichi il numero di giri sia pari a circa 2920 rpm, e quindi ciò giustifica l'andamento dei diagrammi T-s, in cui la pressione di evaporazione resta all'incirca costante, come spiegato precedentemente.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

Nella figura successiva sono riportati gli andamenti della temperatura a valle del condensatore T_{11} e dell'apertura della valvola.

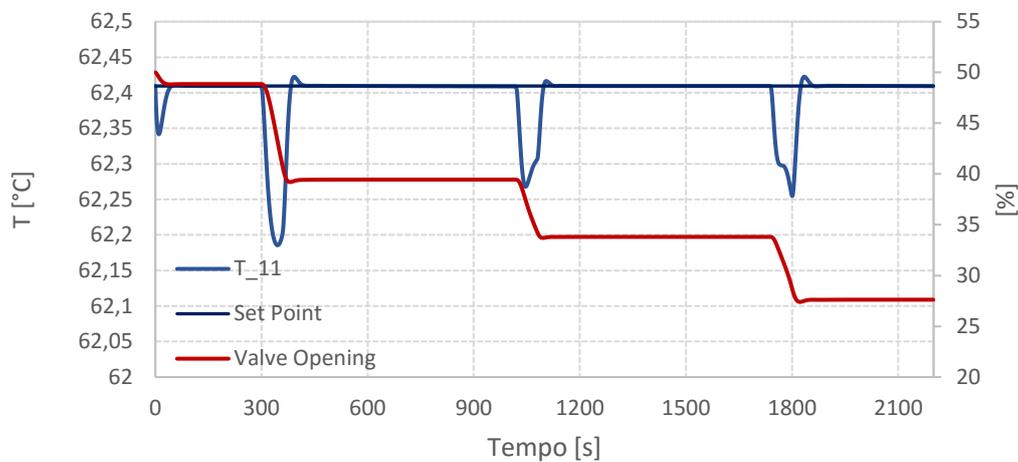


Figura 5.19: Andamento della temperatura T_{11} e dell'apertura della valvola ciclo nel controllo 1

Al diminuire del carico l'apertura della valvola viene ridotta in modo da diminuire la portata d'acqua di raffreddamento e quindi riportare la temperatura T_{11} al valore di set point. È possibile notare come il profilo della temperatura sia simile a quello precedente, con la differenza che in questo caso la variazione è di circa 0,2 $^{\circ}\text{C}$. Le costanti utilizzate nel controllo PID sono pari a $K_p=3\%$ e $T_i=0,05$ min. La costante integrativa è più bassa (e quindi la risposta più veloce) in quanto non sono presenti organi in movimento e quindi la valvola può essere sollecitata maggiormente rispetto alla pompa.

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti anche delle pressioni dei punti 11 e 31.

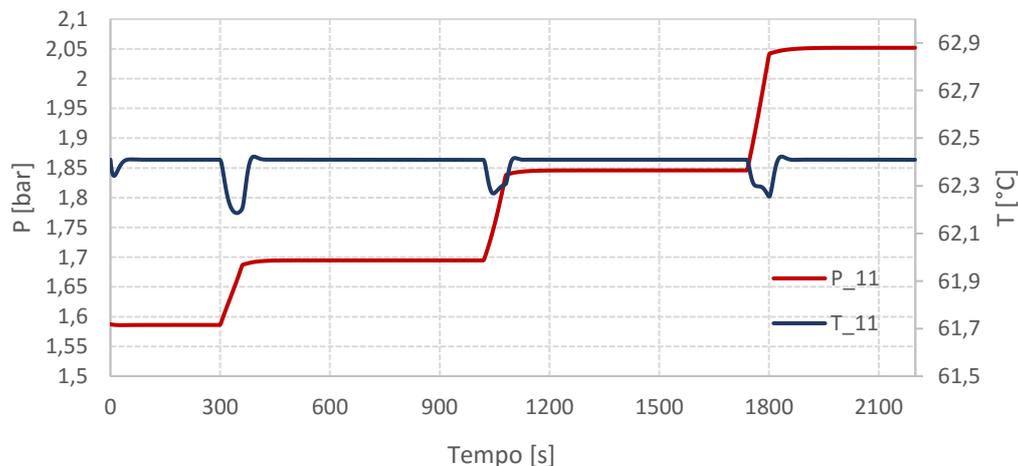


Figura 5.20: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11 nel controllo 1

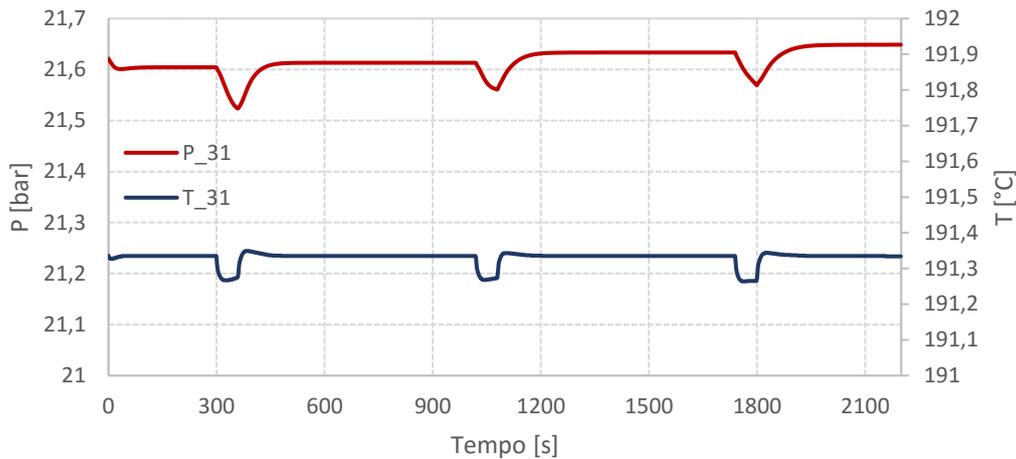


Figura 5.21: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 1

La pressione del punto 11 cresce al diminuire del carico, come è già stato sottolineato attraverso i diagrammi T-s, in quanto in off-design il salto entalpico in turbina diminuisce, portando a un incremento di circa 0,4 bar.

Viceversa la pressione del punto 31 è molto più stabile e subisce un incremento di soli 0,05 bar, come già spiegato precedentemente a causa dell'azione del controllo PID e della conseguente variazione del numero di giri della pompa. Si può notare inoltre come nei cambi di carico la pressione cali di massimo 0,1 bar per poi ristabilizzarsi.

Nelle Figure 5.22 e 5.23 sono riportati gli andamenti delle temperature e delle pressioni dei punti 22 e 41.

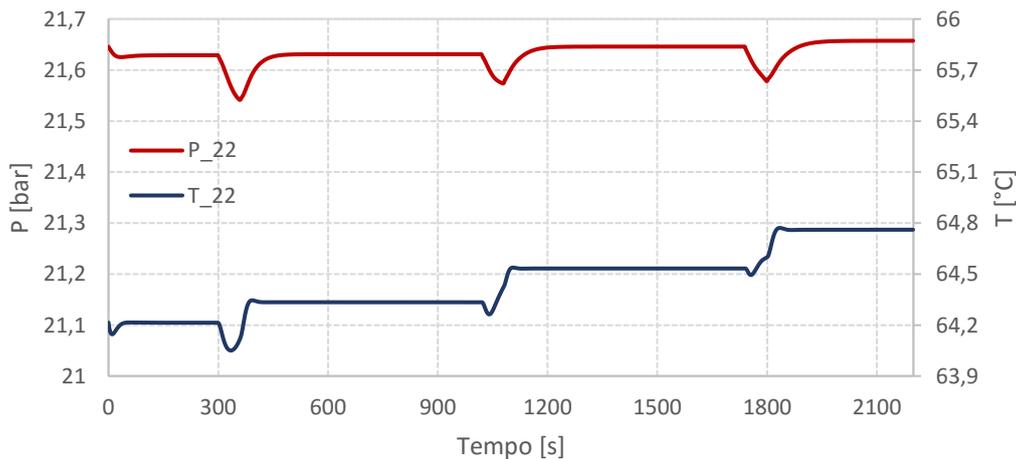


Figura 5.22: Andamento della temperatura e della pressione del punto 22 nel controllo 1

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

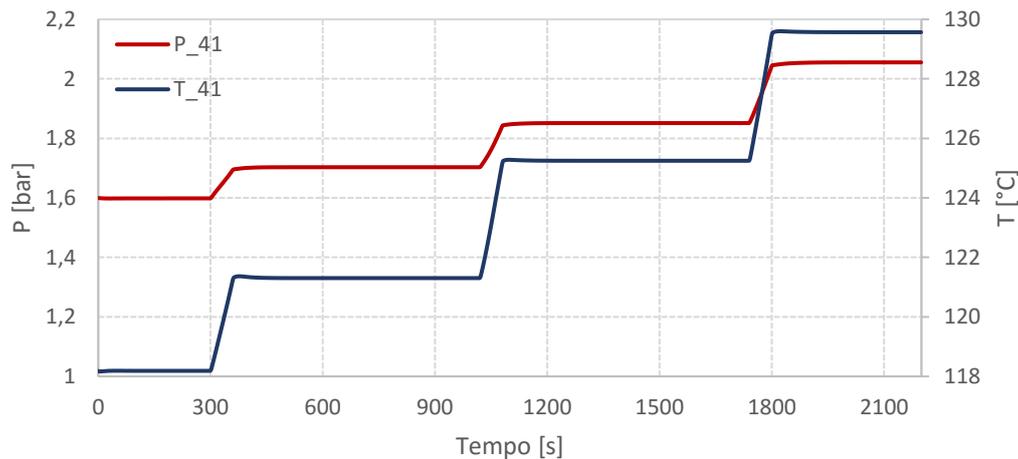


Figura 5.23: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 1

La temperatura all'ingresso dell'evaporatore T_{22} aumenta leggermente al diminuire del carico passando da $64,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $64,8\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ciò è dovuto essenzialmente al calo del rendimento isoentropico della pompa. La pressione P_{22} ha sostanzialmente lo stesso andamento della pressione P_{31} in quanto le due differiscono soltanto per le perdite di carico all'evaporatore. La temperatura all'uscita della turbina T_{41} invece cresce sensibilmente ai carichi parziali passando da $118\text{ }^{\circ}\text{C}$ a circa $130\text{ }^{\circ}\text{C}$. Questo incremento è causato principalmente dalla riduzione del salto entalpico e del rendimento isoentropico della turbina. Infatti come è possibile osservare anche dai diagrammi T-s, per valori inferiori del rendimento isoentropico le curve relative alle espansioni tendono a divergere, mentre al diminuire del salto entalpico (se la pressione in ingresso è costante) la temperatura di uscita aumenta. Ovviamente come già sottolineato precedentemente anche la pressione di uscita P_{41} aumenta, passando da 1,6 bar a circa 2,05 bar. L'andamento è lo stesso della pressione all'uscita del condensatore P_{11} , in quanto le due differiscono soltanto per le perdite di carico al condensatore e della tubazione a valle della turbina.

Nelle Figure 5.24 e 5.25 sono riportati gli andamenti della portata di massa del fluido organico e della potenza prodotta in turbina. Nello studio del primo transitorio non sono state analizzate le prestazioni degli altri componenti in quanto sono state esaminate in dettaglio nello studio del secondo transitorio e perché, come si vedrà in seguito, per determinare le strategie di controllo più efficaci è sufficiente conoscere l'andamento delle diverse grandezze termodinamiche e il comportamento della turbina.

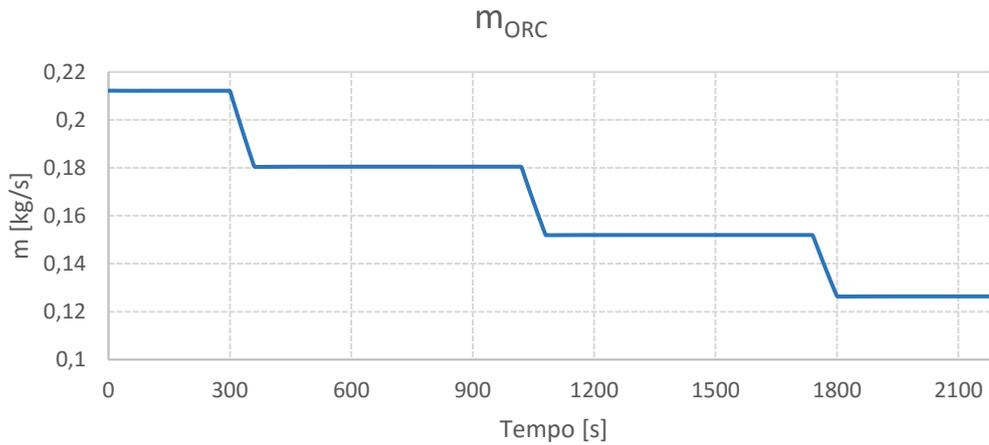


Figura 5.24: Andamento della portata di massa di ciclopentano nel controllo 1

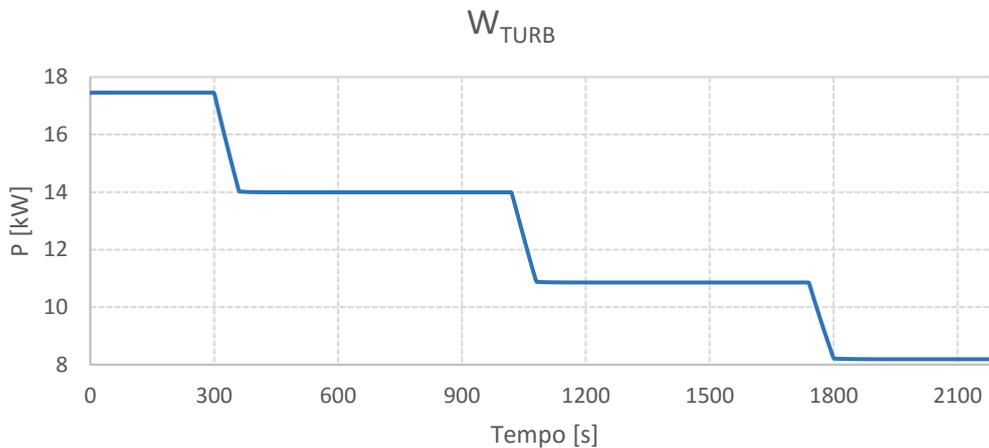


Figura 5.25: Andamento della potenza prodotta in turbina nel controllo 1

Come è normale aspettarsi la portata di ciclopentano cala ai carichi parziali, passando da 0,21 kg/s a 0,125 kg/s. Il decremento è causato dalla riduzione del numero di giri della pompa effettuata attraverso il controllo PID. Questi valori praticamente coincidono con quelli ricavati dalle simulazioni in Aspen Plus® in regime quasi stazionario, tuttavia per regolare il ciclo sono stati utilizzati due blocchi *Design-Spec* per controllare la pressione e la portata. Il primo blocco consente di regolare il numero di giri al fine di ottenere una pressione di evaporazione pari al valore di target, mentre il secondo agisce indipendentemente riducendo la portata di massa del fluido organico per mantenere la temperatura massima di ciclo costante. In Aspen Plus Dynamics®, invece il controllo PID regola congiuntamente sia la pressione che la temperatura come avviene nella realtà

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

pratica. Di conseguenza anche se la portata assume gli stessi valori in entrambi i casi, il ciclo viene regolato in modo notevolmente differente.

Per quanto concerne la potenza della turbina, dalla figura si può notare lo stesso andamento a gradini della portata di massa, con un decremento che va da 17,43 kW in condizioni nominali a 8,19 kW quando la potenza della microturbina a gas è pari a 35 kW. Non è stato studiato il comportamento per potenze inferiori in quanto quando la microturbina lavora a circa 30 kW il ciclo ORC viene spento.

Nella Figura 5.26 sono rappresentati gli andamenti del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo T_{31} relativi al controllo 2.

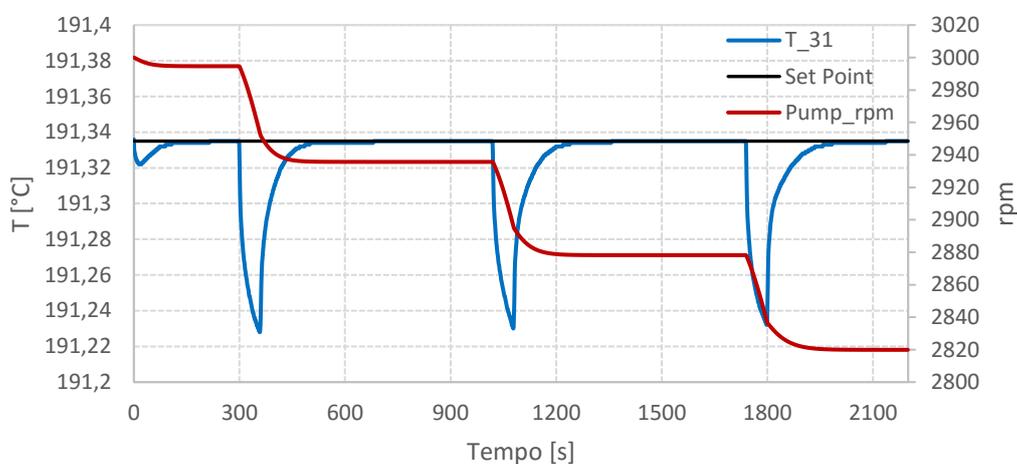


Figura 5.26: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 2

L'andamento della temperatura e del numero di giri è simile a quello del controllo 1, tuttavia sono presenti delle leggere differenze. Infatti in questo caso la temperatura diminuisce di circa 0,1 °C, mentre il numero di giri della pompa viene ridotto fino a 2820 rpm, 100 rpm in meno rispetto alla prima strategia di controllo. Il minor numero di giri si riflette in una maggiore decremento della pressione di evaporazione ai carichi parziali, come era già stato sottolineato durante l'analisi dei diagrammi T-s. Le costanti utilizzate nel blocco PID per questo controllo e per quelli successivi (fatta eccezione per i cicli in cui viene regolato il livello del liquido) sono le stesse del controllo 1, come spiegato in dettaglio nel paragrafo 4.3.

Nella figura successiva sono riportati gli andamenti della temperatura a valle del condensatore T_{11} e dell'apertura della valvola.

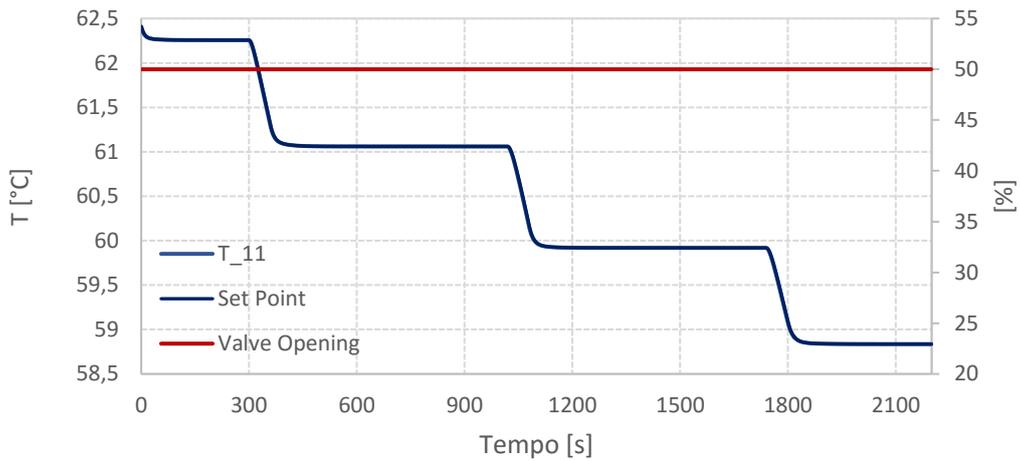


Figura 5.27: Andamento della temperatura T_{11} e dell'apertura della valvola ciclo nel controllo 2

In questo caso la differenza con il controllo 1 è molto più marcata in quanto la temperatura non viene regolata attraverso il blocco PID e quindi l'apertura della valvola resta costante, mentre la temperatura ovviamente diminuisce, passando da 62,4 °C a 58,8 °C. Questo decremento è giustificato dal fatto che mentre la portata di fluido organico viene ridotta ai carichi parziali, la portata d'acqua di raffreddamento non varia. Ciò influenza anche altre grandezze termodinamiche come è possibile osservare dalle figure successive in cui sono rappresentati gli andamenti della temperatura T_{22} e delle pressioni P_{22} e P_{11} .

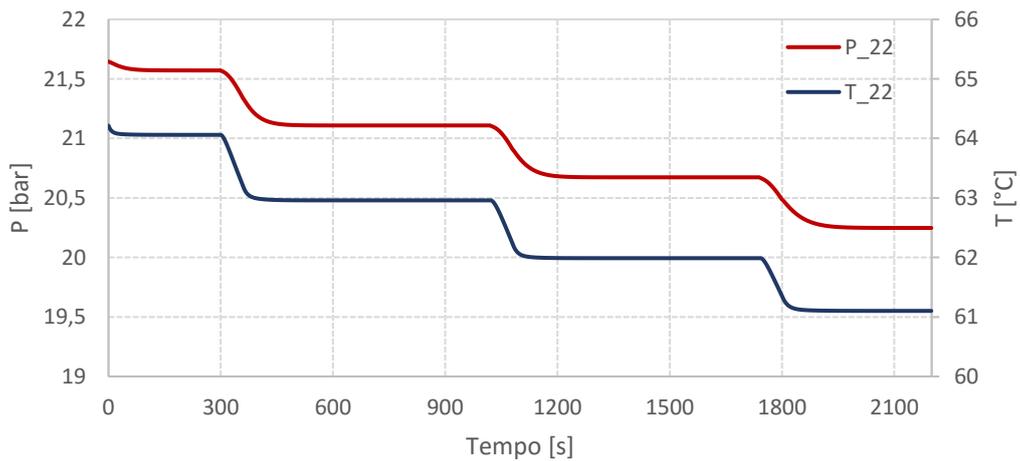


Figura 5.28: Andamento della temperatura e della pressione del punto 22 nel controllo 2

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

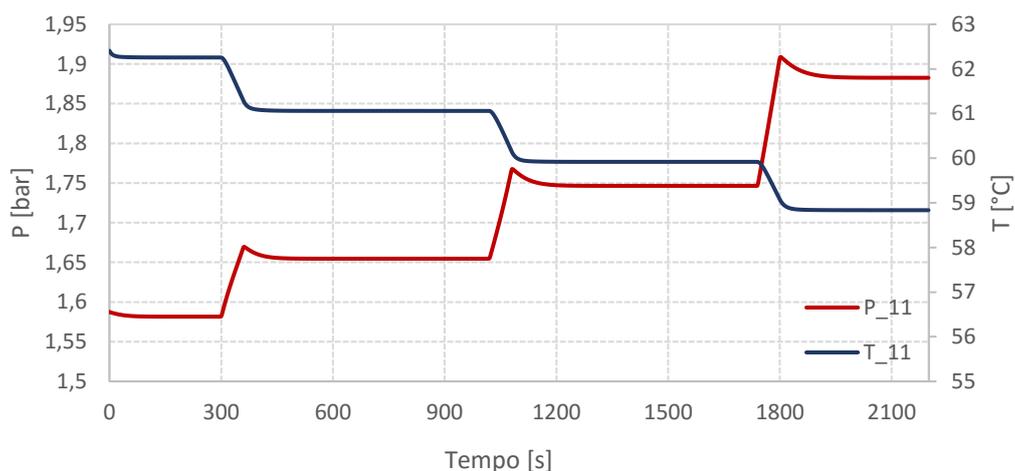


Figura 5.29: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11 nel controllo 2

Nel controllo 1 la pressione P_{22} è più o meno costante in tutto l'intervallo di funzionamento, mentre la temperatura T_{22} aumenta leggermente a causa della riduzione del rendimento isoentropico della pompa. In questo caso invece, la pressione diminuisce in quanto non regolando la temperatura T_{11} a valle del condensatore, la pressione di condensazione P_{11} assume valori inferiori rispetto al primo controllo, con conseguente riduzione della pressione di evaporazione. Ciò costituisce un vantaggio, in quanto la pompa può operare a un numero di giri inferiore, riducendo quindi la potenza assorbita. Tuttavia, l'ulteriore potenza che deve essere impiegata per pompare l'acqua di raffreddamento al condensatore potrebbe essere maggiore di quella risparmiata per far circolare il fluido organico, e quindi per valutare il consumo complessivo di energia elettrica occorre eseguire un'analisi più dettagliata che, come già accennato precedentemente, verrà effettuata durante lo studio del secondo transitorio. Per quanto concerne la temperatura T_{22} in questo caso viene registrato un calo da 64 °C a 61 °C , dovuto alla riduzione della temperatura T_{11} .

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti delle pressioni e delle temperature dei punti 31 e 41.

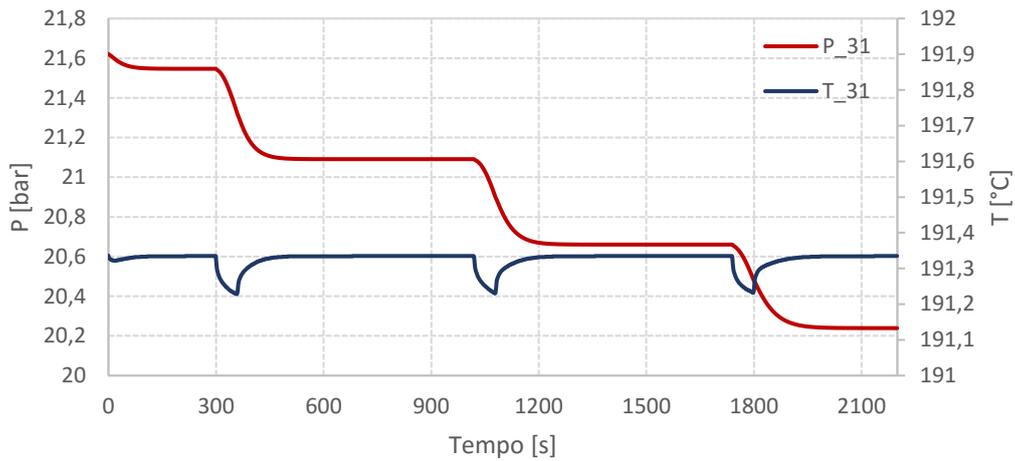


Figura 5.30: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 2

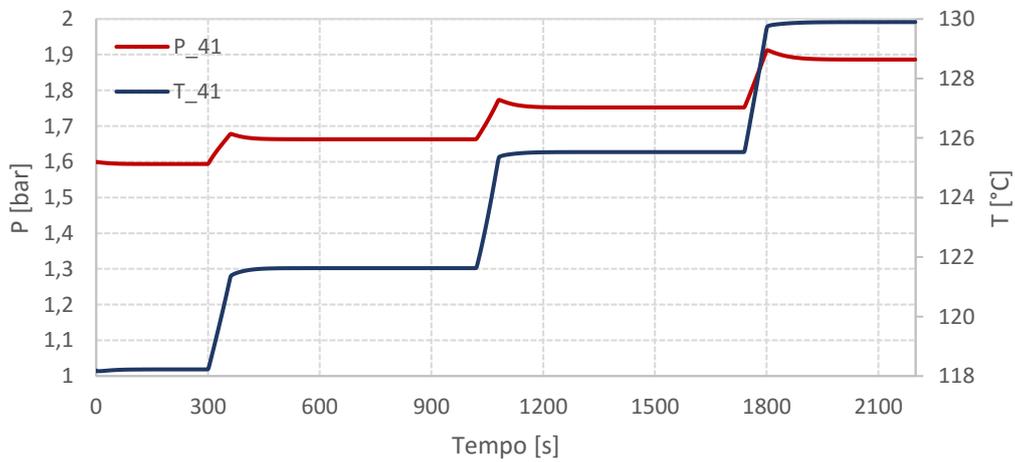


Figura 5.31: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 2

La pressione P_{31} ha un profilo differente rispetto al primo controllo, in quanto diminuisce passando da 21,6 bar in condizioni nominali a 20,2 bar al minimo del carico. Diversamente, le grandezze del punto 41 evolvono in modo simile infatti la temperatura T_{41} cresce fino a 130 °C, mentre la pressione P_{41} aumenta fino 1,9 bar, 0,15 bar in meno rispetto al valore del controllo 1. Ovviamente la pressione P_{41} differisce dalla P_{11} soltanto per le perdite di carico.

Nelle Figure 5.32 e 5.33 sono rappresentati i profili della portata di massa del fluido organico e della potenza prodotta dalla turbina.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

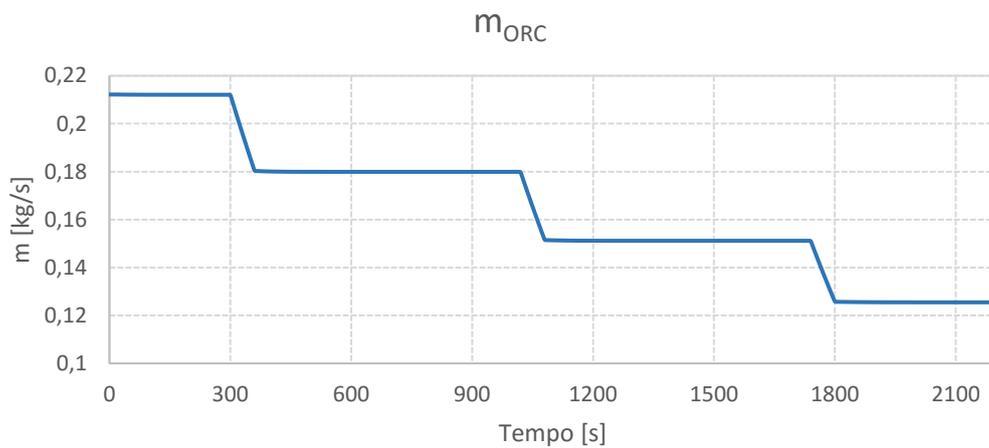


Figura 5.32: Andamento della portata di massa di ciclopentano nel controllo 2

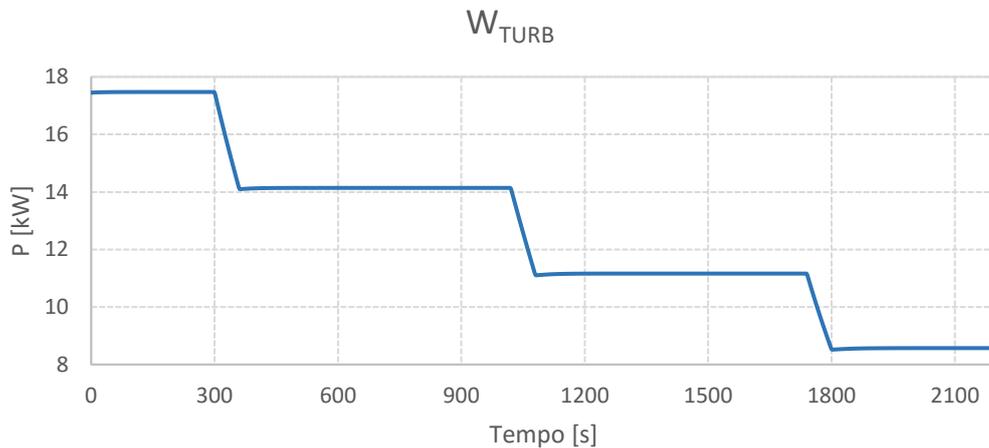


Figura 5.33: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 2

Il profilo della portata di ciclopentano è sostanzialmente lo stesso che è stato ricavato nel controllo 1, in quanto al minimo del carico con il controllo 2 la portata è inferiore dello 0,7%. Per quanto concerne la potenza prodotta dalla turbina, con la seconda strategia si ottengono dei valori leggermente superiori con una differenza percentuale massima pari al 4,47%, come è possibile osservare dal seguente grafico in cui è rappresentata la differenza in funzione del tempo.

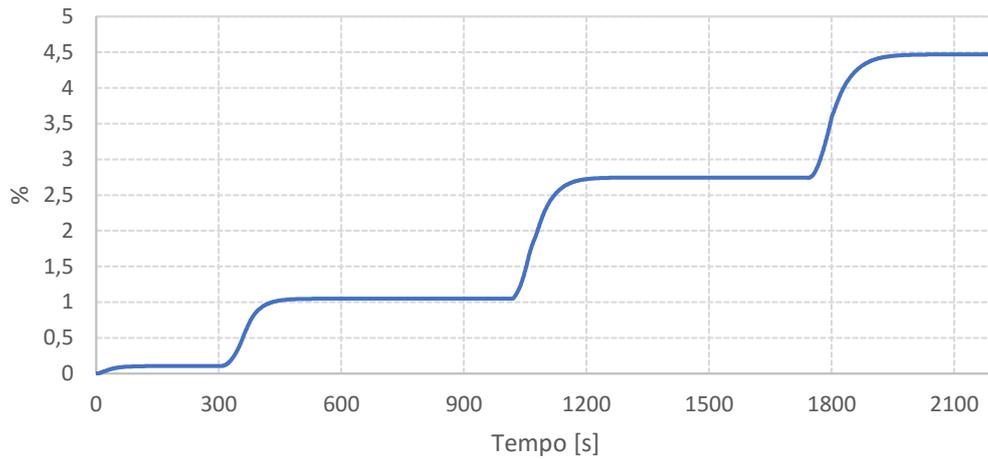


Figura 5.34: Differenza percentuale della potenza prodotta dalla turbina nei controlli 1 e 2

Nelle Figure 5.35 e 5.36 sono riportati gli andamenti del numero di giri della pompa, della pressione massima di ciclo P_{21} , della temperatura T_{11} e dell'apertura della valvola relativi al controllo 3.

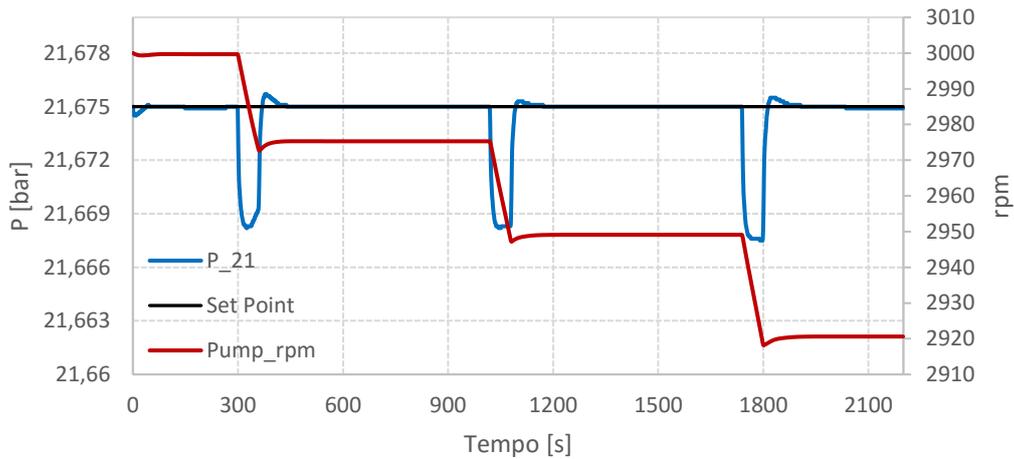


Figura 5.35: Andamento del numero di giri della pompa e della pressione massima di ciclo nel controllo 3

Come già spiegato in dettaglio durante l'analisi dei diagrammi T-s, si può notare come il numero di giri della pompa segua un andamento pressoché uguale a quello registrato nel controllo 1, mentre la pressione ha un profilo simile a quello della temperatura T_{31} , fatta ovviamente eccezione per l'unità di misura.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

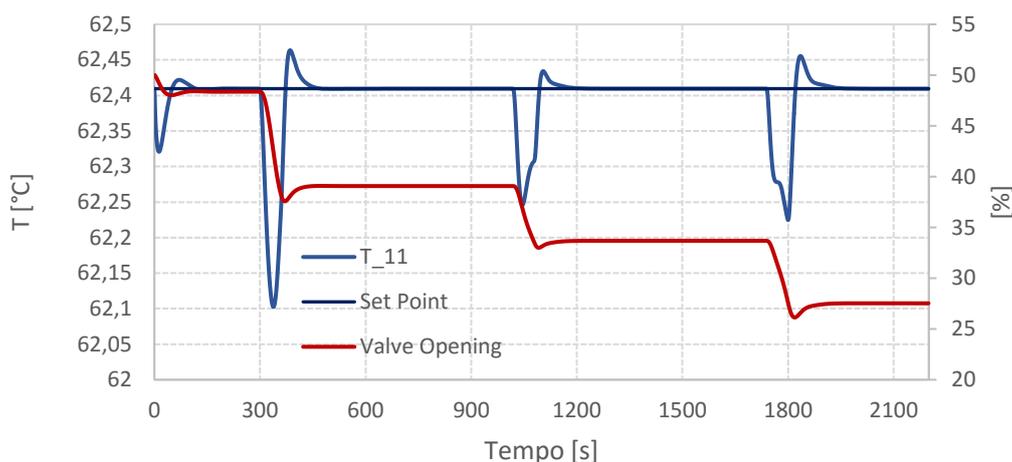


Figura 5.36: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11} nel controllo 3

Anche in questo caso i profili sono molto simili a quelli della prima strategia di controllo, con la differenza che la temperatura a valle del condensatore T_{11} presenta delle variazioni di circa 0,3 $^{\circ}\text{C}$, 0,1 $^{\circ}\text{C}$ in più rispetto al controllo 1.

Nella figura successiva sono riportati gli andamenti della temperatura e della pressione del punto 31.

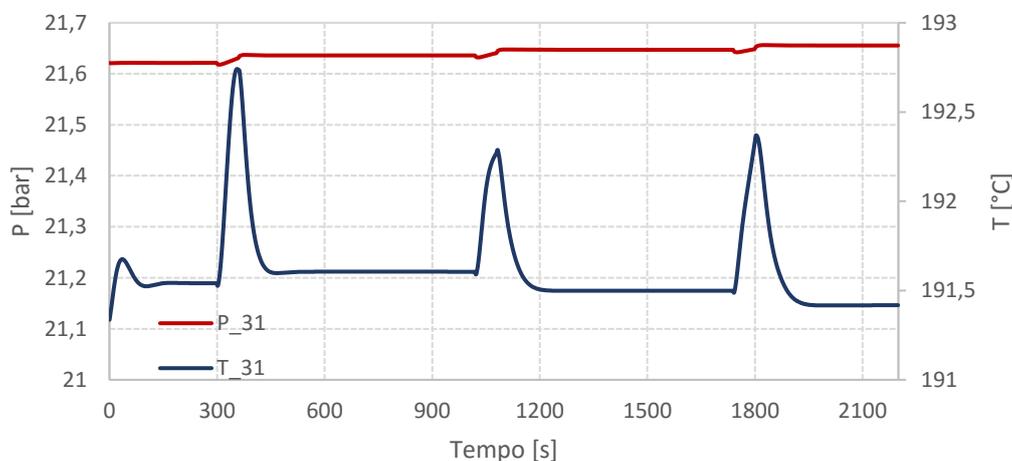


Figura 5.37: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 3

La temperatura massima di ciclo T_{31} è la variabile con l'andamento che si discosta maggiormente dal primo controllo, in quanto sebbene una volta estinto il transitorio assuma valori molto prossimi a quelli nominali, durante le variazioni di carico presenta dei picchi superiori a 1 $^{\circ}\text{C}$ e durante un transitorio reale potrebbero verificarsi oscillazioni più marcate, quindi sebbene i diagrammi T-s coincidano, il controllo 1 è molto più

efficace. Per questo motivo nelle configurazioni con pozzetto e separatore non è stata regolata la pressione massima, ma soltanto la temperatura.

Dalle figure successive è tuttavia possibile osservare come le altre grandezze abbiano un andamento più stabile e simile a quello della prima strategia di controllo.

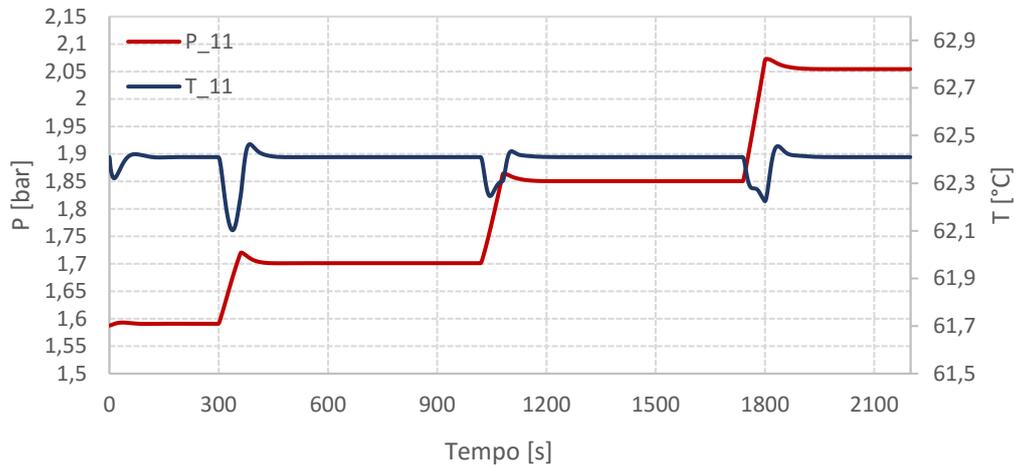


Figura 5.38: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11 nel controllo 3

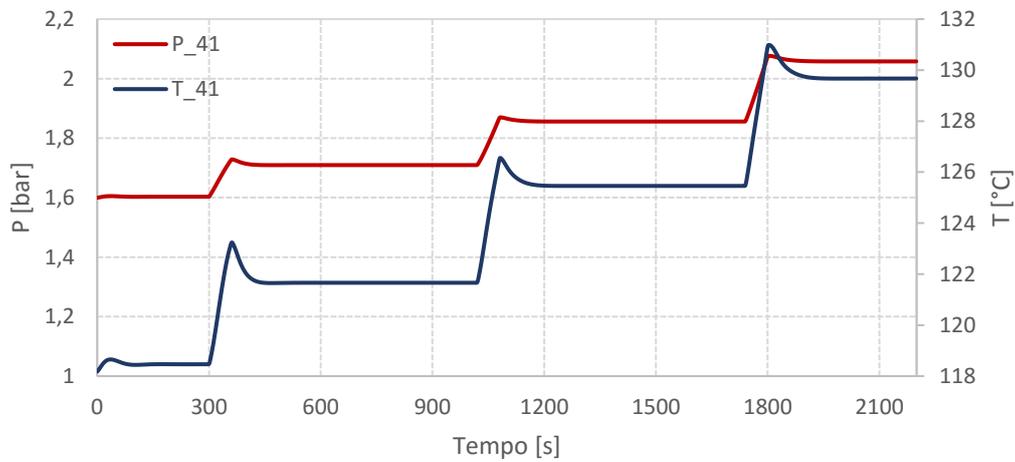


Figura 5.39: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 3

L'unica differenza che si registra con il controllo 1 sono dei leggeri picchi ogni volta in cui si verifica una variazione di carico, il che evidenzia la maggiore efficacia della regolazione della temperatura massima rispetto alla pressione. Nella Figura 5.40 è raffigurato il profilo della potenza prodotta dalla turbina (la portata di massa non è riportata per evitare di inserire troppi grafici).

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

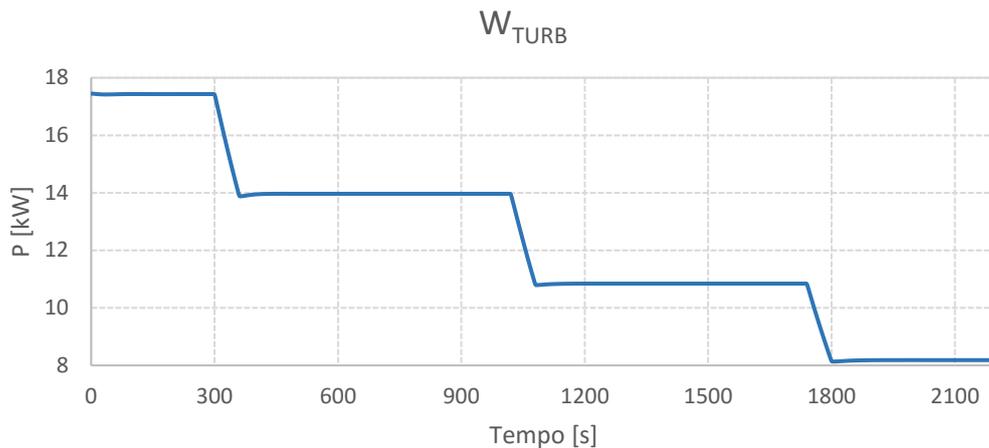


Figura 5.40: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 3

In questo caso la differenza con la prima strategia di controllo è minima, infatti lo scostamento massimo tra le due potenze è dello 0,05%.

Nella figura 5.41 sono riportati i profili della temperatura T_{31} e del numero di giri della pompa relativi al controllo 4.

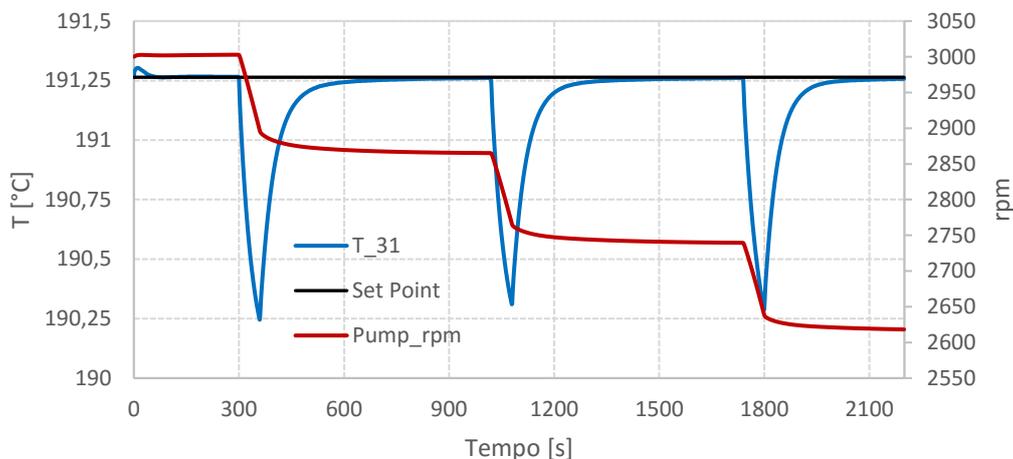


Figura 5.41: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura T_{31} nel controllo 4

In questo caso la differenza coi controlli precedenti è molto più marcata in quanto, sebbene la temperatura abbia un andamento simile con una variazione di circa 1°C, al minimo del carico il numero di giri della pompa è pari a 2618 rpm, 200 rpm in meno rispetto alla seconda strategia di controllo e 300 rpm in meno rispetto ai controlli 1 e 3. Come già spiegato durante l'analisi dei diagrammi T-s, ciò è dovuto al fatto che il separatore stabilizza la pressione di condensazione e quindi ai carichi parziali la pressione di evaporazione assume valori più bassi. Ciò costituisce un duplice vantaggio in quanto

la potenza assorbita dalla pompa diminuisce, mentre la portata volumetrica in ingresso alla turbina aumenta. La variazione repentina di temperatura che avviene nell'istante iniziale è dovuta all'inizializzazione che, a differenza dei cicli in cui viene utilizzata la prima configurazione (in cui non sono presenti il pozzetto o il separatore), è più complessa.

Nella figura successiva sono rappresentati gli andamenti della temperatura T_{11MIX} a valle del mixer e dell'apertura della valvola.

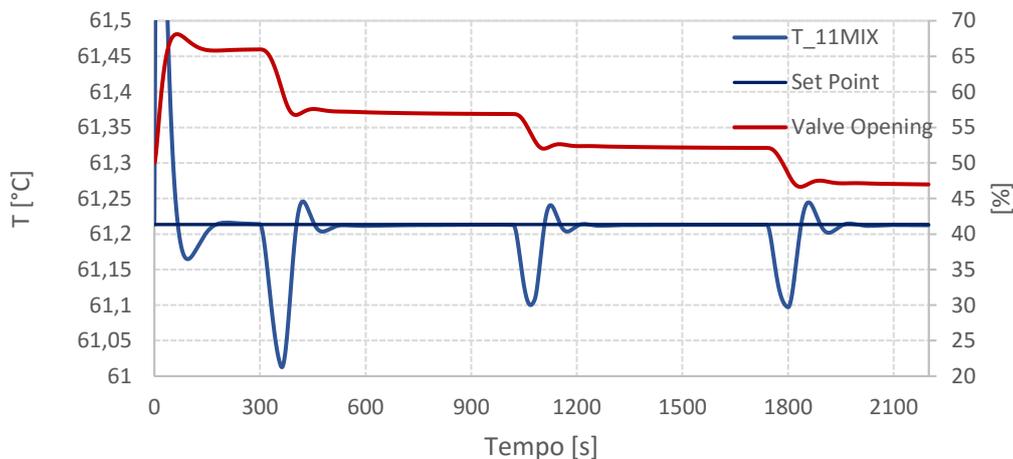


Figura 5.42: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11MIX} nel controllo 4

Terminata l'inizializzazione l'oscillazione massima subita dalla temperatura è pari a circa $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ come gli altri controlli, tuttavia l'apertura della valvola è maggiore rispetto ai casi precedenti e ciò implica che la portata d'acqua di raffreddamento è superiore. Questo fenomeno è dovuto al layout particolare della terza configurazione e quindi alla presenza dei due condensatori e del separatore. La necessità di una maggiore quantità d'acqua può costituire uno svantaggio e quindi le strategie di controllo utilizzate per regolare i cicli in cui è presente la terza configurazione sono state scartate e perciò non studiate durante l'analisi del secondo transitorio. Diversamente, nella seconda configurazione in cui è presente il pozzetto, l'apertura della valvola assume gli stessi valori della prima configurazione e quindi non insorge questo tipo di problema. Da queste prime immagini risulta evidente l'esigenza di dover utilizzare Aspen Plus Dynamics[®] per poter studiare in dettaglio gli effetti legati alla presenza del separatore e del pozzetto. In Aspen Plus[®] infatti, come già accennato, non è possibile analizzare il loro comportamento al variare

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

del carico, ma soltanto costruire il modello in condizione di design per poi esportarlo per eseguire le simulazioni dinamiche.

Sebbene i controlli 4,7,9,11 relativi alla terza configurazione sono stati scartati, per completezza i risultati ottenuti nel primo transitorio sono comunque riportati nelle pagine successive. Nelle Figure 5.43 e 5.44 sono rappresentati i profili delle temperature e delle pressioni dei punti 11MIX e 22.

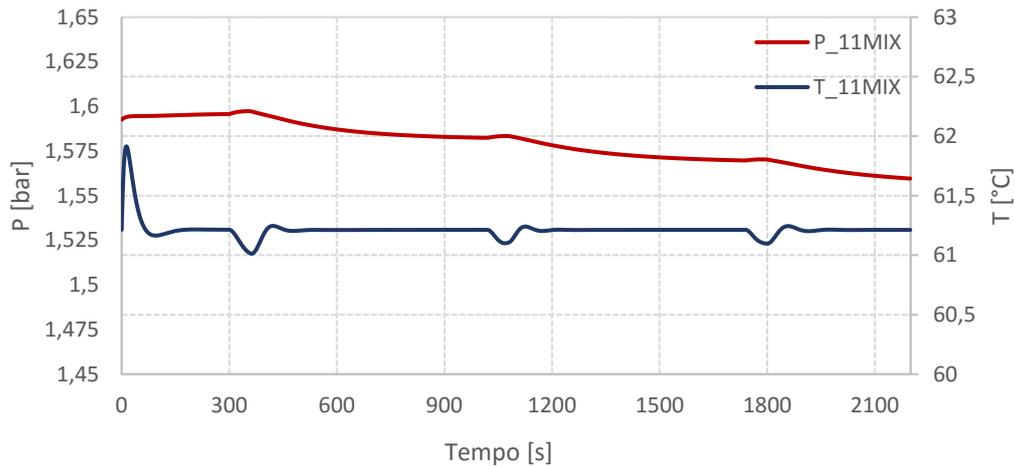


Figura 5.43: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11MIX nel controllo 4

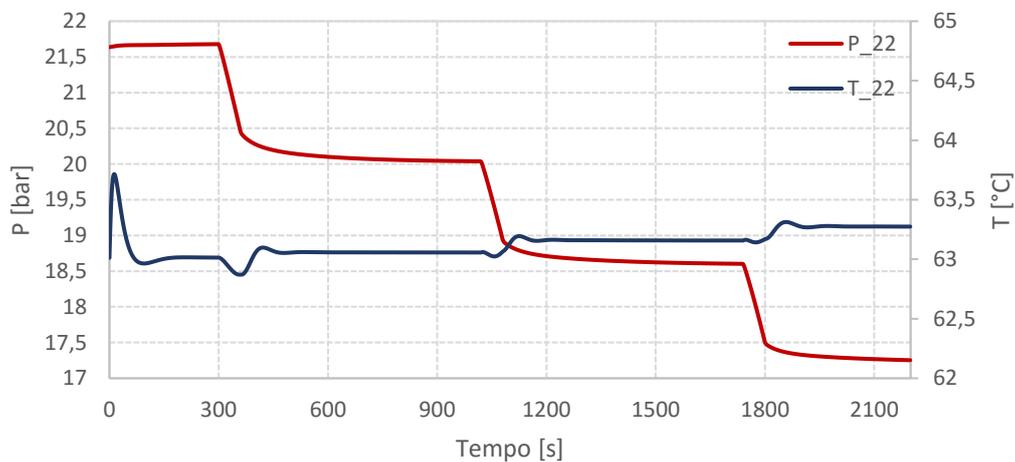


Figura 5.44: Andamento della temperatura e della pressione del punto 22 nel controllo 4

La pressione del punto 11MIX a valle del mixer ha un andamento molto diverso rispetto alla pressione P_{11} delle strategie di controllo precedenti. Per esempio, nel controllo 1 si registra un aumento da 1,6 bar a 2,05 bar, mentre in questo caso è molto più stabile in quanto diminuisce di soli 0,04 bar.

Allo stesso tempo la pressione all'ingresso dell'evaporatore diminuisce notevolmente ai carichi parziali passando da 21,6 bar a 17,3 bar. Come precisato più volte questa diminuzione è dovuta alla riduzione del salto entalpico in turbina in concomitanza col valore all'incirca costante della pressione di condensazione.

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti delle pressioni e delle temperature dei punti 31 e 41.

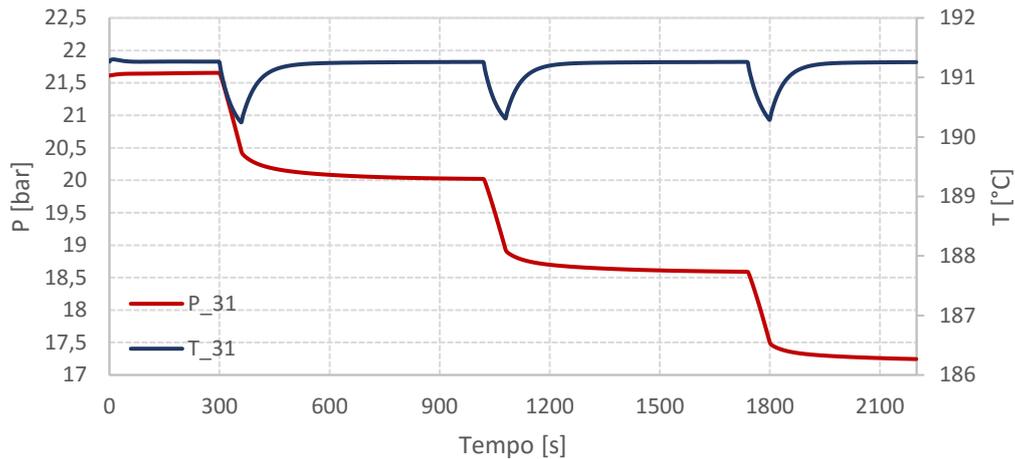


Figura 5.45: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 4

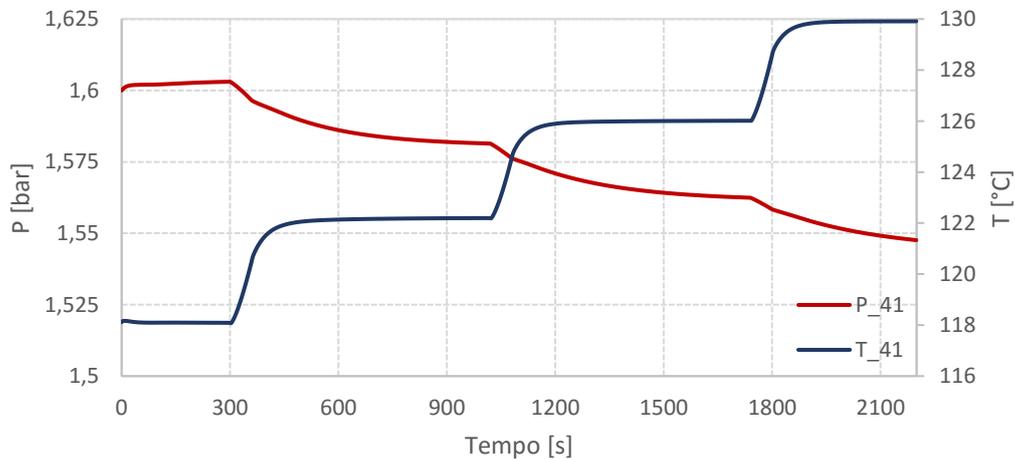


Figura 5.46: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 4

La pressione P_{31} differisce dalla pressione P_{22} soltanto per le perdite di carico all'evaporatore. La temperatura a valle della turbina T_{41} assume all'incirca gli stessi valori dei controlli 1,2,3 aumentando da circa 118 °C a 130°C, mentre la pressione P_{41} diminuisce di 0,05 bar. Come si può osservare dai diagrammi T-s l'incremento di

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

temperatura è dovuto alla riduzione del rendimento isoentropico e del salto entalpico della turbina.

Nelle Figure 5.47 e 5.48 sono rappresentati i grafici dei profili del livello del liquido e della potenza prodotta dalla turbina.

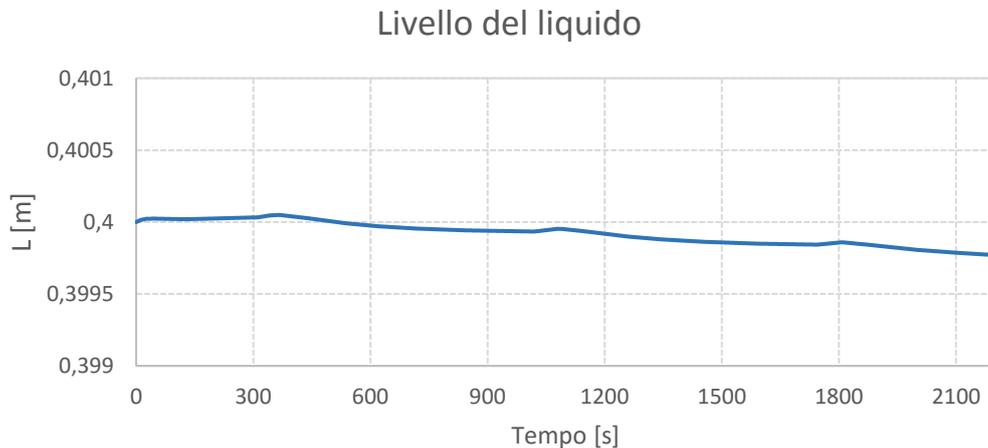


Figura 5.47: Andamento del livello del liquido nel controllo 4

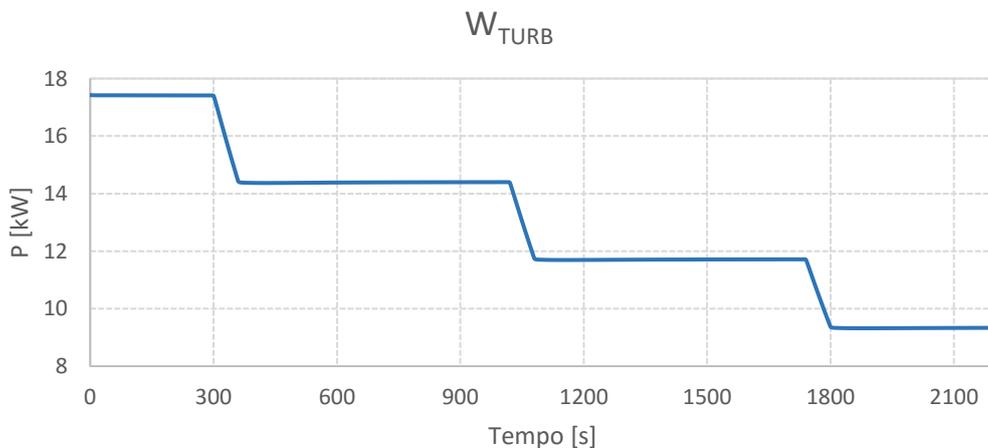


Figura 5.48: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 4

Il livello del liquido nel separatore diminuisce di poco ai carichi parziali (meno di 1mm) e quindi il rapporto tra la quantità di liquido e di vapore resta praticamente costante.

Per quanto concerne la potenza \dot{W}_{turb} , si può notare come al diminuire del carico assuma valori progressivamente superiori rispetto alle prime tre strategie di controllo, con una differenza di circa 1 kW al minimo del carico. Infatti quando la potenza prodotta dalla microturbina è pari a 35 kW coi controlli 1 e 3 $\dot{W}_{\text{turb}}=8,18$ kW, col controllo 2 $\dot{W}_{\text{turb}}=8,57$ kW e col controllo 4 $\dot{W}_{\text{turb}}=9,33$ kW. Questo incremento è dovuto alla maggiore portata

volumetrica in ingresso alla turbina causata dalla riduzione della pressione di evaporazione ai carichi parziali.

Nei grafici successivi sono raffigurati i profili delle temperature T_{11} e T_{31} , del numero di giri della pompa e dell'apertura della valvola relativi al controllo 5 in funzione del tempo.

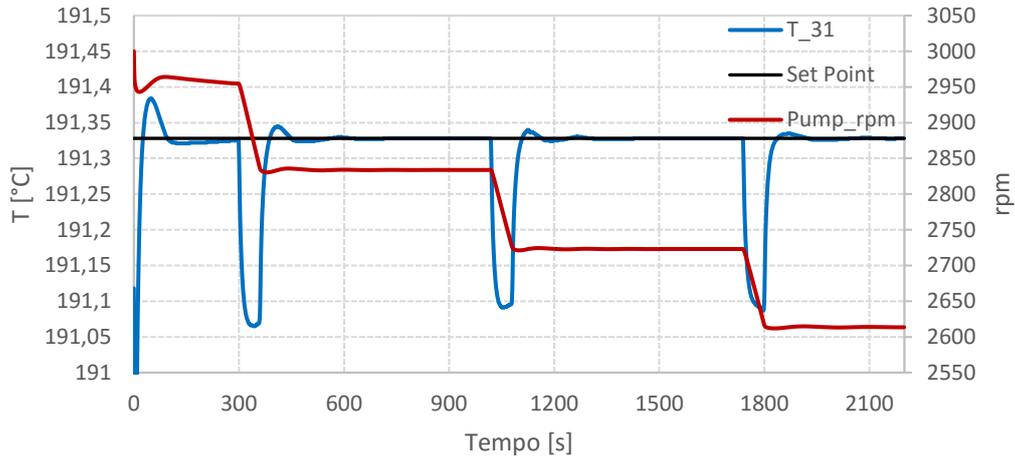


Figura 5.49: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 5

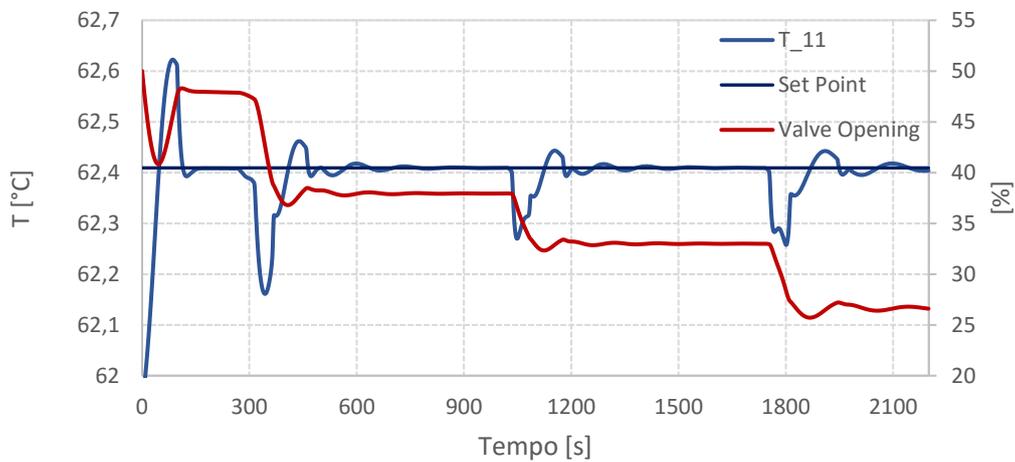


Figura 5.50: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11} nel controllo 5

Come nel caso del controllo 4 le variazioni repentine che si verificano nell'istante iniziale sono causate dall'inizializzazione, tuttavia ciò non costituisce un problema in quanto la prima variazione di carico si verifica dopo 5 minuti quando il ciclo si è stabilizzato. Per quanto concerne la temperatura massima T_{31} , l'entità delle oscillazioni è inferiore rispetto alla quarta strategia di controllo e dell'ordine dei $0,3\text{ °C}$, mentre il numero di giri della

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

pompa anche in questo caso assume valori sensibilmente inferiori rispetto ai primi tre controlli. Come spiegato più volte, ciò è dovuto all'azione stabilizzante del pozzetto nei confronti della pressione di condensazione in concomitanza con la riduzione del salto entalpico in turbina al diminuire del carico. Questo comporta un vantaggio, in quanto diminuisce la potenza assorbita dalla pompa per far circolare il fluido organico (poiché viene ridotto il Δp e quindi la prevalenza) e aumenta la portata volumetrica del vapore in ingresso alla turbina.

L'andamento della temperatura a valle del condensatore T_{11} è molto simile a quello delle strategie di controllo precedenti, tuttavia l'apertura della valvola è inferiore rispetto a quella del controllo 4 e sostanzialmente ai carichi parziali segue lo stesso profilo dei controlli 1,2 e 3. Di conseguenza la configurazione con pozzetto ha i vantaggi legati alla presenza del separatore, ma allo stesso tempo non utilizza una portata d'acqua di raffreddamento superiore alla prima configurazione (in cui non è presente né il pozzetto né il separatore). Da queste semplici considerazioni risulta evidente che le strategie di controllo più prestanti sono quelle applicate alla seconda configurazione.

Nelle figure successive sono rappresentati gli andamenti delle temperature e delle pressioni dei punti 11 e 12.

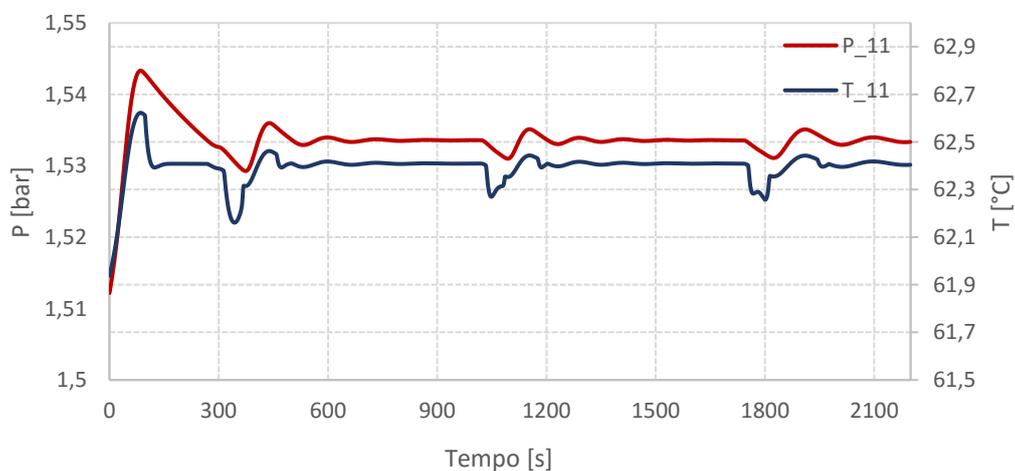


Figura 5.51: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11 nel controllo 5

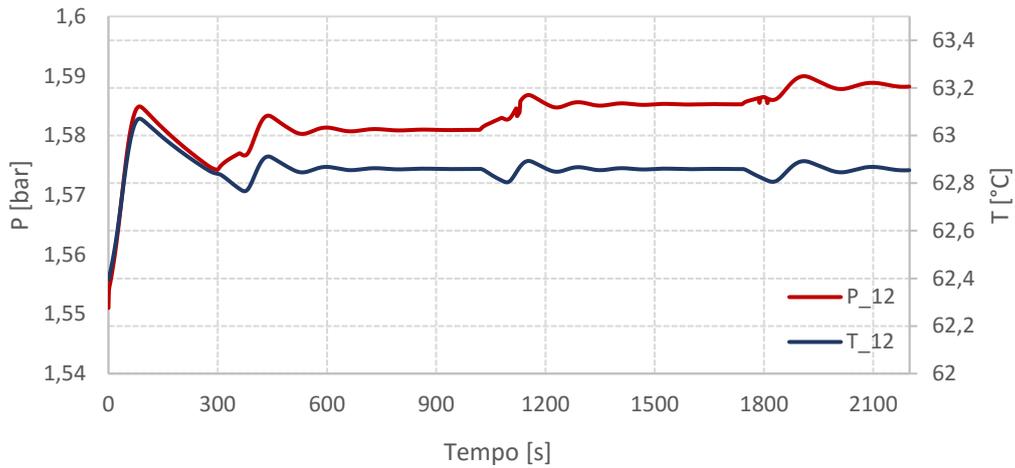


Figura 5.52: Andamento della temperatura e della pressione del punto 12 nel controllo 5

La pressione a valle del condensatore P_{11} ha un andamento molto stabile, infatti una volta terminata l'inizializzazione è pari a 1,53 bar in tutto l'intervallo di funzionamento. La pressione P_{12} differisce dalla P_{11} per l'incremento di pressione che si verifica nel pozzetto e nella tubazione a monte. Allo stesso modo anche la temperatura T_{12} è superiore alla T_{11} di circa 0,4 °C per effetto del gradiente di pressione.

Nelle Figure 5.53 e 5.54 sono riportati i profili della temperatura e della pressione dei punti 22 e 31.

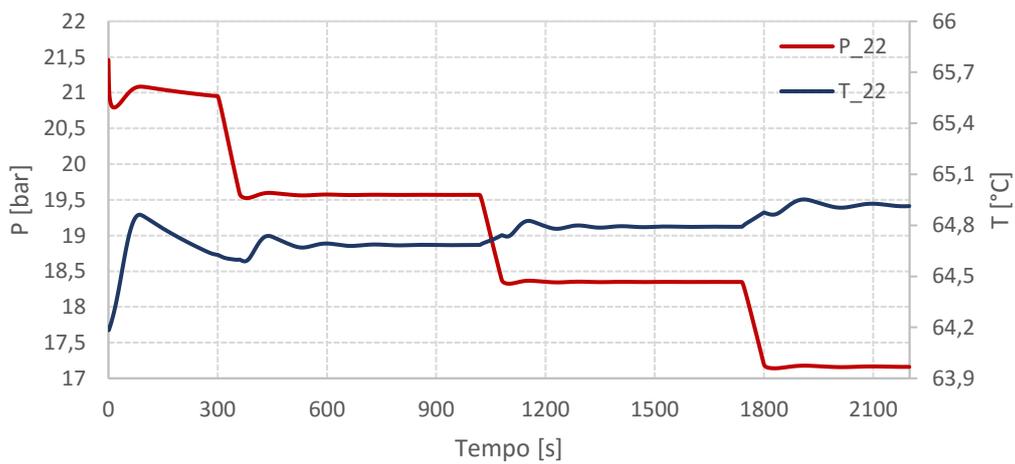


Figura 5.53: Andamento della temperatura e della pressione del punto 22 nel controllo 5

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

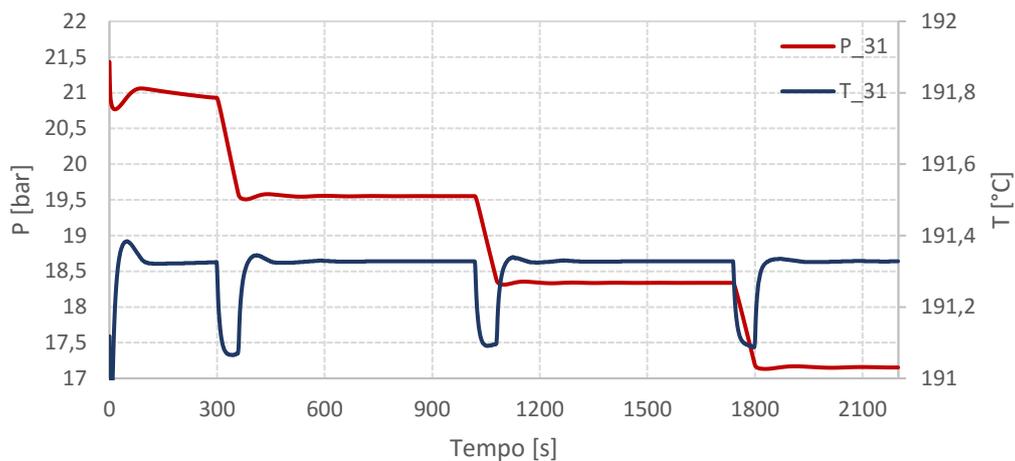


Figura 5.54: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 5

Il leggero incremento che subisce la temperatura T_{22} al diminuire del carico pari a circa $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$, è dovuto alla riduzione del rendimento isoentropico della pompa. Allo stesso tempo il decremento della pressione P_{22} da 21 bar in condizioni di progetto a 17,15 bar al minimo del carico è causato dall'azione del controllo PID che riduce il numero di giri della pompa per controllare la temperatura massima di ciclo T_{31} . L'andamento della pressione P_{31} è lo stesso della P_{22} e differisce soltanto per le perdite di carico che si verificano all'evaporatore.

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti delle variabili del punto 41 all'uscita della turbina e della portata di massa di ciclopentano in funzione del tempo.

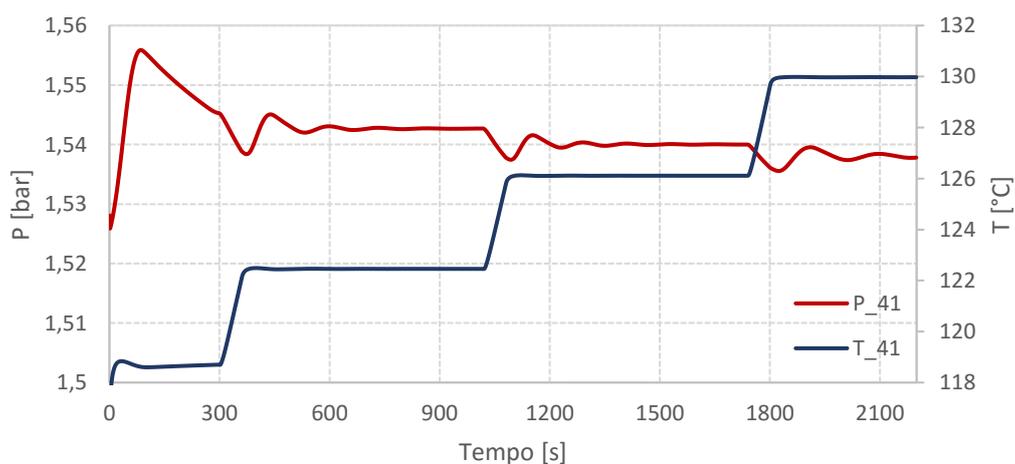


Figura 5.55: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 5

Da questo grafico si può osservare un'altra volta l'azione stabilizzante del pozzetto nei confronti della pressione di condensazione, infatti al diminuire del carico la pressione si assesta intorno a 1,54 bar. Per quanto riguarda la temperatura, l'andamento è sostanzialmente lo stesso di tutti i controlli precedenti con un incremento da 118 °C a 130 °C.

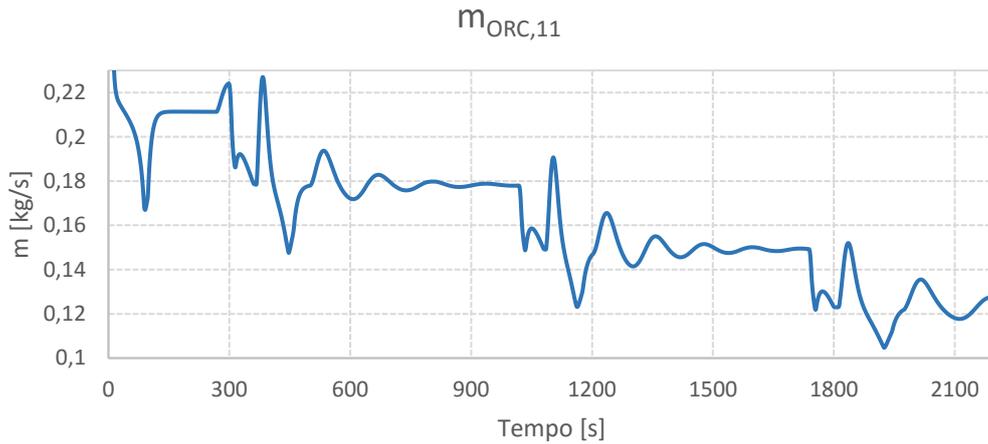


Figura 5.56: Andamento della portata di massa di ciclopentano del punto 11 nel controllo 5

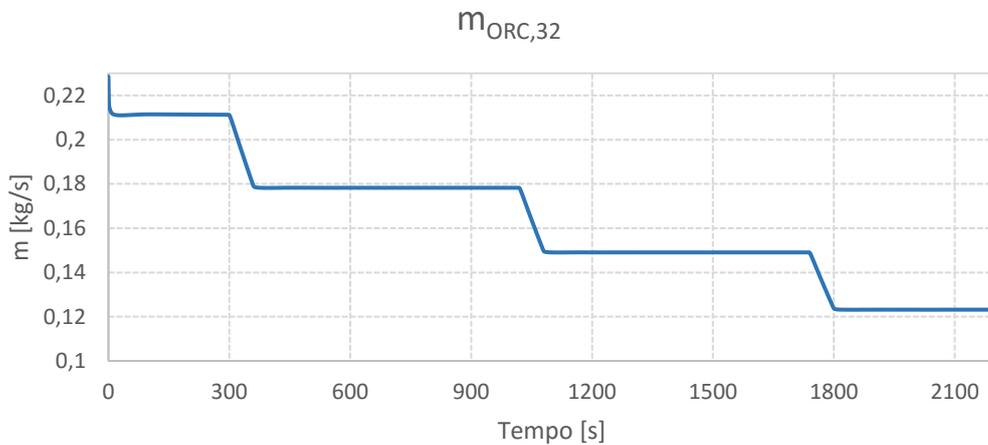


Figura 5.57: Andamento della portata di massa di ciclopentano del punto 32 nel controllo 5

La portata di massa del punto 11 è fortemente influenzata dall'andamento del livello del liquido nel pozzetto (il cui profilo è rappresentato nella Figura 5.58) e presenta quindi delle oscillazioni piuttosto marcate. Viceversa, la portata di massa all'ingresso della turbina ha un andamento molto più regolare, in quanto non subisce l'effetto delle variazioni del battente di liquido e quindi assume sostanzialmente gli stessi valori delle

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

strategie di controllo precedenti. Queste oscillazioni sono presenti soltanto nel punto 11 che si trova immediatamente a monte del pozzetto, mentre già dal punto LIQ1 che si trova all'uscita, la portata di massa ha lo stesso andamento del punto 32.

Nelle Figure 5.58 e 5.59 sono rappresentati gli andamenti del livello del liquido nel pozzetto e della potenza prodotta dalla turbina.

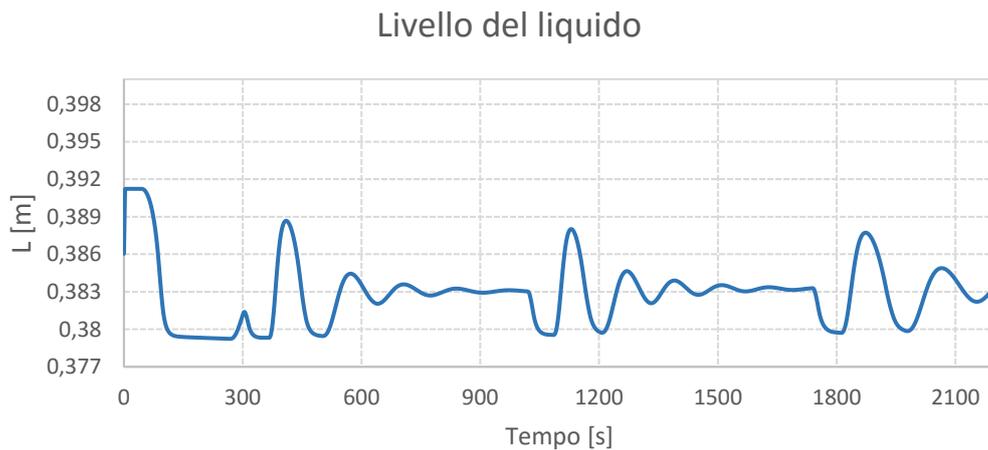


Figura 5.58: Andamento del livello del liquido del pozzetto nel controllo 5

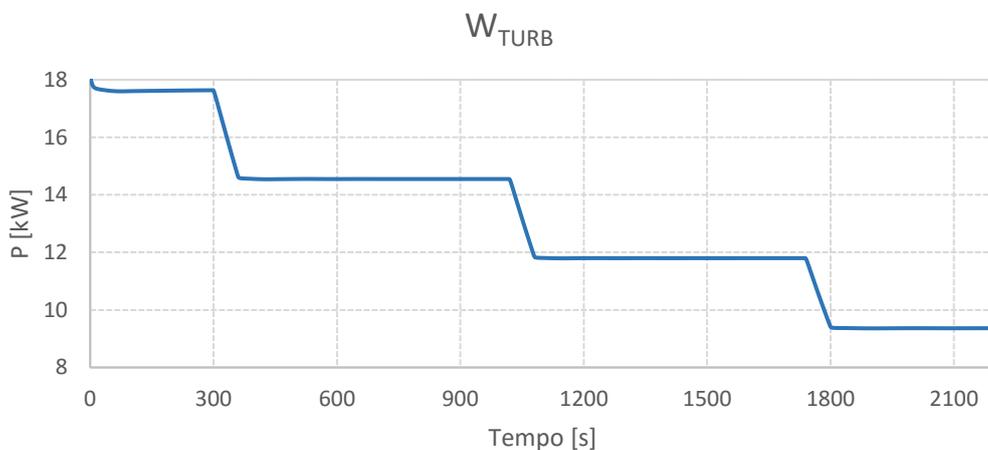


Figura 5.59: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 5

Negli istanti iniziali in cui viene effettuata l'inizializzazione il livello del liquido diminuisce di circa 1 cm, per poi oscillare quando si verificano le variazioni di carico. Terminate le oscillazioni il livello si assesta a 38,3 cm in tutto l'intervallo di funzionamento. Come già spiegato nel paragrafo 3.1.3, il pozzetto è stato modellato utilizzando un separatore con portata del vapore in uscita nulla, in quanto nella libreria dei componenti in Aspen Plus® non è presente un blocco dedicato esclusivamente alla

modellazione del pozzetto. La portata del vapore in uscita è nulla in quanto la fase del flusso in ingresso è liquido sottoraffreddato. Non essendo presente del vapore all'interno del componente, una volta esportato il modello in Aspen Plus Dynamics® il software fissa in automatico l'altezza del battente di liquido in funzione delle dimensioni del componente (cilindro disposto orizzontalmente lungo 1 m e con diametro pari a 0,4 m) che in questo caso nell'istante iniziale ammonta a 39,1 cm. Di conseguenza il software introduce 9 mm di margine tra la superficie del liquido e la sommità del pozzetto. Utilizzando invece il separatore nella terza configurazione il livello del liquido può essere fissato a piacere in quanto nel blocco sono presenti entrambe le fasi.

Per quanto riguarda la potenza prodotta dalla turbina, i valori sono in linea con quelli della quarta strategia di controllo, tuttavia la configurazione con pozzetto presenta il vantaggio di necessitare di una minore portata d'acqua di raffreddamento come sottolineato precedentemente.

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti delle temperature T_{31} e T_{11} e del numero di giri della pompa nel controllo 6.

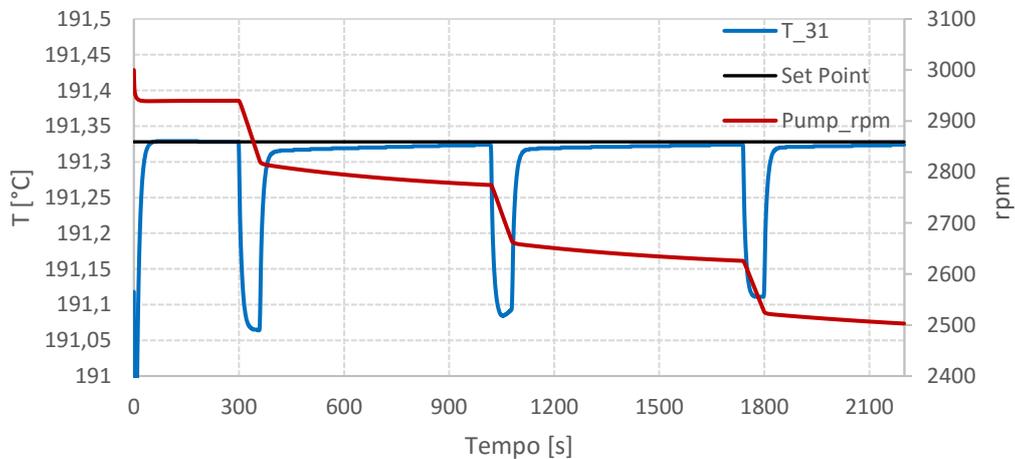


Figura 5.60: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 6

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

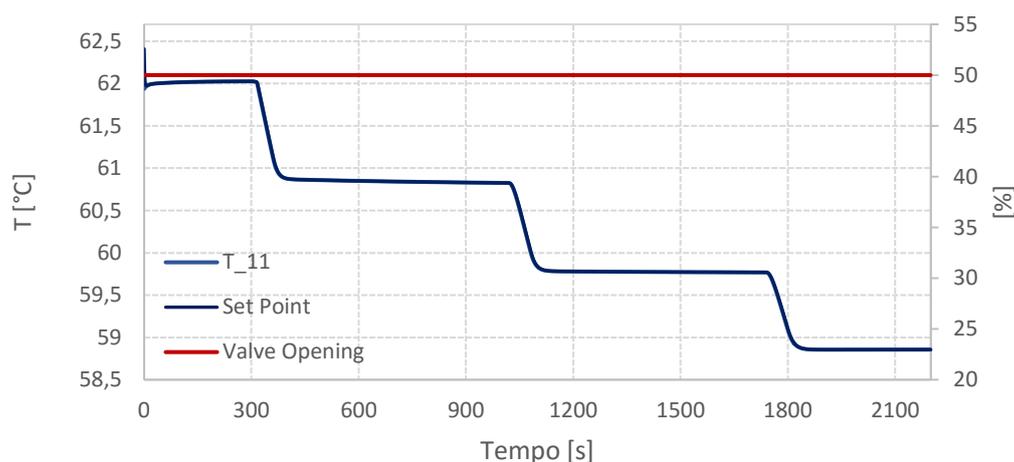


Figura 5.61: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11} nel controllo 6

Le variazioni della temperatura durante i cambi di carico sono pari a circa $0,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ come nel controllo 5, mentre il numero di giri della pompa assume valori più bassi, infatti quando la potenza della microturbina è pari a 35 kW il numero di giri ammonta a 2502 rpm , circa 100 rpm del controllo 5. Ciò è dovuto alla riduzione della temperatura T_{11} a valle del condensatore in modo simile a quanto avviene con la seconda strategia di controllo. Infatti mantenendo la portata d'acqua di raffreddamento costante, il calo della temperatura T_{11} ai carichi parziali causa una riduzione della pressione di condensazione e quindi della pressione di evaporazione. In questo modo la portata volumetrica in turbina aumenta e di conseguenza anche il salto entalpico. Questo non necessariamente costituisce un vantaggio, in quanto la minore potenza assorbita per pompare il fluido organico e la maggiore potenza prodotta in turbina potrebbero non compensare la più elevata potenza elettrica richiesta per far fluire l'acqua di raffreddamento al condensatore rispetto al controllo 5. Infatti anche se per semplicità la portata d'acqua è regolata con una valvola, in realtà è più conveniente effettuare la regolazione variando il numero di giri della pompa, consentendo così di ridurre la potenza assorbita ai carichi parziali. Per questo motivo durante lo studio del secondo transitorio, le strategie di controllo sono state confrontate tenendo conto anche della potenza elettrica consumata per far circolare la portata d'acqua. Per quanto concerne la temperatura T_{11} , l'andamento è simile a quello del controllo 2 con un calo da $62\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $58,9\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nelle Figure 5.62 e 5.63 sono riportati i profili delle temperature e delle pressioni dei punti 31 e 41.

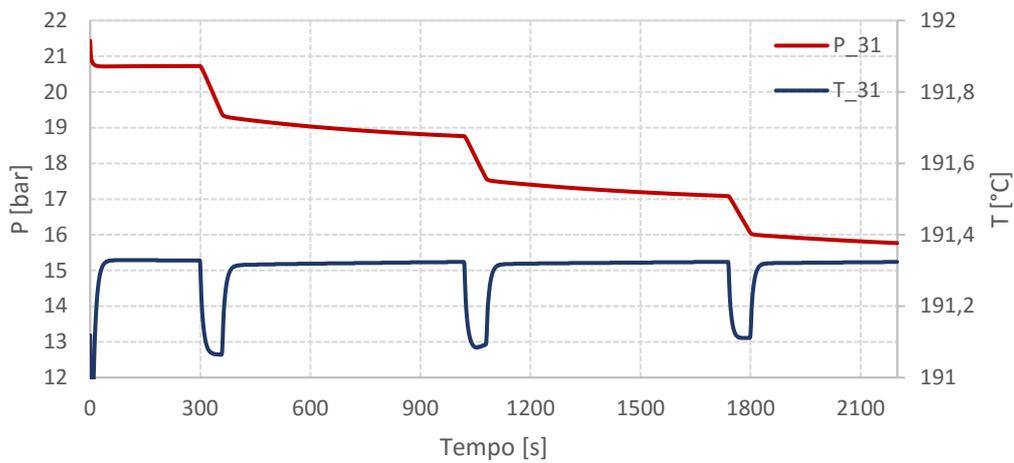


Figura 5.62: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 6

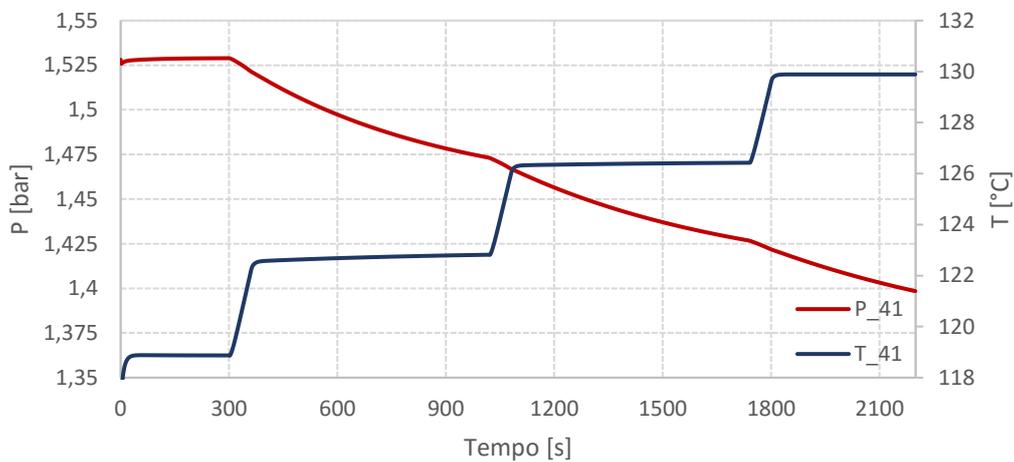


Figura 5.63: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 6

La pressione P_{31} passa da 21,4 bar a 15,8 bar, mentre nel controllo 5 diminuisce fino a 17,2 bar. Tuttavia in questo caso è necessario più tempo affinché il transitorio si estingua, infatti sono necessari circa 11 minuti perché la pressione si stabilizzi completamente durante i quali cala di circa 0,6 bar.

In modo simile alle altre strategie di controllo, la temperatura T_{41} cresce da 119 °C a 130 °C a causa della riduzione del rendimento isoentropico della turbina e del salto entalpico. Per quanto concerne la pressione P_{41} al diminuire del carico si registra un decremento da 1,52 bar a 1,38 bar, 0,16 bar in meno rispetto al controllo 5.

Nella figura successiva è rappresentato l'andamento della potenza prodotta dalla turbina.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

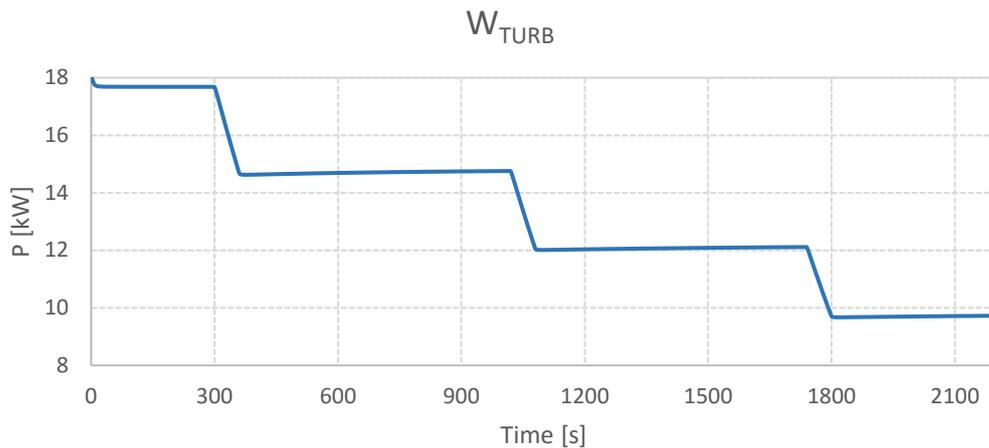


Figura 5.64: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 6

Ai carichi parziali la potenza prodotta assume valori leggermente superiori rispetto al controllo 5 e al minimo del carico la differenza è pari al 3,7 %.

Dai diagrammi T-s è emerso che il controllo 7 ha prestazioni molto simili a quelle del controllo 4. Poiché non verrà impiegato durante le simulazioni del secondo transitorio di seguito viene riportata soltanto la potenza \dot{W}_{turb} in modo da non appesantire la trattazione.

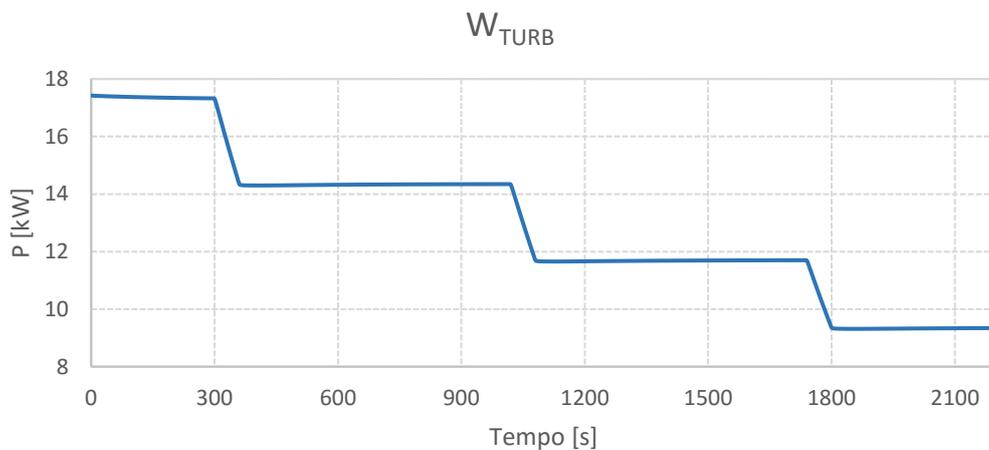


Figura 5.65: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 7

Come si può osservare l'andamento è sostanzialmente lo stesso del controllo 4, infatti la differenza massima tra le due è pari allo 0,1 %.

Come si può osservare dai diagrammi T-s nei controlli 8,9 e 11 in cui viene controllato il livello del liquido, ai carichi parziali la portata che alimenta la turbina è una miscela bifase liquido-vapore. La presenza di liquido può danneggiare gravemente le pale della turbina e quindi queste strategie di controllo non possono essere applicate nella realtà. A titolo di

esempio nelle figure successive sono rappresentati soltanto gli andamenti delle grandezze principali del controllo 8.

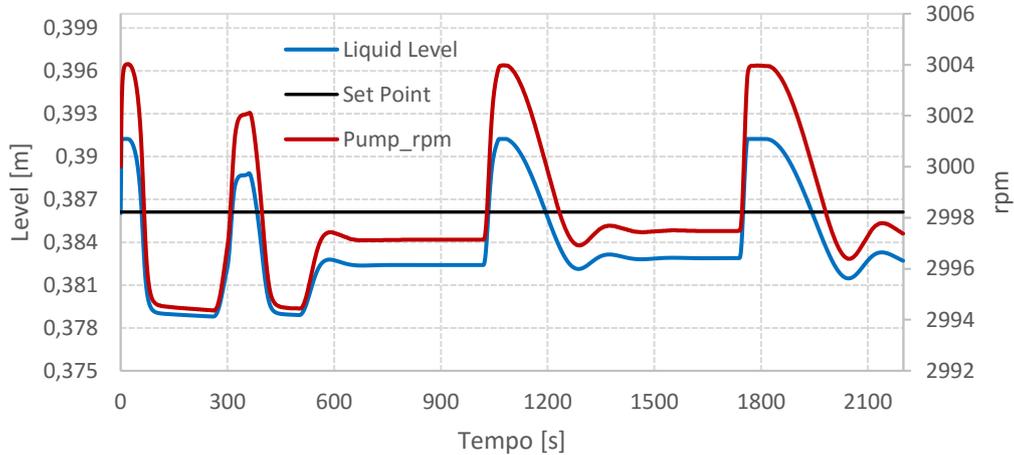


Figura 5.66: Andamento del numero di giri della pompa e del livello del liquido nel controllo 8

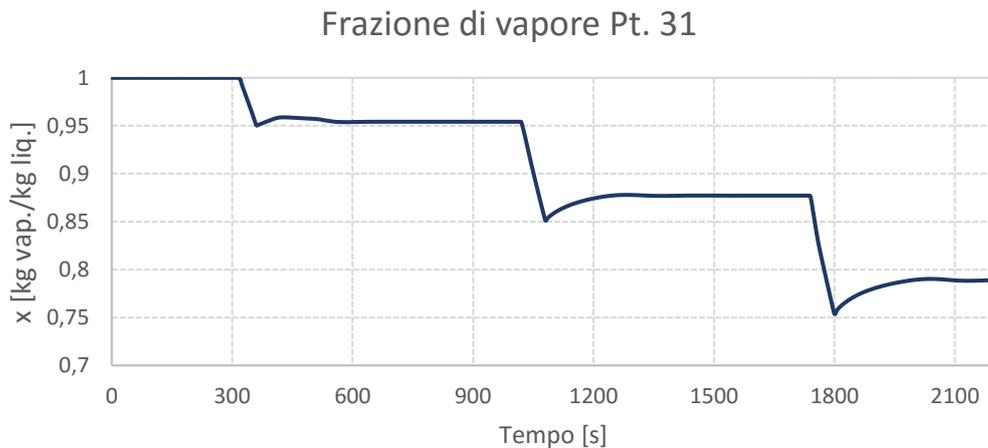


Figura 5.67: Andamento della frazione di vapore del flusso 31 nel controllo 8

Il numero di giri della pompa varia in modo molto limitato rispetto alle strategie di controllo precedenti. Allo stesso modo anche il livello del liquido subisce delle oscillazioni piuttosto piccole diminuendo al massimo di 1 cm durante i cambi di carico, per poi stabilizzarsi. Come già spiegato nel paragrafo 4.3 sono state utilizzate delle costanti più lente ($K_p=0,1\%$ e $T_i=1000$ min) rispetto ai controlli precedenti, in quanto le variazioni del livello sono molto ridotte rispetto a quelle della temperatura T_{31} , e quindi se fossero state utilizzate le stesse costanti a seguito di piccole oscillazioni del livello il numero di giri della pompa sarebbe aumentato o diminuito in maniera eccessiva. Per

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

quanto concerne l'andamento del titolo di vapore del punto 31 a valle dell'evaporatore, si può osservare come al diminuire del carico questa grandezza diminuisca progressivamente fino al 79%. Questo valore è estremamente basso ed esclude quindi la possibilità di poter applicare questa strategia di controllo.

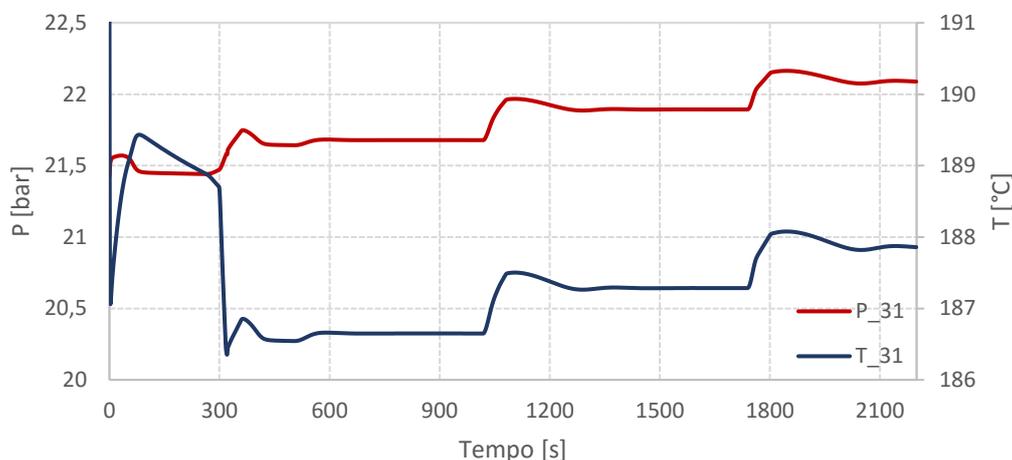


Figura 5.68: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 8

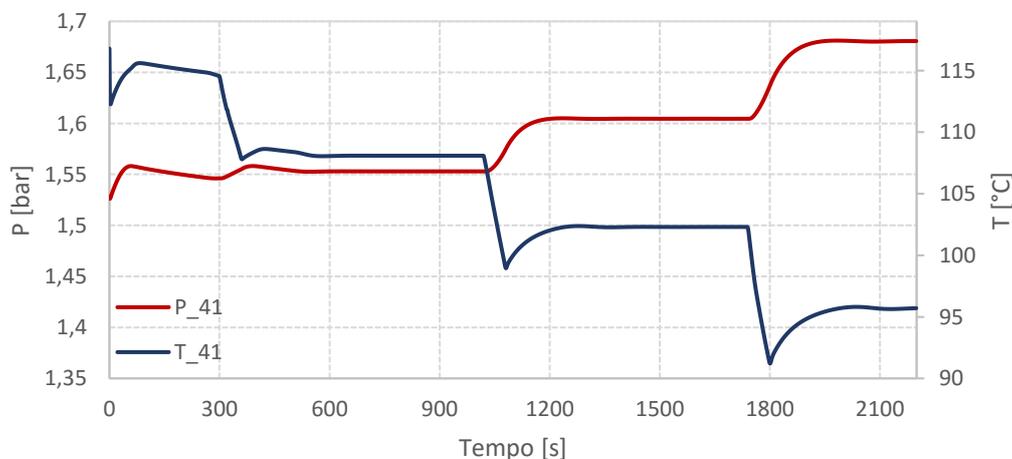


Figura 5.69: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 8

Dalla Figura 5.68 si può osservare come la temperatura T_{31} aumenti da 186,5 a 188 °C, mentre la pressione P_{31} cresce da 21,5 bar a 22,1 bar. Ciò significa che controllando il livello del liquido, la temperatura e la pressione a valle dell'evaporatore assumono un andamento piuttosto stabile.

Al diminuire del carico la pressione P_{41} aumenta leggermente passando da 1,55 bar a 1,68 bar. La temperatura T_{41} segue un profilo notevolmente diverso rispetto alle strategie di controllo precedenti in cui cresce da circa 118 °C a 130 °C. In questo caso infatti, cala da

115 °C a 96 °C. Come si può osservare dai diagrammi T-s ciò è dovuto al calo del titolo di vapore del flusso in ingresso alla turbina.

Nelle Figure 7.70 e 5.71 sono rappresentati gli andamenti della portata di massa di ciclopentano dei punti 11 e 32.

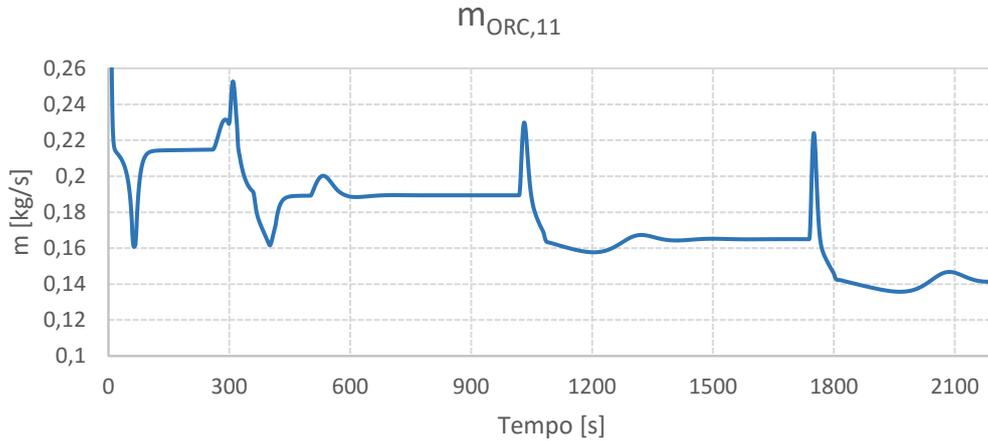


Figura 5.70: Andamento della portata di massa di ciclopentano del punto 11 nel controllo 8

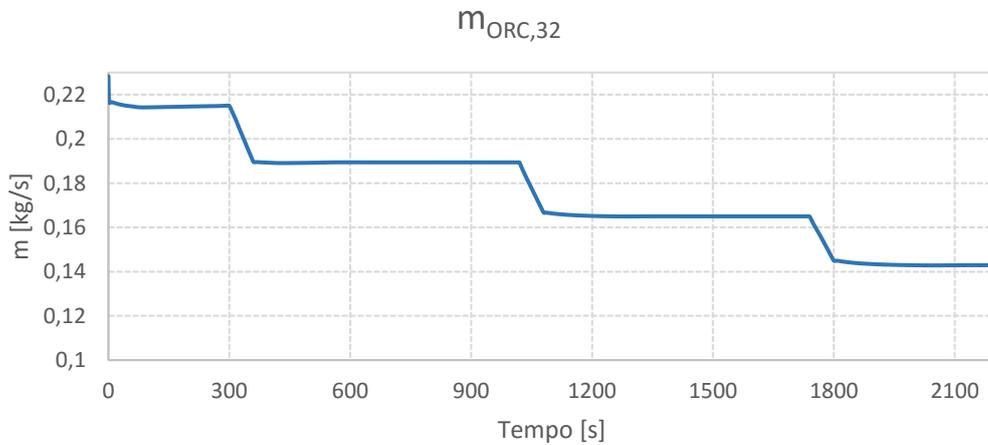


Figura 5.71: Andamento della portata di massa di ciclopentano del punto 32 nel controllo 8

Anche in questo caso la portata del flusso 11 a monte del pozzetto è influenzata dall'andamento del livello del liquido e quindi durante i cambi di carico subisce delle oscillazioni che poi si stabilizzano in circa 5 minuti. Diversamente negli altri punti del ciclo la portata di massa presenta l'andamento a gradini rappresentato nella Figura 5.71, dove al diminuire del carico passa da 0,212 kg/s a 0,141 kg/s. Nelle altre strategie di

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

controllo la portata circolante assume valori inferiori, in quanto il numero di giri della pompa cala maggiormente ai carichi parziali e quindi anche la potenza elettrica assorbita. Nella figura successiva è riportato l'andamento della potenza prodotta dalla turbina.

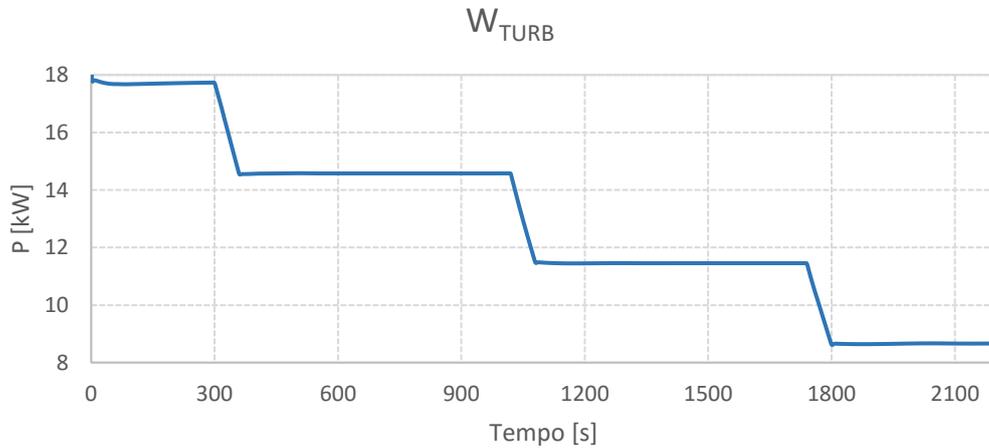


Figura 5.72: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 8

Ai carichi parziali la potenza diminuisce fino a 8,7 kW assumendo valori inferiori rispetto a quelli dei controlli in cui sono presenti il pozzetto e il separatore e in cui vengono regolate le temperature T_{31} e T_{11} (per esempio nel controllo 5 al minimo del carico la potenza \dot{W} è pari a 9,4 kW).

Nelle Figure 5.73 e 5.74 sono rappresentati i profili delle temperature T_{31} e T_{11} , del numero di giri della pompa e dell'apertura della valvola relativi al controllo 10.

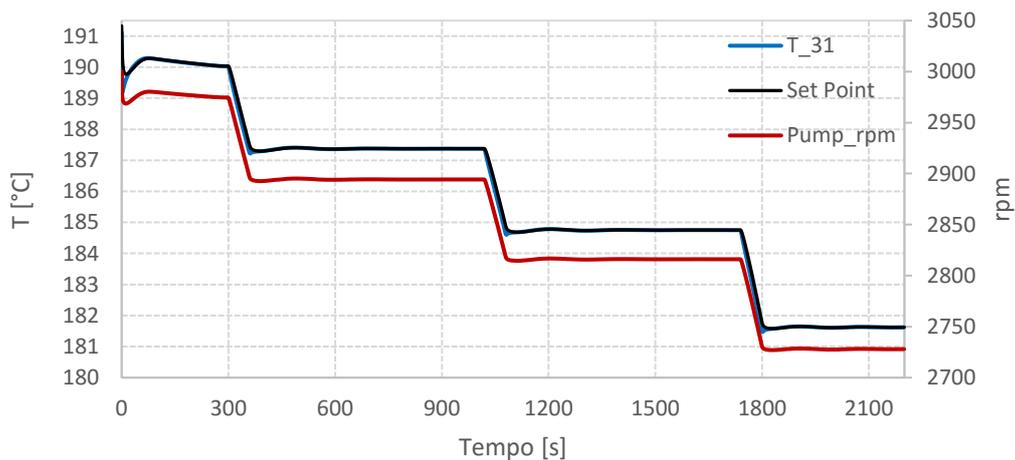


Figura 5.73: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 10

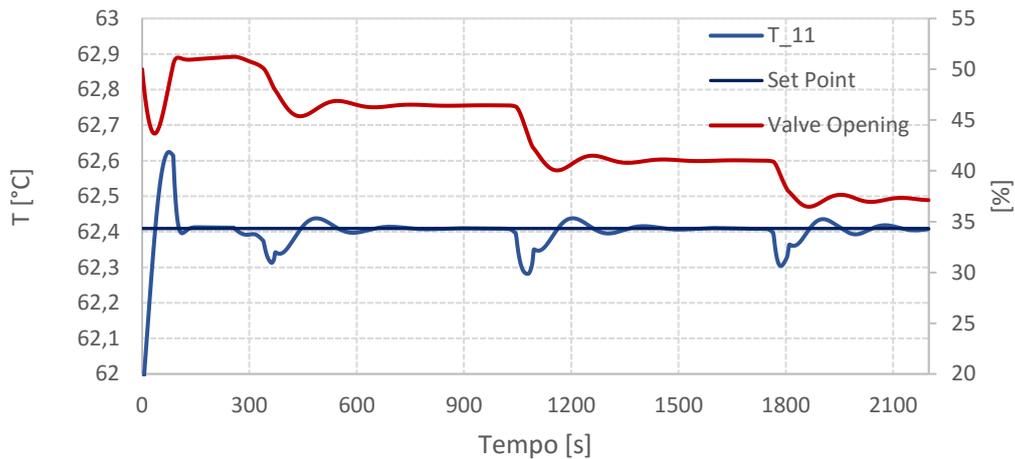


Figura 5.74: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11} nel controllo 10

Si può notare come al diminuire del carico la temperatura a valle dell'evaporatore T_{31} scenda fino a 181,7 °C, in modo da mantenere il surriscaldamento costante in seguito alla diminuzione della pressione di evaporazione. Allo stesso modo anche il numero di giri della pompa diminuisce passando da 2980 rpm (dopo l'inizializzazione il numero di giri non è più pari a 3000 rpm) a 2728 rpm.

La temperatura T_{11} durante i cambi di carico subisce delle leggere oscillazioni, calando di circa 0,1 °C per poi riassumere il valore di set point dopo 4 minuti circa. L'apertura della valvola presenta valori superiori rispetto a quelli dei controlli 5 e 6, infatti in questo caso al minimo del carico è pari al 37 %. Come si vede anche dalla Figura 5.79 ciò è dovuto alla maggiore portata di massa di ciclopentano circolante, in quanto per ridurre la temperatura massima di ciclo, a parità di sorgente termica, è ovviamente necessaria una portata maggiore e quindi anche la portata d'acqua di raffreddamento dovrà essere più elevata.

Nelle figure 5.75 e 5.76 sono riportati gli andamenti della pressione e della temperatura del punto 11 e del surriscaldamento nell'evaporatore.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

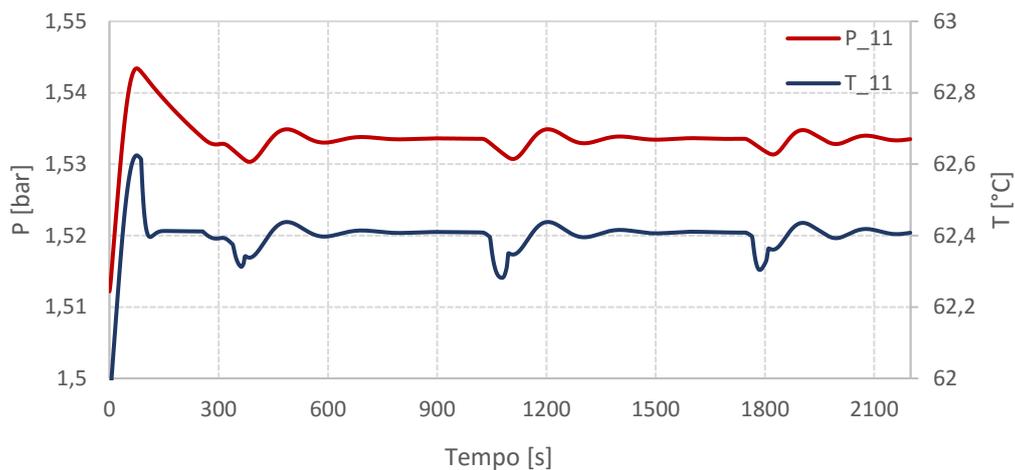


Figura 5.75: Andamento della temperatura e della pressione del punto 11 nel controllo 10

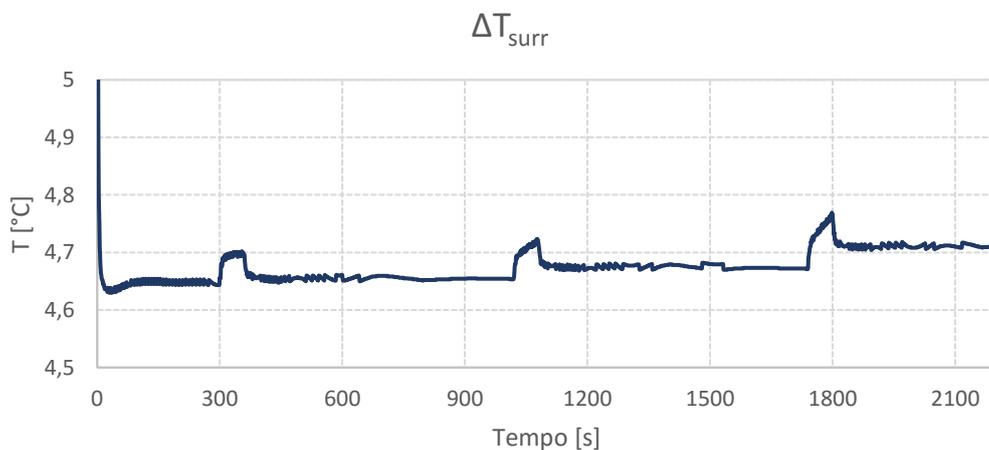


Figura 5.76: Andamento del surriscaldamento nel controllo 10

Anche in questo caso la pressione di condensazione P_{11} ha un andamento molto stabile per effetto del pozzetto, infatti è pari a 1,533 bar in tutto l'intervallo di funzionamento. Per quanto riguardamento il surriscaldamento nell'evaporatore la strategia di controllo utilizzata, e spiegata in dettaglio nel paragrafo 4.3, garantisce il mantenimento di un valore pressoché costante anche al minimo del carico.

Nelle figure successive sono rappresentati gli andamenti delle temperature e delle pressioni dei punti 31 e 41.

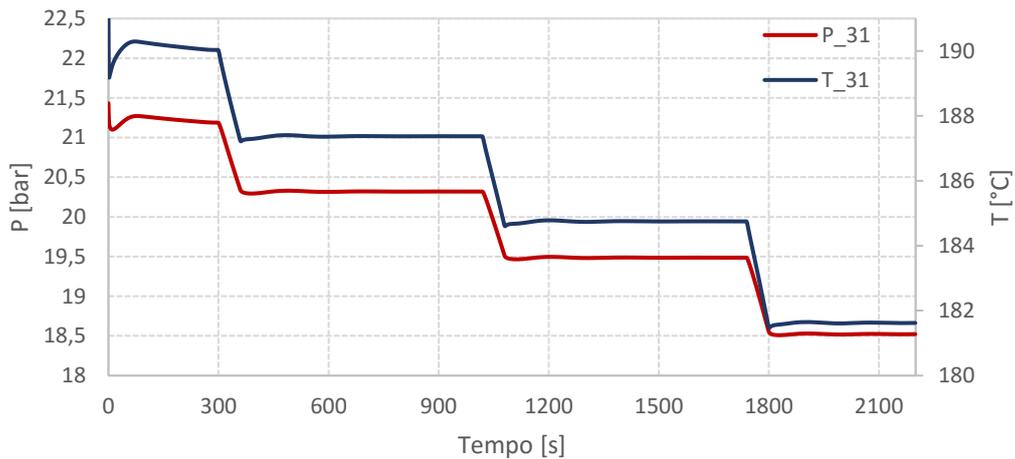


Figura 5.77: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 10

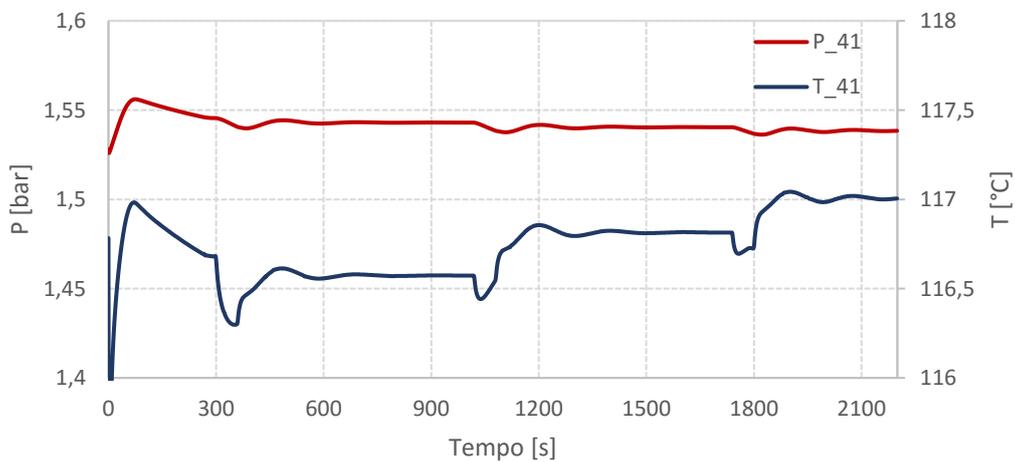


Figura 5.78: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 10

La pressione di evaporazione P_{31} diminuisce fino a 18,5 bar, circa 1,5 bar in più rispetto al controllo 5 e 2,5 bar in più rispetto al controllo 6. La pressione P_{41} è pressoché costante in tutto l'intervallo di carico e differisce dalla pressione P_{11} soltanto per le perdite di carico nel condensatore e nella tubazione a valle della turbina. La temperatura T_{41} ha un andamento diverso dalle altre strategie di controllo in cui aumenta circa da 118 °C a 130 °C. In questo caso infatti cresce soltanto di 0,5 °C a causa della progressiva diminuzione della temperatura T_{31} .

Nelle Figure 5.79 e 5.80 sono riportati i profili della portata di massa all'ingresso della turbina e della potenza prodotta. Il livello del liquido non è stato inserito per evitare di riportare troppe immagini in quanto ha un andamento molto simile a quello del controllo 5.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

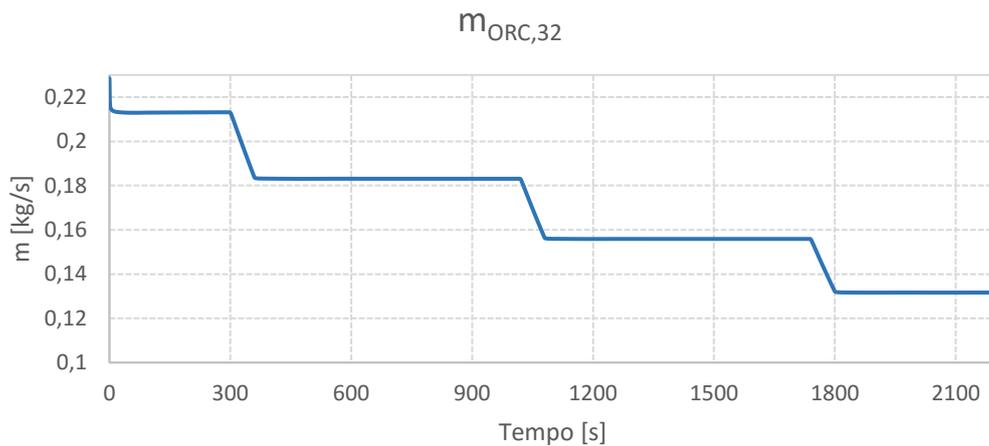


Figura 5.79: Andamento della portata di massa di ciclopentano del punto 32 nel controllo 10

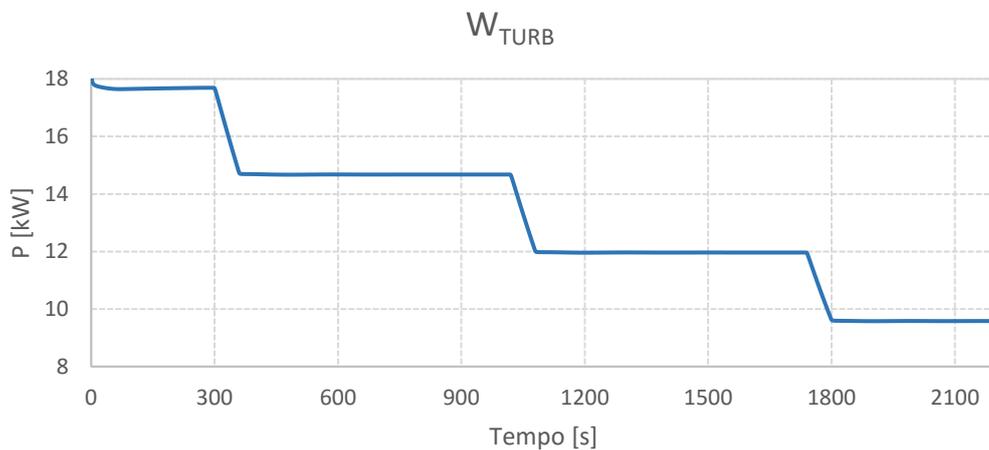


Figura 5.80: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nel controllo 10

Come già accennato, ai carichi parziali la portata di massa di ciclopentano assume valori leggermente superiori rispetto alle altre strategie di controllo. Infatti per esempio nel controllo 5 al minimo del carico è pari a 0,127 kg/s, mentre in questo caso ammonta a 0,133 kg/s il 4,5% in più.

La potenza prodotta dalla turbina presenta valori intermedi tra quelli del controllo 5 e del controllo 6, infatti al minimo del carico nel controllo 5 $\dot{W}_{\text{turb}}=9,36$ kW, nel controllo 6 $\dot{W}_{\text{turb}}=9,72$ kW e nel controllo 10 $\dot{W}_{\text{turb}}=9,58$ kW. Per determinare quale dei tre sia più performante occorre eseguire un'analisi dettagliata che verrà effettuata durante lo studio del secondo transitorio, tenendo conto anche della potenza elettrica assorbita per far circolare il fluido organico e la portata d'acqua di raffreddamento.

Nell'immagine successiva sono rappresentati gli andamenti delle potenze \dot{W}_{turb} per i diversi controlli (non sono state inserite le strategie 8,9 e 11 in cui viene controllato il livello del liquido a causa del problema relativo alla miscela bifase liquido-vapore che alimenta la turbina).

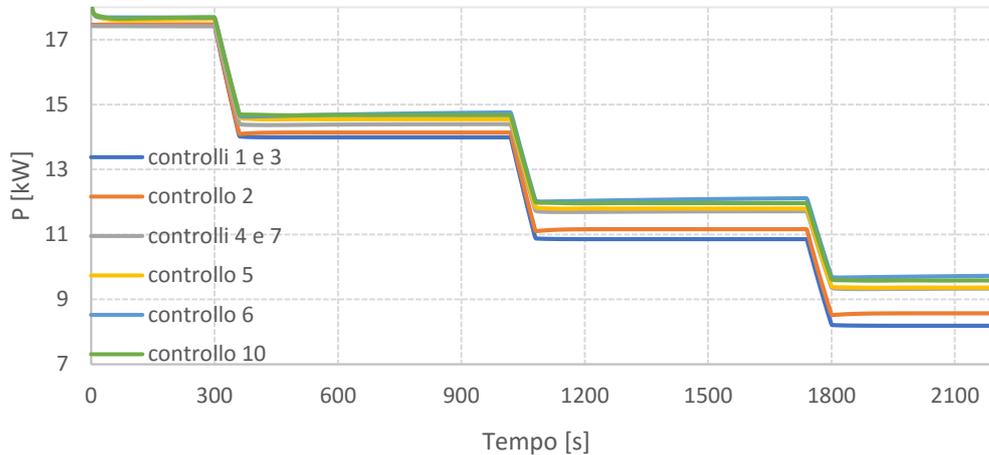


Figura 5.81: Andamento della potenza prodotta dalla turbina nei diversi controlli

Dall'analisi effettuata è emerso che le strategie di controllo 1, 2 e 3 presentano la potenza prodotta più bassa e allo stesso tempo la potenza assorbita dalla pompa più elevata, in quanto la pressione di evaporazione è all'incirca costante in tutto l'intervallo di funzionamento. I controlli 4 e 7 hanno prestazioni molto simili a quelle del controllo 5, ma la portata d'acqua di raffreddamento è sensibilmente più elevata a causa del particolare layout della configurazione 3, in cui sono presenti 2 condensatori e il separatore di vapore. Di conseguenza i controlli 5,6 e 10 sono i più efficaci e verranno quindi confrontati in dettaglio in funzione del fluido organico nel paragrafo 5.3.2.

Nella Figura 5.82 è riportato il diagramma T-s dei controlli 1,5,6 e 10 con potenza della microturbina a gas pari a 35 kW.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

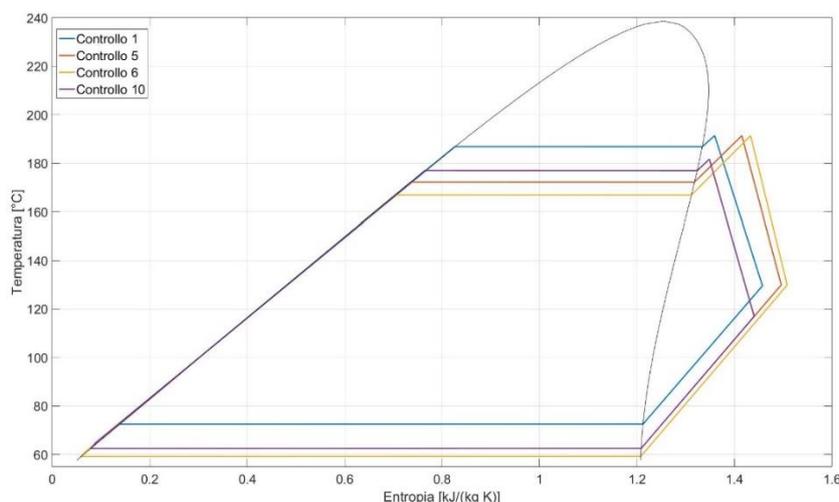


Figura 5.82: Diagramma T-s dei controlli 1,5,6 e 10 con potenza della microturbina pari a 35 kW nelle configurazioni con ciclopentano

5.3.2 Secondo transitorio

In questo paragrafo vengono confrontate le prestazioni dei cicli ORC sulla base di un transitorio della durata di 2 ore e 11 minuti, ricavato dalla curva di carico della turbina a gas nel mese di novembre, con lo scopo di determinare la strategia di controllo e il fluido più performanti. Durante lo studio del primo transitorio è emerso che i controlli 5,6 e 10 sono i più efficaci, ma verranno presi in considerazione anche i risultati relativi al primo controllo per evidenziare i benefici legati alla presenza del pozzetto.

In tabella sono riassunte le caratteristiche delle strategie di controllo che verranno simulate.

Tabella 5.4: Proprietà dei controlli 1,5,6 e 10

	Configurazione	Grandezze controllate
Controllo 1	1	T_{31} T_{11}
Controllo 5	2	T_{31} T_{11}
Controllo 6	2	T_{31}
Controllo 10	2	ΔT_{surr} T_{11}

Nella figura successiva è riportato l'andamento della potenza prodotta dalla microturbina.

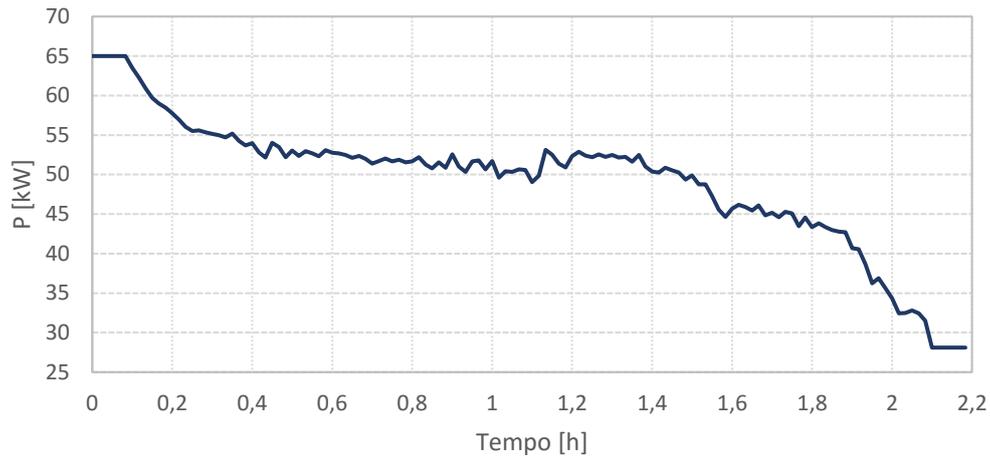


Figura 5.83: Andamento della potenza della microturbina nel secondo transitorio

Nelle pagine successive inizialmente sono presentati gli andamenti delle principali grandezze termodinamiche relativi al controllo 5 con ciclopentano, al fine di analizzare il comportamento dei controlli PID e le differenze col primo transitorio, mentre successivamente sono confrontati per tutti i fluidi e le strategie di controllo i parametri che caratterizzano le prestazioni globali dei cicli e dei singoli componenti.

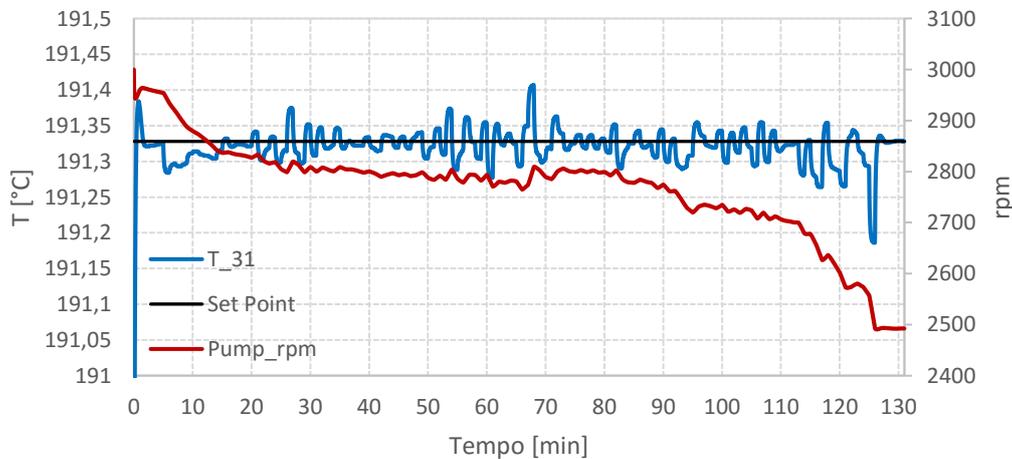


Figura 5.84: Andamento del numero di giri della pompa e della temperatura massima di ciclo nel controllo 5 nel secondo transitorio

Terminata l’inizializzazione si può vedere come il controllo PID garantisca una regolazione efficace della temperatura T_{31} a valle dell’evaporatore in tutto l’intervallo di funzionamento, con oscillazioni massime pari a circa $0,15\text{ }^{\circ}\text{C}$. Anche il numero di giri della pompa non subisce variazioni troppo repentine assicurando un corretto funzionamento della macchina.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

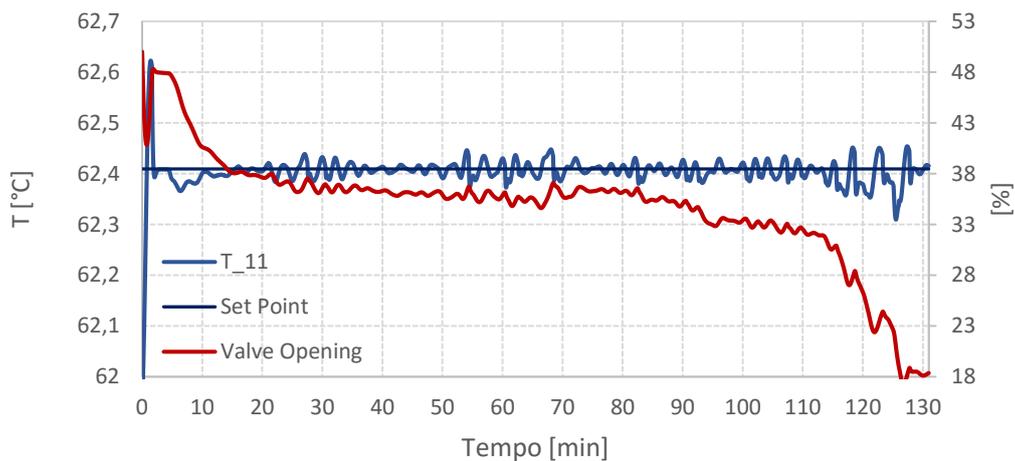


Figura 5.85: Andamento dell'apertura della valvola e della temperatura T_{11} nel controllo 5 nel secondo transitorio

Per quanto riguarda la temperatura T_{11} a valle del condensatore, come nel caso della temperatura T_{31} , il controllo PID effettua una buona regolazione infatti le deviazioni dal set point non superano i 0,1 °C.

A differenza dei risultati relativi al primo transitorio, in questo caso i profili delle diverse grandezze sono molto più irregolari, in quanto la sorgente termica varia in funzione della curva di carico reale e ciò permette di simulare le prestazioni effettive dei cicli.

Nelle figure successive sono riportati gli andamenti della temperatura e della pressione dei punti 31 e 41.

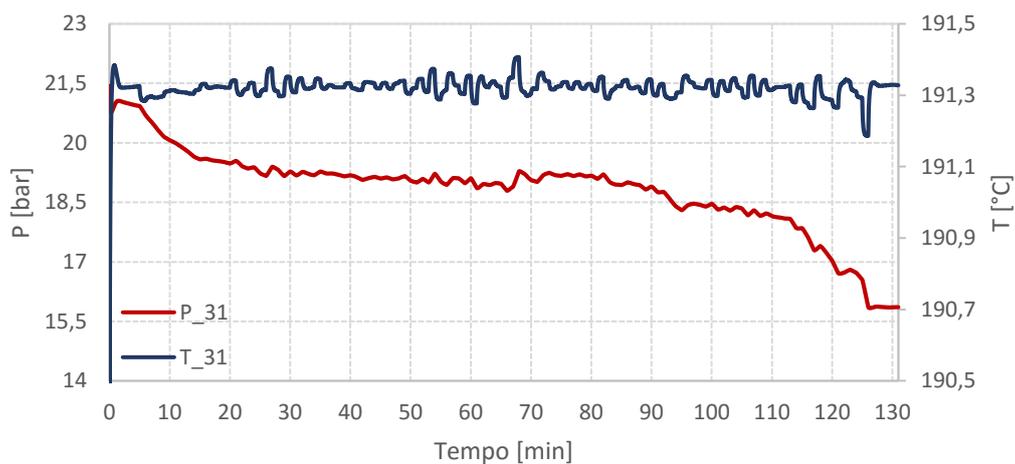


Figura 5.86: Andamento della temperatura e della pressione del punto 31 nel controllo 5 nel secondo transitorio

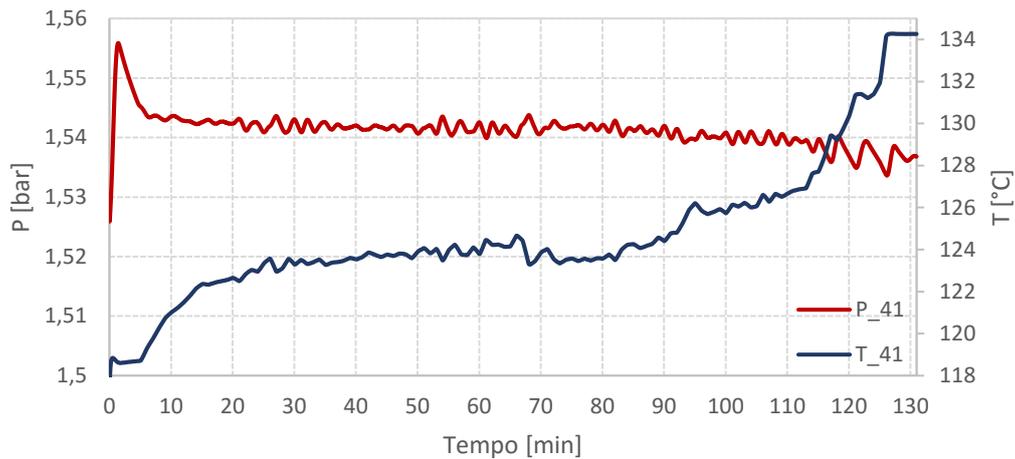


Figura 5.87: Andamento della temperatura e della pressione del punto 41 nel controllo 5 nel secondo transitorio

Al diminuire del carico la pressione P_{31} scende fino a 15,9 bar per effetto della riduzione del numero di giri della pompa, mentre la pressione P_{41} a valle della turbina resta pressoché costante in modo simile a quanto visto con il primo transitorio. La temperatura T_{41} cresce da 119 °C a 134 °C per effetto della riduzione del rendimento isoentropico e del salto entalpico in turbina.

Considerazioni molto simili possono essere fatte per tutti gli altri fluidi e le strategie di controllo, in quanto una volta impostati correttamente i controlli PID avendo scelto i valori più opportuni delle costanti proporzionali e integrative, i cicli vengono regolati senza grosse difficoltà. Di conseguenza ciò che determina quali sono il fluido e la strategia di controllo migliori sono fondamentalmente le prestazioni degli impianti.

Nelle figure successive sono rappresentati gli andamenti dei parametri che caratterizzano le prestazioni globali e dei singoli componenti in funzione del fluido organico con il controllo 5.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

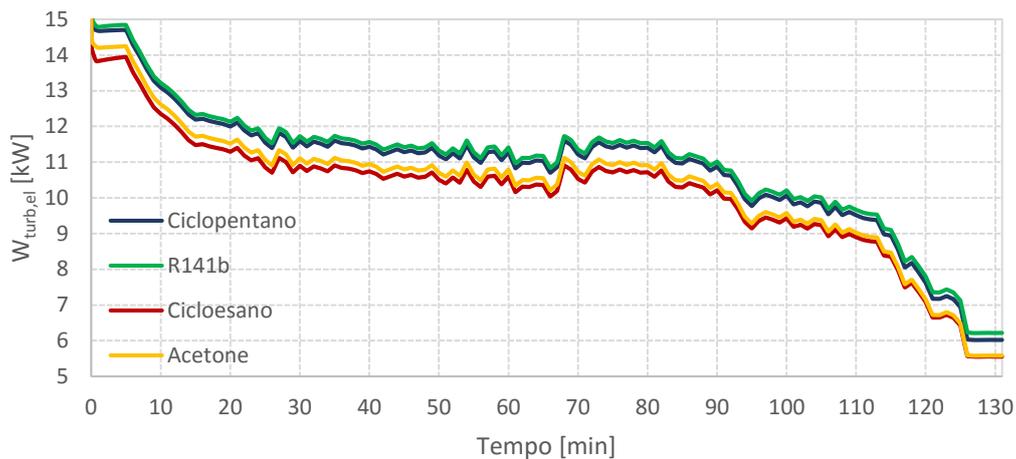


Figura 5.88: Andamento della potenza elettrica prodotta dalla turbina nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

Nel grafico è rappresentata la potenza elettrica prodotta dalla turbina calcolata tenendo conto del rendimento meccanico dell'espansore e del rendimento elettrico del generatore. Come è emerso durante l'analisi in regime quasi-stazionario in Aspen Plus[®], l'R141b e il ciclopentano presentano i valori più alti con una differenza media pari a circa 0,15 kW. Nei cicli funzionanti con acetone e cicloesano la potenza è mediamente inferiore di 0,6 kW e 0,7 kW rispetto ai valori calcolati con l'R141b, e al minimo del carico la differenza ammonta a 0,65 kW per entrambi i fluidi.

Nella figura successiva è riportato l'andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa con i diversi fluidi.

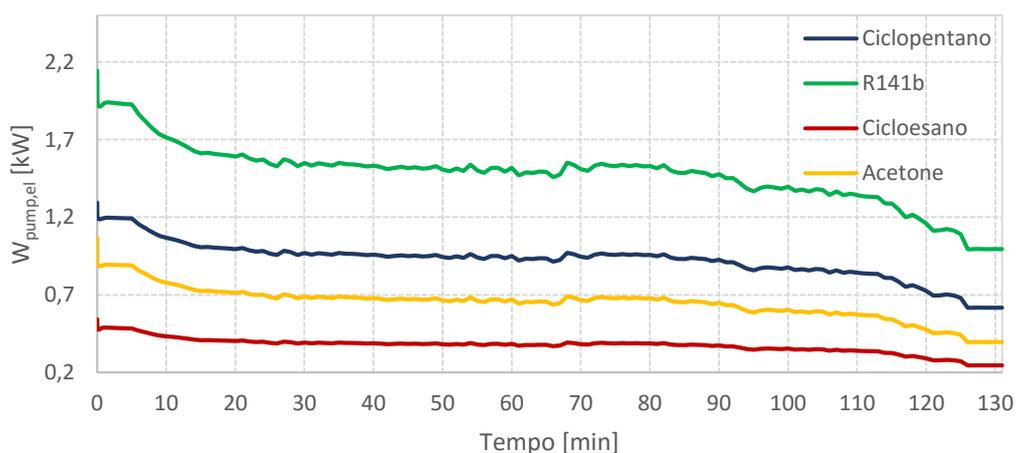


Figura 5.89: Andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

La potenza elettrica assorbita dalla pompa nella configurazione con R141b è nettamente superiore in tutto l'intervallo di carico a causa della maggiore densità del liquido. Inoltre, come già spiegato nel paragrafo 5.2.1, con il cicloesano la potenza assorbita è particolarmente bassa in quanto la prevalenza assume valori inferiori rispetto agli altri fluidi. Il ciclopentano e l'acetone hanno densità del liquido e prevalenza piuttosto simili, tuttavia nella configurazione con acetone la portata volumetrica è più bassa e quindi anche la potenza assorbita. Da questi due grafici si può già dedurre che sebbene la potenza elettrica prodotta dalla turbina nel ciclo funzionante con R141b sia relativamente alta, la potenza assorbita dalla pompa penalizza notevolmente le prestazioni del ciclo.

Nella Figura 5.90 è rappresentato l'andamento della potenza scambiata all'evaporatore.

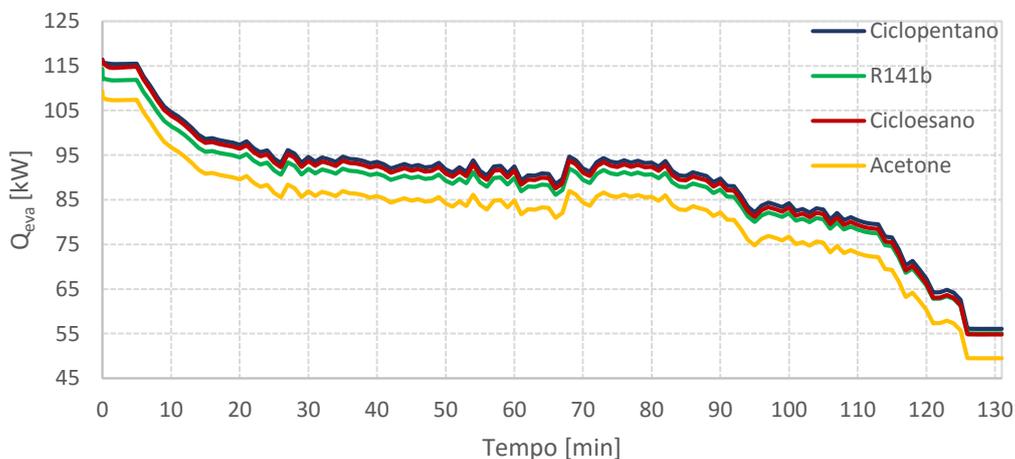


Figura 5.90: Andamento della potenza scambiata all'evaporatore nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

La potenza scambiata con l'acetone è sensibilmente inferiore rispetto agli altri tre fluidi principalmente a causa della minore portata di massa, mentre l'R141b presenta una potenza scambiata più bassa rispetto al ciclopentano e il cicloesano per effetto del minore calore specifico.

Nelle figure successive sono riportati i profili della potenza elettrica netta e del rendimento elettrico netto.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

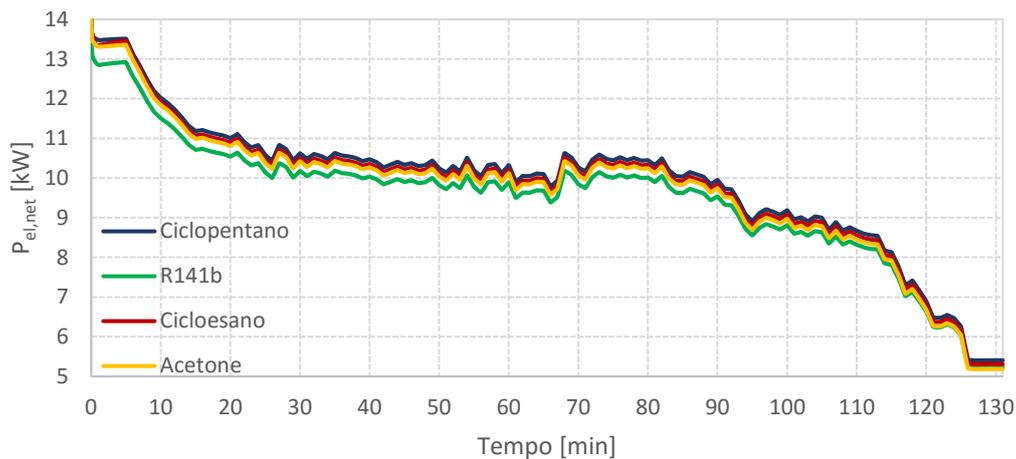


Figura 5.91: Andamento della potenza elettrica netta nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

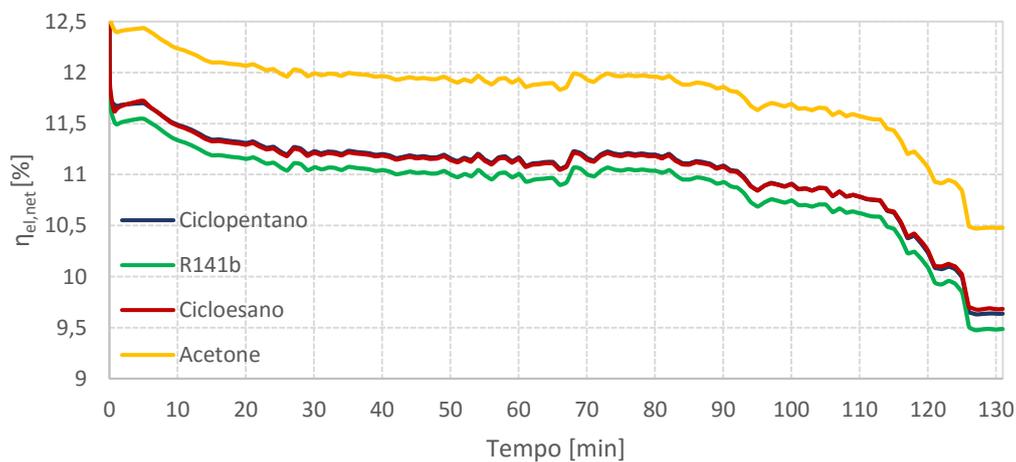


Figura 5.92: Andamento del rendimento elettrico netto nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

Si può osservare come la configurazione con ciclopentano sia la più performante dal punto di vista della potenza elettrica prodotta in tutto l'intervallo di carico, mentre l'R141b presenti le prestazioni più basse principalmente a causa della potenza assorbita dalla pompa. Per quanto concerne il rendimento elettrico netto, la configurazione con acetone ha valori sensibilmente più alti, in quanto la potenza scambiata all'evaporatore è più bassa rispetto agli altri fluidi e non necessariamente ciò costituisce un vantaggio, poiché la temperatura di uscita dei gas di scarico è più elevata. Inoltre, nelle applicazioni in cui vengono utilizzate fonti energetiche di scarto il parametro prestazionale più interessante è sicuramente la potenza elettrica prodotta.

Per effettuare uno studio più dettagliato si è tenuto conto anche della potenza elettrica necessaria per far circolare la portata d'acqua di raffreddamento. Poiché i modelli sono

stati costruiti regolando la portata con una valvola, per poter calcolare la potenza assorbita dalla pompa è stata realizzata una simulazione modellando esclusivamente il circuito dell'acqua di raffreddamento, collocando la pompa al posto della valvola. Successivamente in Aspen Plus Dynamics® la portata è stata regolata con un controllo PID e la potenza elettrica assorbita è stata rappresentata in un grafico in funzione della portata stessa. La curva ricavata è stata interpolata (l'errore percentuale massimo della funzione interpolante è pari allo 0,49 %) e quindi la potenza elettrica può essere calcolata in funzione della portata di massa dell'acqua. La pressione all'ingresso della pompa è pari a 1 bar e in condizioni nominali la pressione all'uscita ammonta a 2 bar, in modo che ai carichi parziali anche se il numero di giri diminuisce il Δp sia comunque sufficiente per far circolare l'acqua. Il rendimento meccanico ed elettrico è stato supposto costante ed è pari rispettivamente a 0,92 e 0,9.

Nelle figure successive sono riportate la curva caratteristica (il punto evidenziato rappresenta il punto di progetto) e l'andamento della potenza in funzione della portata.

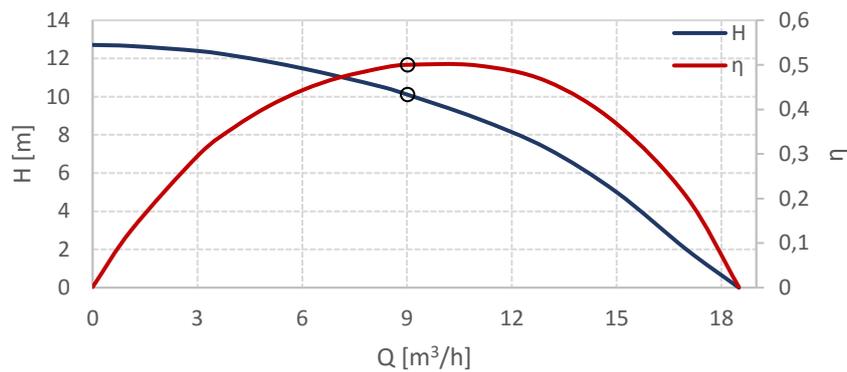


Figura 5.93: Curva caratteristica della pompa utilizzata per far circolare l'acqua di raffreddamento

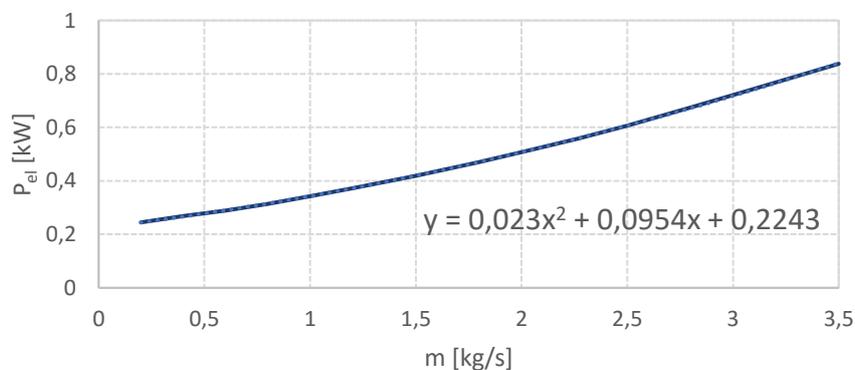


Figura 5.94: Andamento della potenza elettrica assorbita dalla pompa in funzione della portata di massa dell'acqua di raffreddamento

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

La potenza elettrica complessiva $P_{el,net,T}$ prodotta dai cicli ORC è stata quindi calcolata sottraendo anche la potenza assorbita per far circolare l'acqua P_{wat} .

Nelle figure successive sono rappresentate la potenza elettrica complessiva prodotta dai cicli, il rendimento e la potenza P_{wat} .

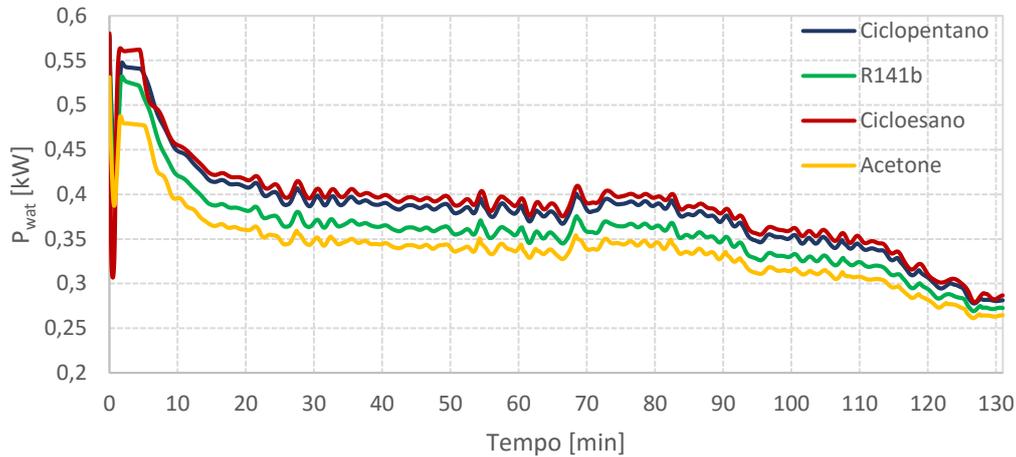


Figura 5.95: Andamento della potenza elettrica P_{wat} nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

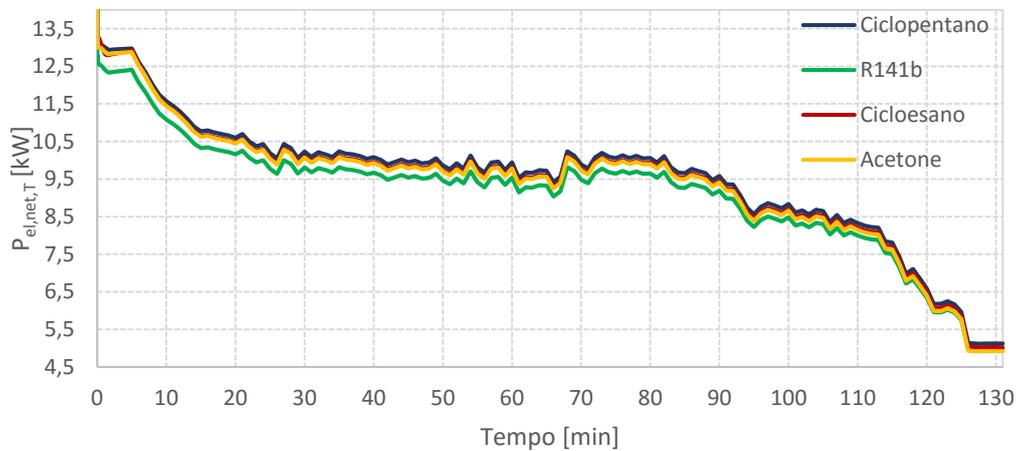


Figura 5.96: Andamento della potenza elettrica netta $P_{el,net,T}$ nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

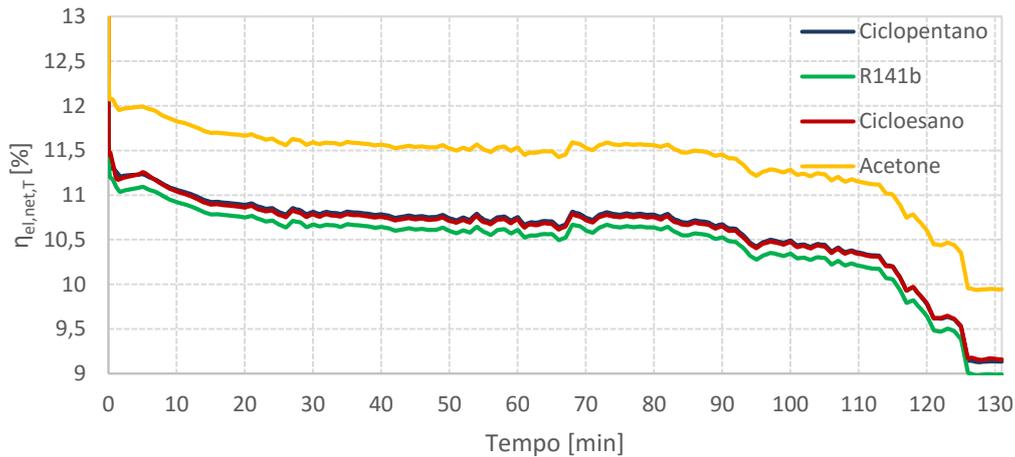


Figura 5.97: Andamento del rendimento $\eta_{el,net,T}$ nel controllo 5 per tutti i fluidi studiati

Per quanto concerne la potenza P_{wat} , il ciclopentano e il cicloesano presentano i valori più alti, mentre la configurazione con acetone i più bassi. La differenza tra i diversi fluidi è dell'ordine dei 0,05 kW in gran parte dell'intervallo di funzionamento e si assottiglia ai carichi più bassi. Di conseguenza, gli scarti tra i diversi fluidi relativi alla potenza elettrica netta complessiva $P_{e,net,T}$ non differiscono di molto da quelli della potenza $P_{el,net}$ che non tiene conto della potenza necessaria per pompare l'acqua di raffreddamento. Infatti come si può osservare dalla Figura 5.96 la configurazione con ciclopentano resta la più performante. L'andamento del rendimento $\eta_{el,net,T}$ è lo stesso di quello di Figura 5.92 e l'unica differenza sostanziale è una traslazione delle curve pari allo 0,5 % verso il basso. La potenza P_{wat} assumerà un ruolo più importante quando verranno confrontati i risultati dei controlli 5,6 e 10, in quanto nel controllo 6 la portata d'acqua di raffreddamento rimane costante in tutto l'intervallo di funzionamento.

Nella figura successiva è riportato l'andamento della potenza $P_{el,net,T}$ per i diversi fluidi nel controllo 1, in cui non è presente il pozzetto.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

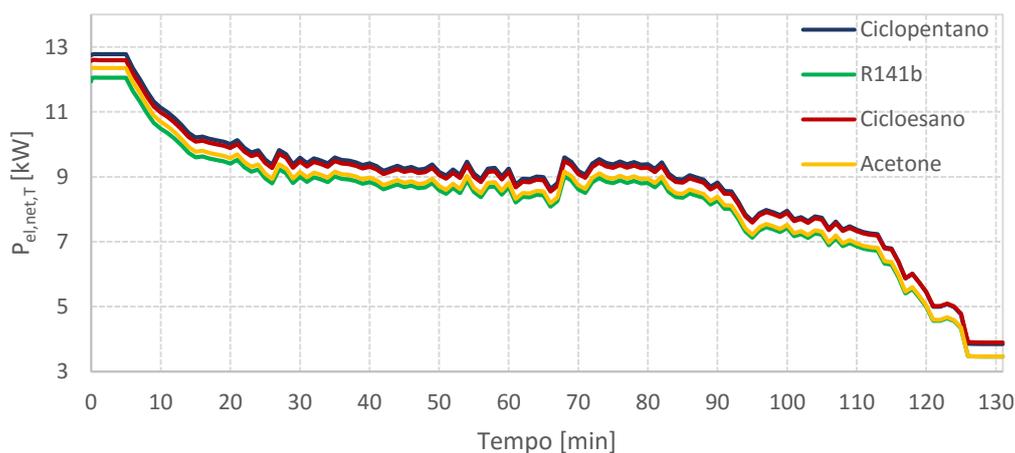


Figura 5.98: Andamento della potenza elettrica netta $P_{el,net,T}$ nel controllo 1 per tutti i fluidi studiati

Effettuando il confronto con la Figura 5.96 è possibile valutare i benefici legati alla presenza del pozzetto, infatti quando la potenza prodotta dalla microturbina è compresa tra 55 kW e 50 kW la differenza media tra i profili dei controlli 1 e 5 è pari a circa 0,5 kW, mentre al minimo del carico arriva a 1 kW. Come già spiegato più volte il pozzetto stabilizza la pressione di condensazione e quindi al diminuire del carico la pressione di evaporazione diminuisce. Rispetto alla configurazione senza pozzetto ciò comporta un incremento della portata volumetrica in turbina e quindi delle prestazioni della macchina. Nelle Figure 5.99 e 5.98 sono rappresentati gli andamenti della potenza $P_{el,net,T}$ e del rendimento $\eta_{el,net,T}$ relativi al controllo 6. Gli andamenti delle prestazioni dei componenti non sono stati inseriti per non appesantire troppo la trattazione, in quanto sono simili a quelli del controllo 5.

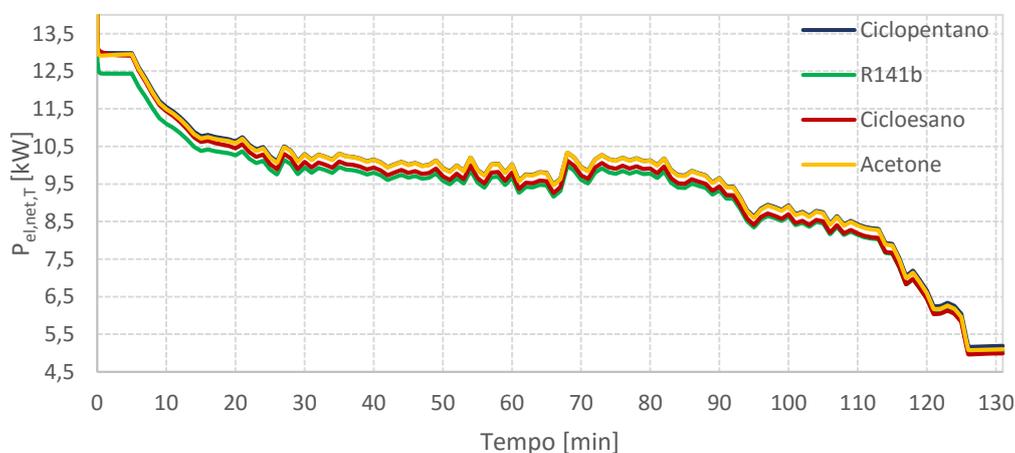


Figura 5.99: Andamento della potenza elettrica netta $P_{el,net,T}$ nel controllo 6 per tutti i fluidi studiati

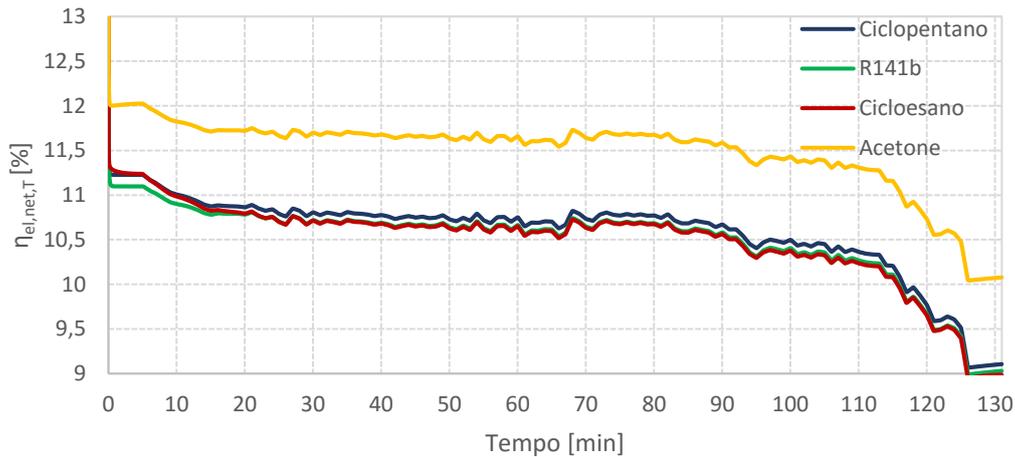


Figura 5.100: Andamento del rendimento $\eta_{el,net,T}$ nel controllo 6 per tutti i fluidi studiati

Confrontando i risultati con quelli del controllo 5 si può vedere come il fluido più performante sia nuovamente il ciclopentano, tuttavia sono presenti alcune differenze. Infatti le prestazioni dell'acetone e dell'R141b aumentano maggiormente in proporzione rispetto agli altri due fluidi. Per quanto concerne l'R141b, la potenza assorbita dalla pompa per far circolare il fluido organico diminuisce maggiormente per effetto della riduzione della pressione di evaporazione, mentre nel caso dell'acetone la potenza prodotta dalla turbina aumenta in modo più marcato rimanendo comunque inferiore a quella dell'R141b e del ciclopentano. La configurazione con acetone presenta inoltre il vantaggio che la potenza assorbita per pompare l'acqua è sensibilmente inferiore rispetto agli altri fluidi. Infatti, come si può osservare dalla Figura 5.95, gli scarti tra le diverse curve relativi alla potenza P_{wat} diminuiscono ai carichi parziali, ma in condizione di progetto sono più alti. Nella configurazione con cicloesano invece la potenza prodotta dalla turbina e la potenza assorbita dalla pompa del circuito principale \dot{W}_{pump} non subiscono variazioni apprezzabili rispetto al controllo 5 come avviene con gli altri fluidi, e quindi le prestazioni complessive del ciclo sono leggermente inferiori a quelle dell'acetone. Queste differenze sono comunque sottili e quindi la differenza tra gli andamenti della potenza $P_{el,net,T}$ nei controlli 5 e 6 non è molto marcata.

Nelle Figure 5.101 e 5.102 sono riportati gli andamenti della potenza $P_{el,net,T}$ e del rendimento $\eta_{el,net,T}$ relativi al controllo 10.

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

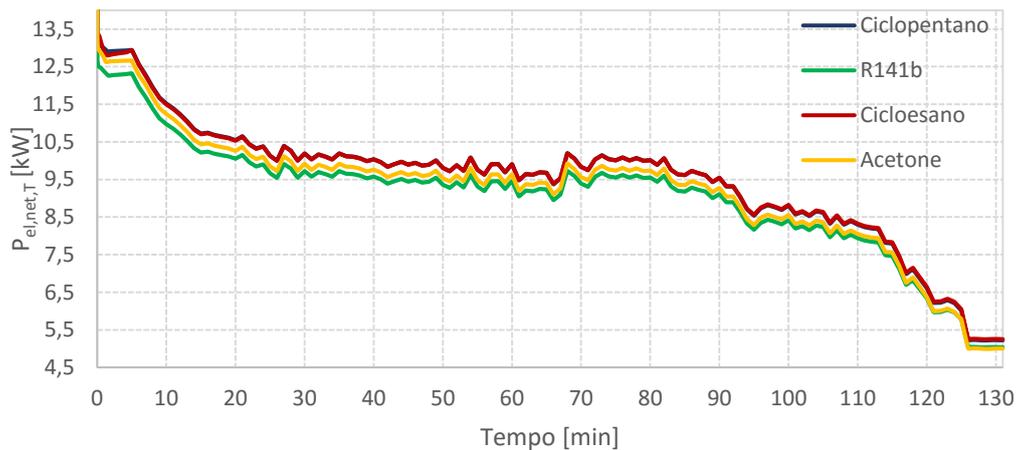


Figura 5.101: Andamento della potenza elettrica netta $P_{el,net,T}$ nel controllo 10 per tutti i fluidi studiati

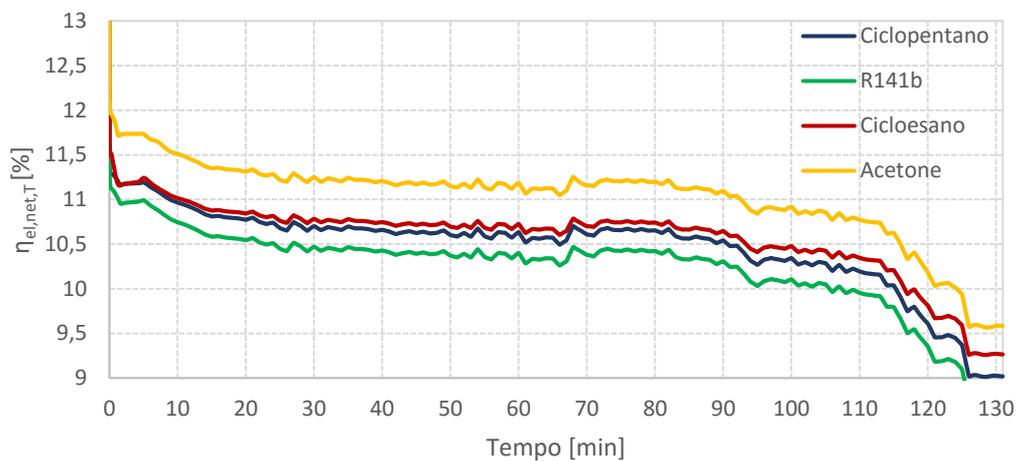


Figura 5.102: Andamento del rendimento $\eta_{el,net,T}$ nel controllo 10 per tutti i fluidi studiati

In questo caso i fluidi più performanti sono il ciclopentano e il cicloesano, tuttavia a differenza delle strategie di controllo 5 e 6 in cui il cicloesano presenta una potenza $P_{el,net,T}$ inferiore, in questo caso le prestazioni dei due fluidi sostanzialmente coincidono in tutto l'intervallo di funzionamento. Nelle configurazioni con ciclopentano, acetone e R141b la potenza $P_{el,net,T}$ è leggermente inferiore rispetto ai controlli 5 e 6 in quanto la potenza assorbita da entrambe le pompe aumenta in modo più marcato rispetto al cicloesano. Infatti come si è visto durante lo studio del primo transitorio, controllando il surriscaldamento la potenza in turbina \dot{W}_{turb} assume valori più alti rispetto a quelli del controllo 5 per effetto dell'incremento della portata di massa del fluido organico. L'aumento della portata a sua volta causa una crescita della potenza assorbita dalle

pompe, in quanto è necessaria anche una maggiore portata d'acqua di raffreddamento per alimentare il condensatore. Quindi nella configurazione con cicloesano l'incremento della potenza in turbina supera quello della potenza impiegata dalle pompe e perciò se si effettua un confronto tra gli andamenti della potenza $P_{el,net,T}$ nei controlli 5 e 10, nel controllo 10 la curva del cicloesano trasla leggermente verso l'alto, mentre le altre verso il basso. Questo fenomeno si riflette anche nei confronti del rendimento $\eta_{el,net,T}$ come si può vedere dalle Figure 5.97 e 5.102.

Riassumendo, si può quindi affermare che le prestazioni delle diverse strategie di controllo variano in maniera differente a seconda del fluido. Il ciclopentano è il fluido più preformante con tutti i controlli studiati, tuttavia in modo analogo a quanto si è visto con l'R141b e l'acetone, con il controllo 10 subisce un deterioramento delle prestazioni. Diversamente, nel controllo 6 tutti i fluidi, fatta eccezione il cicloesano, registrano un aumento della potenza elettrica netta complessiva $P_{el,net,T}$.

Questi comportamenti possono essere studiati in modo più approfondito confrontando l'energia elettrica prodotta durante i transitori e le differenze percentuali tra i diversi fluidi nei confronti del ciclopentano. Il controllo 1 è stato incluso nelle prime due tabelle per mostrare gli effetti legati alla presenza del pozzetto.

Tabella 5.5: Energia elettrica netta prodotta dai cicli in funzione del fluido e della strategia di controllo senza tener conto della potenza assorbita per far circolare l'acqua di raffreddamento

	Acetone [kWh]	Cicloesano [kWh]	R141b [kWh]	Ciclopentano [kWh]
Controllo 1	19,00	19,83	18,80	20,03
Controllo 5	21,18	21,38	20,73	21,62
Controllo 6	22,02	21,75	21,46	22,19
Controllo 10	21,32	21,78	20,79	21,78

Tabella 5.6: Differenze percentuali rispetto al ciclopentano dell'energia elettrica netta prodotta dai cicli senza tener conto della potenza assorbita per far circolare l'acqua di raffreddamento

	Acetone	Cicloesano	R141b	Ciclopentano
Controllo 1	-5,11	-0,97	-6,14	0,00
Controllo 5	-2,05	-1,13	-4,13	0,00
Controllo 6	-0,74	-1,95	-3,30	0,00
Controllo 10	-2,11	0,01	-4,55	0,00

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

Tabella 5.7: Energia elettrica netta prodotta dai cicli in funzione del fluido e della strategia di controllo tenendo conto della potenza assorbita per far circolare l'acqua di raffreddamento

	Acetone [kWh]	Cicloesano [kWh]	R141b [kWh]	Ciclopentano [kWh]
Controllo 5	20,44	20,53	19,95	20,79
Controllo 6	20,86	20,49	20,20	20,93
Controllo 10	20,15	20,73	19,78	20,72

Tabella 5.8: Differenze percentuali rispetto al ciclopentano dell'energia elettrica netta prodotta dai cicli tenendo della potenza assorbita per far circolare l'acqua di raffreddamento

	Acetone	Cicloesano	R141b	Ciclopentano
Controllo 5	-1,70	-1,25	-4,06	0,00
Controllo 6	-0,30	-2,10	-3,46	0,00
Controllo 10	-2,79	0,03	-4,53	0,00

Se le differenze percentuali assumono valori negativi, l'energia prodotta dalla configurazione in questione è inferiore rispetto a quella prodotta dal ciclo funzionante con ciclopentano, mentre se sono positivi viceversa.

Innanzitutto dalla Tabella 5.6 si può notare come l'impiego del pozzetto, oltre a migliorare le prestazioni dei cicli, riduca lo scarto dell'acetone e dell'R141b nei confronti del ciclopentano. Infatti nel caso dell'acetone il pozzetto comporta un sostanziale aumento (in proporzione maggiore rispetto agli altri fluidi) della potenza prodotta dalla turbina per effetto dell'incremento della portata volumetrica in ingresso, mentre con l'R141b si registra una marcata riduzione della potenza assorbita dalla pompa del circuito primario a seguito della riduzione della pressione di evaporazione e quindi della prevalenza.

Come è emerso anche dall'analisi dei grafici, la configurazione con ciclopentano è sempre la più performante fatta eccezione per il controllo 10, dove ha sostanzialmente le stesse prestazioni del cicloesano. In questo caso è utile confrontare in maggior dettaglio la differenza percentuale tra la potenza elettrica netta complessiva $P_{el,net,T}$ prodotta dai due cicli in funzione del tempo e riportata nella figura successiva. Anche in questo caso un valore negativo indica che la potenza prodotta dal ciclo funzionante con ciclopentano è maggiore.

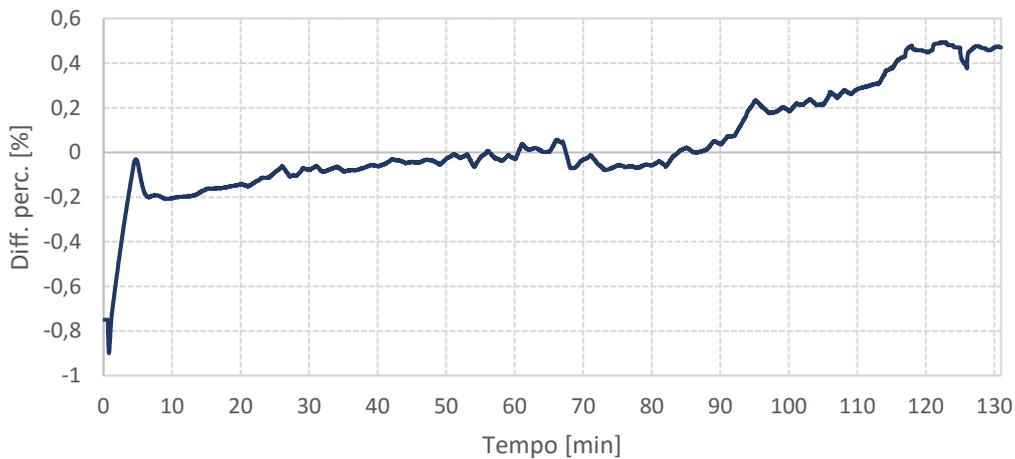


Figura 5.103: Differenza percentuale tra la potenza $P_{el,net,T}$ prodotta dal ciclopentano e dal cicloesano nel controllo 10 in funzione del tempo

Il ciclopentano presenta una potenza superiore fino al minuto 85, ossia quando la potenza prodotta dalla microturbina (rappresentata nella Figura 5.83) è superiore a 50 kW. Se si osserva la curva di durata del carico del mese di novembre (Figura 5.104) si può vedere come per la maggior parte del tempo la potenza della microturbina sia effettivamente superiore a 50 kW.

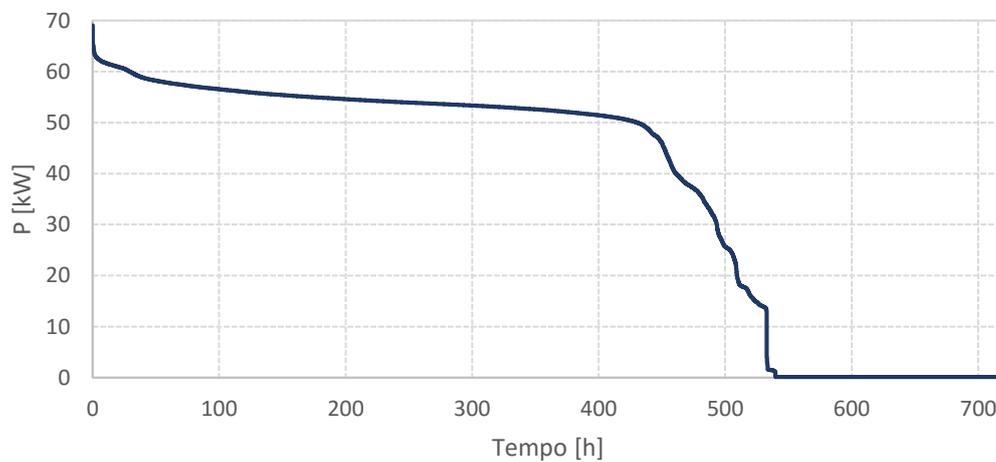


Figura 5.104: Curva di durata del carico del mese di novembre della microturbina a gas

Ciò significa che anche nel caso del controllo 10 la configurazione con ciclopentano resta la più performante, fermo restando che la differenza col cicloesano è pressoché nulla. Per quanto concerne la scelta della strategia di controllo più efficiente, se non si tiene conto della potenza elettrica assorbita per far circolare l'acqua di raffreddamento, il controllo 6 risulta essere il più efficace, come si può osservare dalla Tabella 5.5. Tuttavia effettuando un'analisi più accurata e prendendo in considerazione anche l'energia

5.3 RISULTATI IN OFF DESIGN IN REGIME DINAMICO

necessaria per pompare l'acqua, dai risultati della Tabella 5.7 emerge che le prestazioni dei controlli 5,6 e 10 sono molto simili. In questo caso l'energia elettrica netta prodotta con il controllo 6 è leggermente superiore rispetto a quella dei controlli 5 e 10, con una differenza percentuale pari rispettivamente allo 0,64% e allo 0,97% sensibilmente inferiore rispetto a quella della Tabella 5.5, in cui la differenza ammonta al 2,54% e al 1,84%. In conclusione si può quindi affermare che la configurazione più performante è quella con ciclopentano in cui è presente il pozzetto e che le strategie di controllo migliori sono quella in cui viene controllata soltanto la temperatura massima di ciclo T_{31} (controllo 6) e quella in cui vengono controllate contemporaneamente la temperatura T_{31} e la temperatura a valle del condensatore T_{11} (controllo 5), anche se la differenza tra le due è molto limitata. La strategia di controllo dove al posto della temperatura T_{31} viene regolato il surriscaldamento all'evaporatore (controllo 10) presenta delle prestazioni leggermente inferiori.

Conclusioni

In questa tesi è stato effettuato uno studio delle prestazioni in off-design di più cicli ORC funzionanti con quattro differenti fluidi: ciclopentano, R141b, cicloesano e acetone. I cicli sono stati progettati per recuperare il calore di scarto proveniente da una microturbina a gas e sono state prese in considerazione tre differenti configurazioni o layout d'impianto. La prima è costituita semplicemente dal condensatore, dalla pompa, dall'evaporatore, dalla turbina e dalle tubazioni che collegano i diversi componenti; nella seconda è presente anche un pozzetto all'uscita del condensatore, mentre nella terza sono installati due condensatori tra i quali è collocato un separatore di vapore. Lo scopo dell'analisi è individuare il fluido, il layout e la strategia di controllo più performanti. I quattro fluidi e i punti termodinamici in condizioni di progetto sono stati determinati attraverso un processo di ottimizzazione, effettuato mediante il codice di calcolo ORC-PD tool in ambiente MATLAB. Successivamente le simulazioni ai carichi parziali in regime quasi-stazionario sono state effettuate con il software Aspen Plus[®], mentre le simulazioni in regime dinamico con il software Aspen Plus Dynamics[®]. Il codice permette di modellare la geometria degli scambiatori e di studiarne il comportamento al variare del carico in modo dettagliato attraverso il software Aspen EDR[®] (Exchanger Design and Rating). Inoltre, la pompa e la turbina sono state modellate inserendo le curve caratteristiche, in modo da tener conto della variazione delle prestazioni in off-design. Per regolare i cicli sono state impiegate diverse strategie di controllo, classificate in funzione della configurazione e dei parametri controllati. L'analisi in regime dinamico con il software Aspen Plus Dynamics[®] ha permesso di evidenziare che configurando i controlli PID in modo accurato, le diverse grandezze termodinamiche non subiscono oscillazioni eccessive al variare del carico e che all'interno del ciclo non compaiono punti caldi che potenzialmente potrebbero causare un deterioramento del fluido organico [16]. Lo studio ha inoltre permesso di sottolineare che la potenza prodotta e il rendimento dei cicli presentano andamenti diversi al diminuire del carico. Infatti mentre le differenze tra le potenze elettriche prodotte dai diversi cicli tendono ad annullarsi, gli scarti tra i rendimenti si mantengono all'incirca costanti in tutto l'intervallo di funzionamento. Tuttavia, quando vengono trattate fonti energetiche di scarto, il parametro più interessante è sicuramente la potenza elettrica prodotta.

Per studiare il comportamento dei cicli nelle simulazioni dinamiche sono stati presi in considerazione due transitori: il primo della durata di 37 minuti presenta delle variazioni a gradini, mentre il secondo, più complesso, della durata di 2 ore e 11 minuti, è stato ricavato dalla curva di carico della microturbina nel mese di novembre. Effettuando un confronto tra le prime due configurazioni sono innanzitutto emersi i benefici legati all'impiego del pozzetto, primo tra tutti la stabilizzazione della pressione di condensazione che a sua volta comporta un incremento delle prestazioni della turbina e una riduzione della potenza assorbita dalla pompa. La terza configurazione si è rivelata meno prestante in quanto necessita di una maggiore portata d'acqua di raffreddamento per alimentare i due condensatori. Per quanto concerne le strategie di controllo, la regolazione del livello del liquido ha presentato dei problemi legati alla presenza di vapore saturo con titolo inferiore a 1 all'ingresso della turbina. Regolando la pressione massima di ciclo le prestazioni sono simili a quelle ottenute controllando la temperatura massima, tuttavia alcune grandezze presentano oscillazioni più marcate e in generale un andamento meno stabile. Quindi le strategie di controllo più efficaci sono quelle applicate alla seconda configurazione e classificate con i numeri 5, 6 e 10. Nel controllo 5 sono controllate rispettivamente la temperatura massima di ciclo T_{31} e la temperatura a valle del condensatore T_{11} , nel controllo 6 soltanto la temperatura T_{31} e nel controllo 10 il surriscaldamento nell'evaporatore e la temperatura T_{11} . Dall'analisi dei risultati è emerso che il fluido più performante è il ciclopentano, mentre il controllo più efficace è il 6, anche se le prestazioni dei controlli 5 e 10 sono molto simili, infatti l'energia elettrica netta prodotta durante il secondo transitorio è inferiore rispettivamente dello 0,64% e dello 0,97%.

Bibliografia

- [1] British Petroleum, *BP Statistical review of world energy*, June 2017.
- [2] 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.
- [3] J. Bao, L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24: 325-342, 2013.
- [4] 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.
- [5] B. Liu, K. Chien, C. Wang, *Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery*, *Energy*, 29: 1207-1217, 2004.
- [6] S. Quoilin, M. Van Den Broek, S. Declaye, P. Dewallef, V. Lemort, *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [7] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, H. Spliethoff, *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*, *Applied Thermal Engineering*, 2008.
- [8] NIST, *Nist reference fluid thermodynamic and transport properties database (refprop): version 9.1*, <http://www.nist.gov/srd/nist23.cfm>, 2010.
- [9] 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.

- [10] 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.
- [11] E. Macchi, A. Perdichizzi, *Efficiency prediction for axial-flow turbines operating with nonconventional fluids*, J Eng Gas Turb Power, 103: 718-724, 1981.
- [12] 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.
- [13] D. H. Cooke, *Prediction of off-design multistage turbine pressures by Stodola's ellipse*, J Eng Gas Turb Power, 107: 596-601, 1985.
- [14] 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.
- [15] Karl J. Astrom, Tor Hagglund, *PID controllers: theory, design and tuning*, 64-74, 1994.
- [16] A. Benato, M.R. Kærn, L. Pierobon, A. Stoppato, F. Haglind, *Analysis of hot spots in boilers of organic Rankine cycle units during transient operation*, Applied Energy, 151: 119131, 2015.