

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Sistemi Energetici Avanzati E Cogenerazione

***Sviluppo di un banco prova pompe per l'impiego
con fluidi organici***

CANDIDATO:

Aleandro Salamina

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Andrea De Pascale

CORRELATORI:

Prof. Saverio Ottaviano

Ing. Chiara Poletto

Sessione III

Anno Accademico 2020/2021

ABSTRACT

La sostenibilità energetica passa attraverso l'utilizzo di fonti rinnovabili e di sistemi per la loro conversione sempre più efficienti. Un contributo importante a tale scopo è il decentramento della produzione di energia elettrica e termica attraverso impianti micro-ORC. Allo stato dell'arte attuale, questa tecnologia non presenta rendimenti accettabili, soprattutto nelle pompe installate su tali impianti, tali da giustificare l'investimento.

Il lavoro svolto ha l'obiettivo di sviluppare un banco prova per pompe che operano con fluidi organici. La tesi si articola in quattro fasi principali: progettazione preliminare, modellazione sul software di calcolo, simulazione e analisi dei dati.

Nella prima parte è stato definito il layout del banco e tutti i componenti, per poi eseguire un dimensionamento di massima per ognuno di essi.

In seguito, è stato creato un modello fisico del banco prova utilizzando il software Simscape, attraverso il quale sono state condotte le simulazioni.

Ogni simulazione è stata eseguita con due differenti condizioni iniziali, e per ognuna di esse sono stati variati i parametri operativi per testare il funzionamento del banco prova.

Infine, i risultati ottenuti mostrano la curva caratteristica del banco e gli effetti del condensatore sul ricevitore e sul sotto-raffreddamento.

INDICE

NOMENCLATURA	- 3 -
1 INTRODUZIONE	- 4 -
2 ASPETTI GENERALI DEGLI IMPIANTI ORC	- 7 -
3 BANCO PROVA MICRO-ORC	- 11 -
3.1 DESCRIZIONE	- 11 -
3.2 PROVE E INDICI PRESTAZIONALI	- 13 -
3.3 CRITICITÀ DELLE POMPE IN UN ORC	- 21 -
4 PROGETTAZIONE BANCO PROVA	- 24 -
4.1 INTRODUZIONE	- 24 -
4.2 SPECIFICHE DI PROGETTO	- 24 -
4.3 LAYOUT	- 26 -
4.4 POMPE VOLUMETRICHE ROTATIVE	- 29 -
4.5 VALVOLA DI LAMINAZIONE	- 34 -
4.6 SCAMBIATORE DI CALORE	- 38 -
4.7 RICEVITORE DI LIQUIDO	- 41 -
4.8 VASO DI ESPANSIONE	- 44 -
4.9 TUBAZIONE	- 50 -
4.10 SENSORI	- 53 -
5 MODELLAZIONE	- 57 -
5.1 INTRODUZIONE	- 57 -
5.2 POMPA	- 59 -

5.3	VALVOLA DI ESPANSIONE	- 61 -
5.4	CONDENSATORE	- 62 -
5.5	RICEVITORE	- 63 -
5.6	TUBAZIONE	- 64 -
5.7	SENSORI	- 64 -
6	SIMULAZIONE	- 68 -
6.1	RISULTATI	- 71 -
7	CONCLUSIONI	- 77 -
	BIBLIOGRAFIA	- 79 -
	APPENDICI	- 82 -
	Appendice A	- 82 -
	Appendice B	- 82 -
	Appendice C	- 82 -
	Appendice D	- 83 -

NOMENCLATURA

%C	Percentuale di carica	P_p	Potenza assorbita dalla pompa
A	Area	$P_{p,el}$	Potenza elettrica assorbita dalla pompa
A_{eff}	Sezione di passaggio effettiva della valvola	p_{sat}	Pressione di saturazione
A_{max}	Sezione di passaggio massima della valvola	p_{st}	Pressione di esercizio
BWR	Back Work Ratio	P_{term}	Potenza termica
FF	Fattore di riempimento	\dot{Q}_{ev}	Potenza termica evaporatore
g	Accelerazione di gravità	t	tempo
GWP	Potenziale di riscaldamento della serra	T_a	Temperatura ambiente
H	prevalenza della pompa	T_{cond}	Temperatura di condensazione
h	Entalpia specifica	T_{ev}	Temperatura di evaporizzazione
H_a	Altezza superficie libera liquido nel serbatoio A	T_{in}	Temperatura di ingresso del fluido
H_b	Altezza superficie libera liquido nel serbatoio B	\dot{V}	Portata volumetrica
H_g	Altezza geodetica	v	Tensione media
h_{iniz}	Entalpia iniziale specifica	V_c	Cilindrata della pompa
h_{is}	Entalpia specifica isentropica	V_e	Cilindrata dell'espansore
H_{tot}	Prevalenza totale	vel	Velocità
i	corrente	V_L	Volume di liquido nel ricevitore
K_{vs}	Coefficiente di efflusso	$V_{pp,eff}$	Volume effettivo spostato dalla pompa
\dot{m}	Portata massica	$V_{ric,id}$	Volume del ricevitore
M_c	Massa fluido della carica nell'impianto	x	titolo di vapore
M_{id}	Massa ideale di fluido	y	Predite localizzate
\dot{m}_{ORC}	Portata volumetrica	Y	Predite distribuite
$M_{tot,id}$	Valore di massa teorico	Δh	Variazione di entalpia specifica
N	Velocità di rotazione dell'espansore	Δp	Differenza di pressione
N_{pp}	Velocità di rotazione della pompa	ΔT_{sc}	Grado sotto-raffreddamento
$NPSH_r$	Net positive suction head required	ΔT_{sh}	Grado di surriscaldamento
ODP	Potenziale di riduzione dell'ozono	η_e	Rendimento isoentropico dell'espansore
p	Pressione	η_i	Rendimento idraulico
p_0	Pressione di precarico	η_{is}	Rendimento isoentropico
p_{cond}	Pressione di condensazione	$\eta_{ORC,net}$	Rendimento ORC al netto dei consumi della pompa
P_{diss}	Potenza dissipata al condensatore	$\eta_{ORC,tot}$	Rendimento totale dell'impianto
P_e	Potenza totale prodotta dall'espansore	η_{th}	Rendimento termico della pompa
$P_{e,el}$	Potenza elettrica prodotta dall'espansore	η_{tot}	Rendimento totale
p_{ev}	Pressione di evaporazione	v_{suc}	Volume specifico in aspirazione
P_i	Potenza idraulica della pompa	ρ	Densità del fluido
p_{in}	Pressione di ingresso	ρ_{in}	Densità in ingresso
p_{iniz}	Pressione iniziale	ρ_{ls}	Densità del liquido saturo
p_N	Pressione nominale	ρ_m	Densità media
P_{nom}	Potenza nominale		

1 INTRODUZIONE

Il fabbisogno di energia mondiale è in costante aumento e ha raggiunto livelli mai visti prima, registrando negli ultimi quarant'anni i più alti tassi di aumento. È comune l'osservazione che la crescita della popolazione a livello mondiale (Figura 1) è associata ad un incremento del consumo energetico. D'altra parte, da sempre nella storia, al crescere del consumo energetico corrisponde un miglioramento della condizione di vita dell'umanità [5].

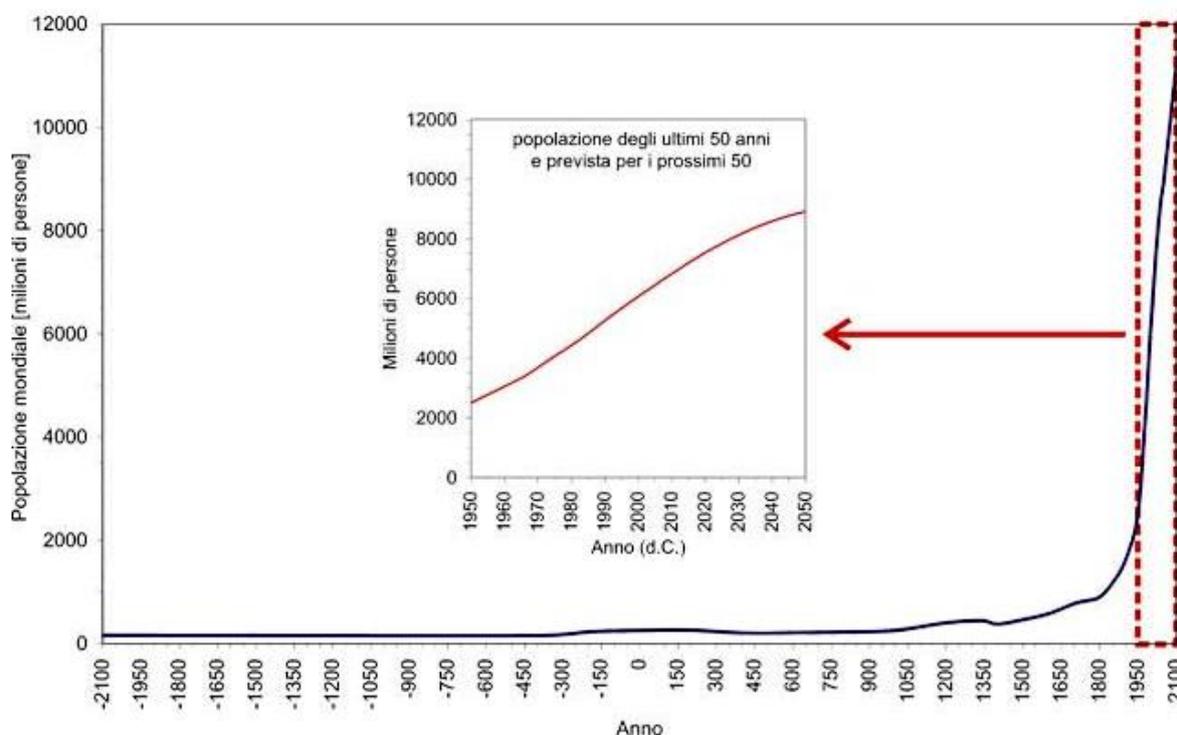


Figura 1 – Grafico andamento crescita della popolazione mondiale con particolare degli ultimi 50 anni e previsione degli anni futuri [5]

Pertanto, l'aumento della popolazione e l'aumento del consumo di energia vanno di pari passo e si influenzano reciprocamente, ed infatti, analizzando l'andamento del consumo mondiale dell'energia negli ultimi quarant'anni (Figura 2), si può notare come tale consumo sia cresciuto di due volte e mezzo [5]. Questo consumo è sostenuto per larga scala dalla combustione di fonti fossili e, oltre a non essere rinnovabili, hanno un alto indice di inquinamento immettendo in atmosfera gas serra.

L'abbandono delle tradizionali tecnologie è di fondamentale importanza per la sostenibilità energetica e, con l'Accordo di Parigi del 2015, gli Stati membri della Convenzione quadro delle Nazioni Unite sui cambiamenti climatici (UNFCCC), hanno stabilito i seguenti obiettivi:

- Transizione energetica dal fossile al rinnovabile;
- Riduzione del consumo energetico degli edifici e dell'industria;
- Decentramento della produzione di energia;
- Limitare l'aumento di temperatura a 1,5°C.

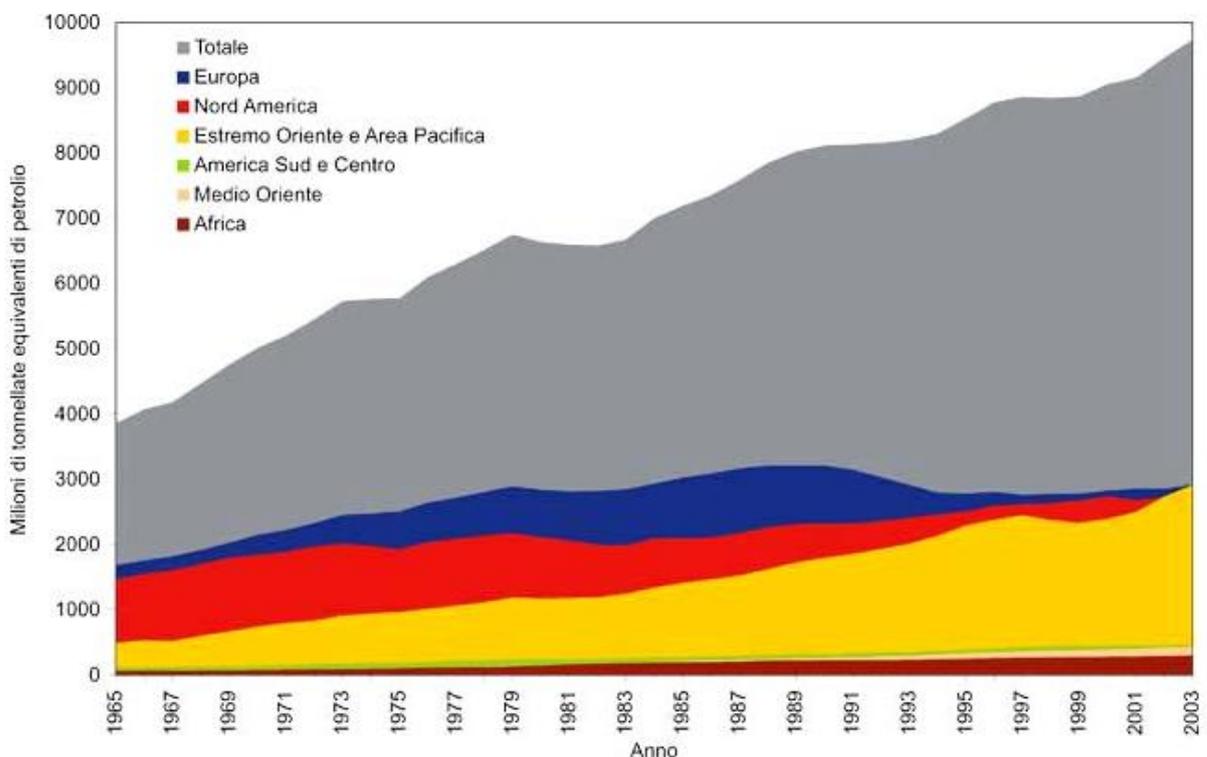


Figura 2 - Andamento negli ultimi quarant'anni del consumo mondiale di energia primaria per continenti e globale [5].

Per il perseguimento di questi obiettivi gli impianti ORC (Organic Rankine Cycle) giocano un ruolo non trascurabile e possono dare un contributo importante alla transizione energetica in molte applicazioni. La conversione dei grandi impianti attuali ad una configurazione eco-friendly è un processo decisamente lungo [1], e gli ORC sono già utilizzati per aumentarne l'efficienza energetica. Infatti, sono in grado di recuperare il calore dai fumi di scarico che

diversamente andrebbe disperso, per essere nuovamente gestito e reintegrato nell'impianto a parità di emissioni (Figura 3).

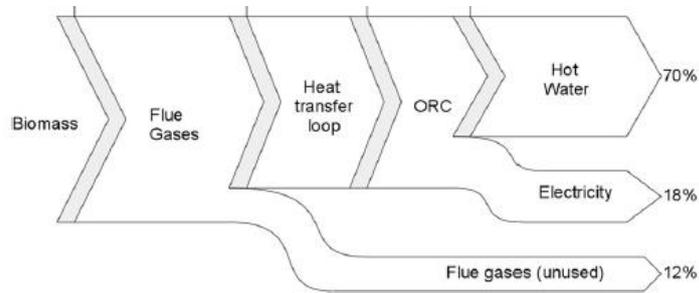


Figura 3 - Flusso di energia in un impianto a combustione con recupero del calore attraverso un ORC [1]

Gli ORC sono anche adatti per essere implementati in generatori di piccola taglia, consentendo la produzione decentrata di energia elettrica in ambito domestico. In questo caso si parla di micro-ORC con una potenza installata tra 0,1 kW e 10 kW [1], di gran lunga inferiore alle grandi centrali. Il risparmio sull'investimento dell'infrastruttura di trasporto si ripercuote anche sul cliente finale, incentivandone l'utilizzo.

Lo stato dell'arte attuale, tuttavia, non giustifica i costi di installazione a fronte dell'energia elettrica prodotta e per questo motivo sono tecnologie ancora in via di sviluppo. L'obiettivo della ricerca è di superare alcuni aspetti critici, in modo tale da poterne sfruttare appieno le sue potenzialità.

2 ASPETTI GENERALI DEGLI IMPIANTI ORC

Il Ciclo Rankine Organico si presta bene per le applicazioni di conversione del calore a bassa temperatura (circa 100-400°C [1]) e può essere facilmente combinato con le attuali centrali elettriche. Infatti, la maggior parte degli impianti sfruttano la combustione, generando fumi con ancora un'elevata temperatura che viene scartata attraverso i camini. Accoppiando un ORC alla caldaia è possibile recuperare l'entalpia dei fumi, per essere nuovamente disponibile. Così facendo si ha un miglioramento del rendimento termodinamico, e quindi un'ottimizzazione del consumo di combustibile.

Inoltre, lo schema di funzionamento e il ciclo termodinamico, come si può vedere in Figura 4 e Figura 5, sono del tutto simili ad un impianto che opera con vapore d'acqua. I componenti e le fasi principali si possono riassumere come segue:

- [1] EVAPORATORE: in cui il liquido si riscalda, evapora ed, eventualmente, surriscalda (1-2 e I-II);
- [2] ESPANSORE: il fluido espande e genera energia meccanica, la quale viene trasformata in energia elettrica da un generatore accoppiato con l'espansore (2-3 e II e III);
- [3] RECUPERATORE (se presente): recupera parte dell'energia non sfruttata dall'espansore (III-IV), che viene utilizzata per preriscaldare il fluido in ingresso all'evaporatore (VI-I), riducendone la potenza termica richiesta dall'esterno;
- [4] CONDENSATORE: smaltisce l'energia termica residua in modo da condensare il fluido, attraverso scambio termico con una sorgente fredda (3-4 e IV e V);
- [5] POMPA: porta il fluido alla pressione di evaporazione (4-1 e V-VI).

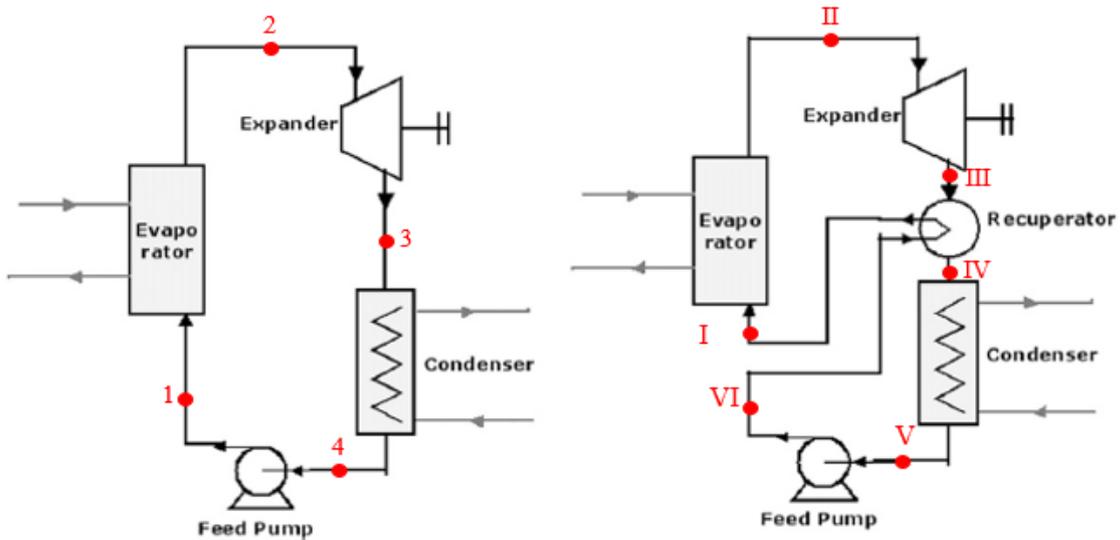


Figura 4 - Schema di funzionamento di un ORC con recuperatore (a destra) e senza (a sinistra) [1]

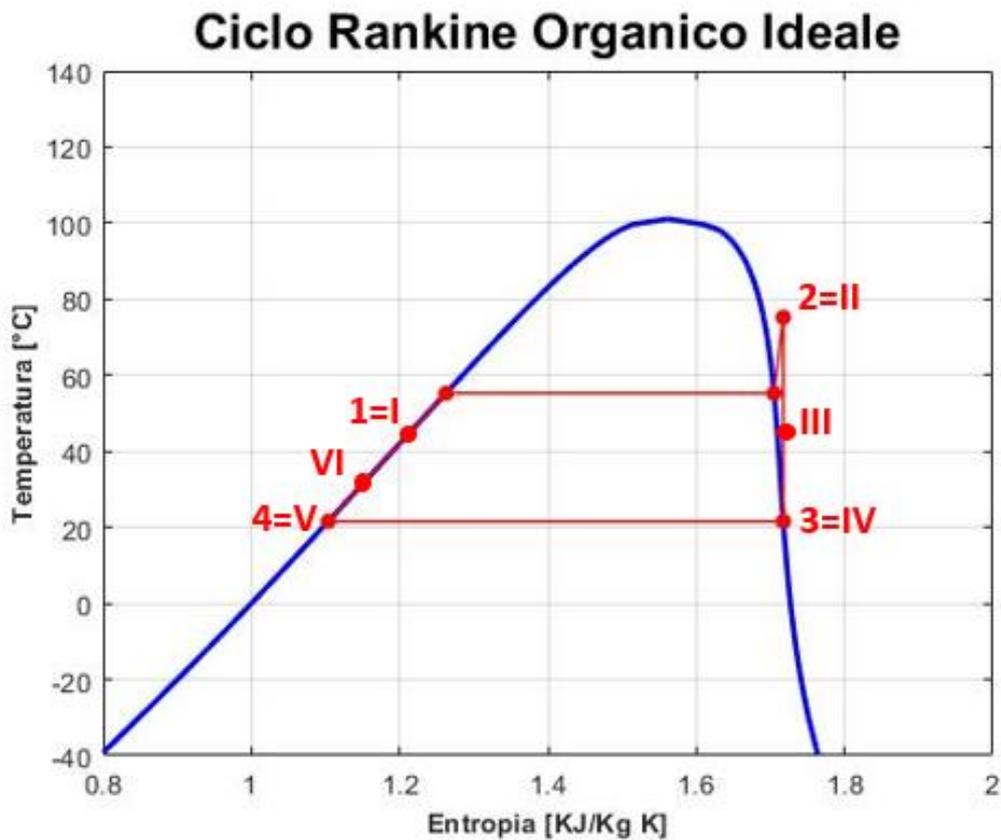


Figura 5 - Ciclo Rankine organico senza e con recuperatore

Rispetto ad un convenzionale ciclo Rankine, l'acqua è sostituita con un fluido organico: i più utilizzati nelle applicazioni a bassa temperatura sono i refrigeranti, già ampiamente diffusi nel campo della refrigerazione per le loro proprietà termodinamiche. Le loro basse temperature critiche, infatti, li rendono adatti al recupero del calore disponibile a basse temperature.

In Figura 6 è riportato il diagramma di temperatura ed entropia dell'acqua e di alcuni fluidi organici; quest'ultimi presentano la curva limite dei vapori saturi secchi con pendenza positiva o nulla (al contrario dell'acqua che presenta la curva limite superiore di saturazione con pendenza negativa), di conseguenza non c'è la necessità di surriscaldare troppo il vapore all'ingresso dell'espansore, poiché scompare il problema di titolo basso del vapore all'uscita. Di contro, la differenza di entropia tra liquido saturo e vapore saturo è molto piccola nei fluidi organici, e ciò comporta una minore entalpia di vaporizzazione. Quindi, per prelevare una certa potenza termica, servirà una portata massica maggiore per i fluidi organici, portando ad un incremento del consumo della pompa che assume valori non più trascurabili.

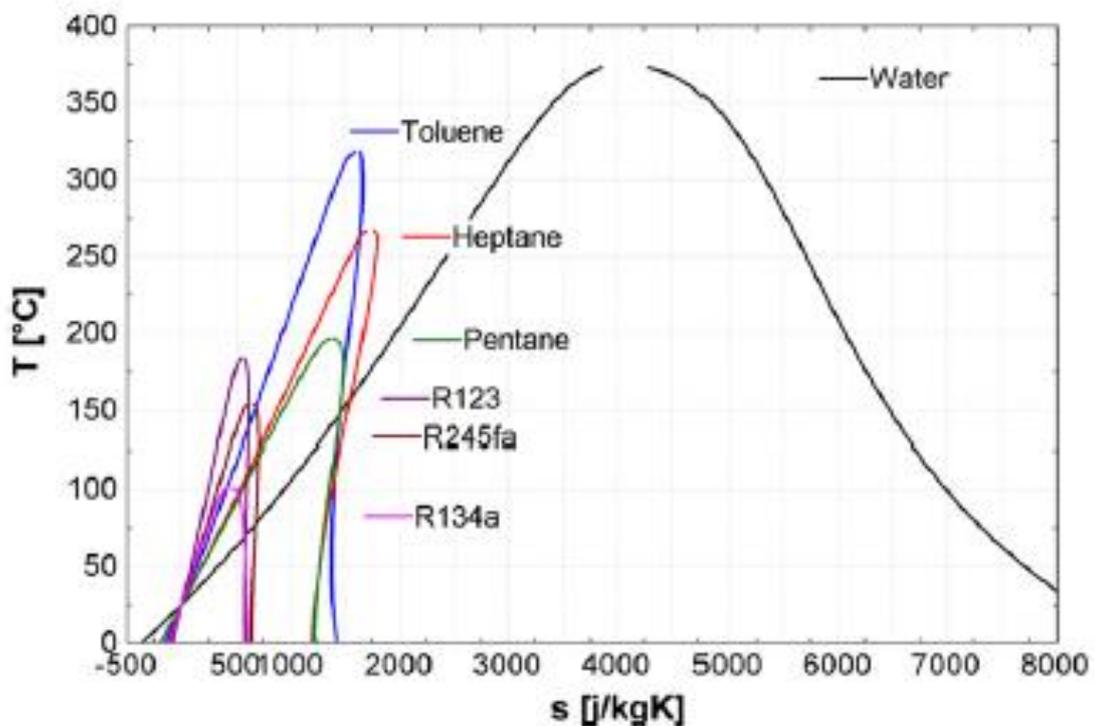


Figura 6 - Diagramma T-S dell'acqua e di alcuni fluidi organici utilizzati negli ORC [1]

Il consumo della pompa è uno degli aspetti critici del ciclo: mediante il Back Work Ratio (Equazione 1) è possibile calcolare il rapporto tra l'energia prodotta dall'espansore (P_e) e quella assorbita dalla pompa (P_p).

$$BWR = \frac{P_p}{P_e}$$

Equazione 1

Chiaramente, affinché il ciclo sia conveniente, è necessario avere bassi valori di BWR, evitando quindi, che la pompa assorbi troppa energia elettrica in proporzione a quella prodotta attraverso l'espansore.

Per la scelta del fluido organico, invece, vengono presi in considerazione, oltre alle proprietà termodinamiche, anche alcuni indici di inquinamento come:

- Potenziale di riduzione dell'ozono (ODP): capacità distruttiva del fluido sull'ozono;
- Potenziale di riscaldamento della serra (GWP): capacità del fluido di formare gas serra.

Quasi tutti i fluidi utilizzati oggi hanno un ODP nullo e un GWP ancora troppo elevato. Quindi, è di fondamentale importanza limitare fuoriuscite o fughe indesiderate del fluido di lavoro nell'ambiente.

Si parla di impianti micro-ORC quando la potenza installata è tra 15 e 20 kW, permettendone l'installazione anche a livello domestico, così da sfruttare fonti rinnovabili come quella geotermica, le biomasse o il solare. Infatti, queste fonti sono classificate come sorgenti termiche a bassa temperatura e, accoppiate con un micro-ORC come in Figura 7, rendono possibile la generazione di energia elettrica.

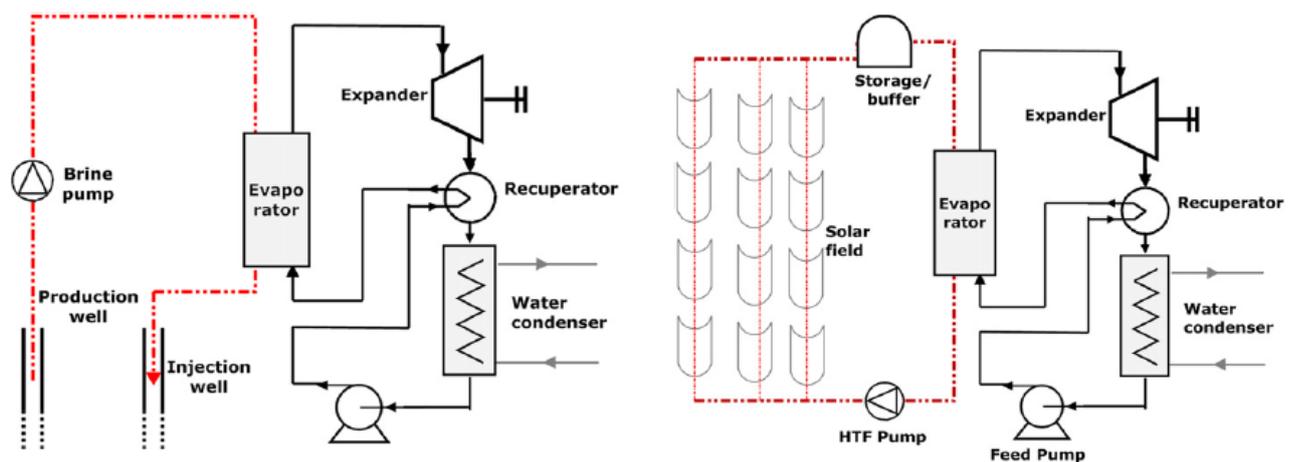


Figura 7 - Micro-ORC accoppiato con la geotermia (a sinistra) e il solare (a destra) [1]

3 BANCO PROVA MICRO-ORC

3.1 DESCRIZIONE

Un prototipo di micro-ORC è presente presso il Laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Industriale di Bologna, con il quale vengono condotti test prestazionali al variare delle condizioni operative, quali la temperatura della sorgente calda o la velocità della pompa.

Il layout del banco prova è riportato in Figura 8 ed è composto principalmente da tre circuiti: quello della sorgente calda, quello della sorgente fredda e il circuito ORC.

Nel circuito caldo un boiler riscalda l'acqua che viene fatta circolare per mezzo di una pompa, in modo da riprodurre l'input di energia termica (tra 50 e 90°C).

Il sistema di raffreddamento è composto da una pompa che preleva l'acqua da un pozzo e la immagazzina in un serbatoio; dal serbatoio l'acqua viene fatta circolare nel condensatore per mezzo di una seconda pompa.

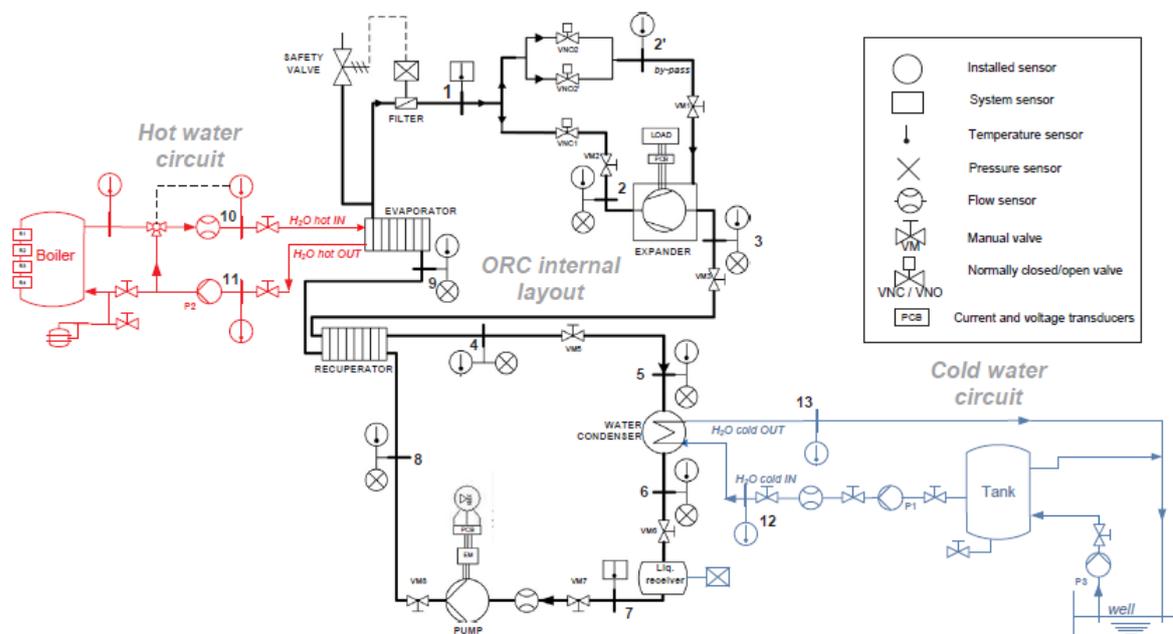


Figura 8 - Schema del banco prova di micro-ORC [2]

Il circuito ORC si basa sulla configurazione recuperativa (vedi Figura 4), in cui si recupera l'entalpia residua che l'espansore non è riuscito a convertire in energia meccanica e che, altrimenti, sarebbe scartata attraverso il condensatore. Uno scambiatore di calore utilizza l'energia recuperata per preriscaldare il fluido prima che entri nell'evaporatore, in modo da ridurre il salto entalpico per la vaporizzazione.

I componenti principali sono:

- L'EVAPORATORE: è uno scambiatore di calore a piastre per l'evaporazione del fluido organico;
- L'ESPANSORE: è un prototipo composto da tre cilindri radiali accoppiati direttamente al generatore di energia elettrica (alternatore);
- IL RECUPERATORE: è uno scambiatore di calore a piastre che recupera il calore residuo all'uscita dell'espansore e preriscalda il fluido prima che entri nell'evaporatore, in modo da ridurre l'input termico richiesto dal sistema e migliorare l'efficienza energetica dell'impianto;
- IL CONDENSATORE: è uno scambiatore di calore a fascio tubiero e utilizza l'acqua estratta dal pozzo per condensare il fluido di lavoro;
- IL RICEVITORE DI LIQUIDO: funge da riserva di liquido e garantisce un certo battente alla pompa;
- LA POMPA: pompa volumetrica a ingranaggi, direttamente azionata da un motore elettrico;
- IL CARICO ELETTRICO ESTERNO: direttamente collegato al generatore, è composto da cinque carichi resistivi. Ogni carico è composto da tre lampade a bulbo capaci di assorbire 200W ciascuna, per una potenza massima di 3000 W, pari alla potenza nominale dell'impianto ORC.

Un monitor completa il banco per la visualizzazione in tempo reale dei dati termodinamici ed elettrici, e per gestire i test variando alcuni parametri, come la velocità della pompa o la portata di acqua.

3.2 PROVE E INDICI PRESTAZIONALI

Per poter valutare le prestazioni termodinamiche, sono presenti sensori di temperatura e pressione all'ingresso e all'uscita di ogni componente, e un misuratore di portata; mentre, per monitorare le grandezze elettriche, vi sono trasduttori di tensione e corrente collegati all'espansore e alla pompa. Ciò ha permesso di calcolare i seguenti indici prestazionali con riferimento alla Figura 8:

- Potenza elettrica assorbita e prodotta, rispettivamente dalla pompa ($P_{p,el}$) e dall'espansore ($P_{e,el}$)

$$P_{e,el} = i_1(t) \cdot \bar{v}_1(t) + i_2(t) \cdot \bar{v}_2(t) + i_3(t) \cdot \bar{v}_3(t)$$

$$P_{p,el} = i_1(t) \cdot \bar{v}_1(t) + i_2(t) \cdot \bar{v}_2(t) + i_3(t) \cdot \bar{v}_3(t)$$

Equazione 2

- Rendimento isoentropico dell'espansore: rapporto tra la potenza elettrica generata ($P_{p,el}$) e il salto entalpico isoentropico all'interno dell'espansore:

$$\eta_{is,e} = \frac{P_{e,el}}{\dot{m}_{ORC} \cdot (h_2 - h_{3,is})}$$

Equazione 3

- Fattore di riempimento (filling factor, FF): indica le performance volumetriche dell'espansore. È il rapporto tra la portata volumetrica istantanea e nominale all'ingresso dell'espansore.

$$FF = \frac{\dot{m}_{ORC} v_{suc}}{N_e \cdot V_e}$$

Equazione 4

- Potenza idraulica ($P_{p,i}$) e rendimento totale della pompa (η_p)

$$P_{p,i} = \frac{\dot{m}_{ORC} \cdot (p_8 - p_6)}{\rho} \quad [W]$$

$$\eta_{pp} = \frac{P_{p,i}}{P_{p,el}}$$

Equazione 5

- Back Work Ratio (BWR) come riporta l'Equazione 1;

- Grado di surriscaldamento (ΔT_{SH}) e sotto-raffreddamento (ΔT_{SC}). Indicano, la differenza tra la temperatura rilevata, e rispettivamente quella di vapore e liquido saturo, che dipendono dalla pressione alla quale avviene il cambio di stato.

$$\Delta T_{sh} = T_2 - T_{ev}(p_{ev})$$

$$\Delta T_{sc} = T_{cond}(p_{cond}) - T_6$$

Equazione 6

- Rendimento: totale dell'impianto ($\eta_{ORC,tot}$), e al netto dei consumi della pompa ($\eta_{ORC,net}$):

$$\eta_{ORC,tot} = \frac{P_{e,el}}{\dot{Q}_{ev}}$$

$$\eta_{ORC,net} = \frac{P_{e,el} - P_{p,el}}{\dot{Q}_{ev}}$$

Equazione 7

La caratterizzazione operativa è stata effettuata per diversi punti di funzionamento, definiti da una particolare temperatura della sorgente calda o fredda e dalla velocità della pompa. Attraverso prove sperimentali si è osservata una diretta correlazione tra il numero di giri della pompa e la portata del fluido, come si può osservare in Figura 9. La portata può essere espressa come:

$$\dot{m}_{ORC} = \frac{N_{pp}}{60} \cdot \rho_{in} \cdot V_{pp,eff}$$

Equazione 8

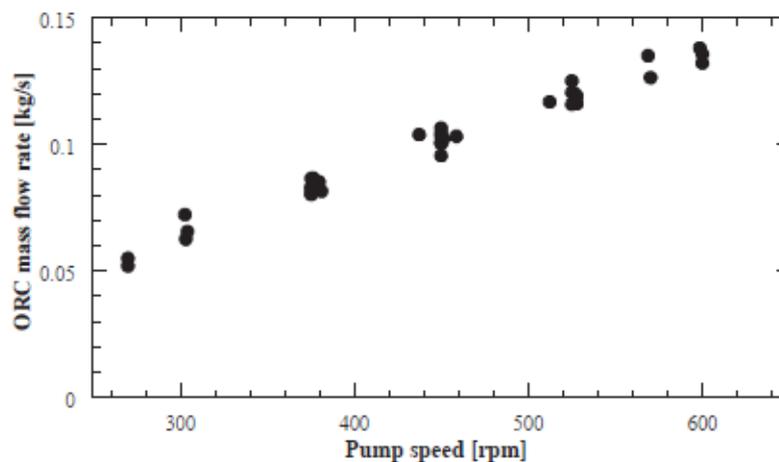


Figura 9 - Portata massica del fluido organico in funzione del numero di giri della pompa [2]

A velocità costante della pompa (N_{pp}), con riferimento all'Equazione 8, la portata dipende esclusivamente dalla variazione di densità (ρ_{in}) e dal volume spostato ($V_{pp,eff}$). A piccole variazioni della densità, corrispondono piccole variazioni della portata, mentre una variazione del volume spostato ha un'incidenza maggiore, causando un aumento della portata significativo [2].

Anche la pressione di evaporazione è influenzata direttamente dalla portata come si può vedere dalla Figura 10, al contrario della pressione di condensazione in cui non si registrano che piccole variazioni. Infatti, quest'ultima dipende perlopiù dalla temperatura del sistema di raffreddamento [2].

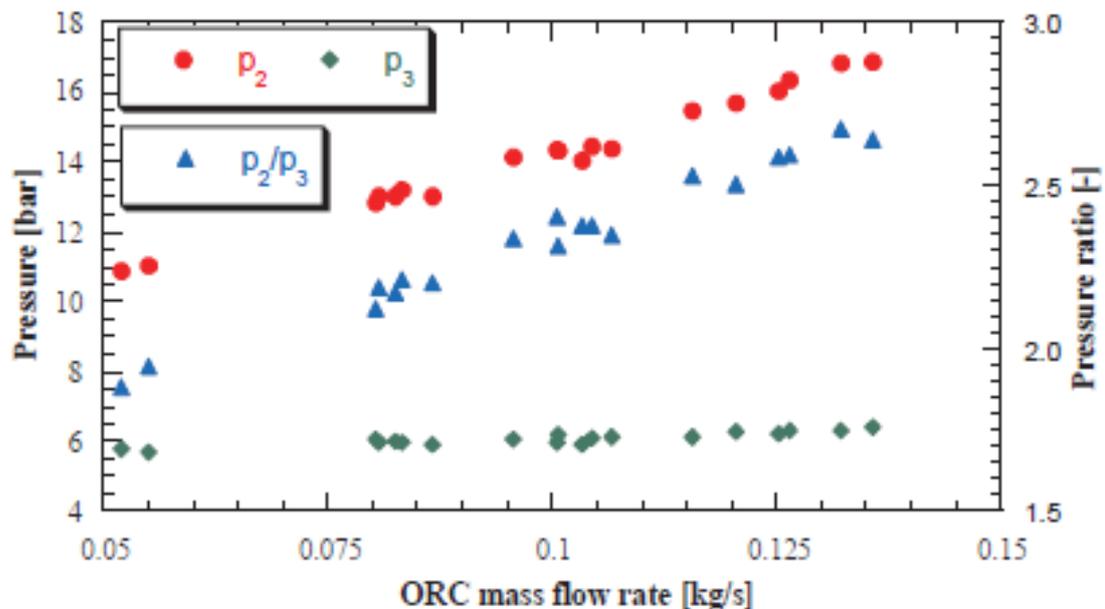


Figura 10 - Pressione di evaporazione (p_2), pressione di condensazione (p_3) e il loro rapporto, in funzione della portata [2]

Come mostrato in Figura 11, il grado di surriscaldamento dipende direttamente dalla portata, e diminuisce quando questa aumenta. L'aumento di portata comporta un incremento della pressione di evaporazione, e di conseguenza della temperatura alla quale avviene la vaporizzazione. Invece, con valori costanti della portata, il grado di surriscaldamento aumenta all'aumentare della temperatura della sorgente calda.

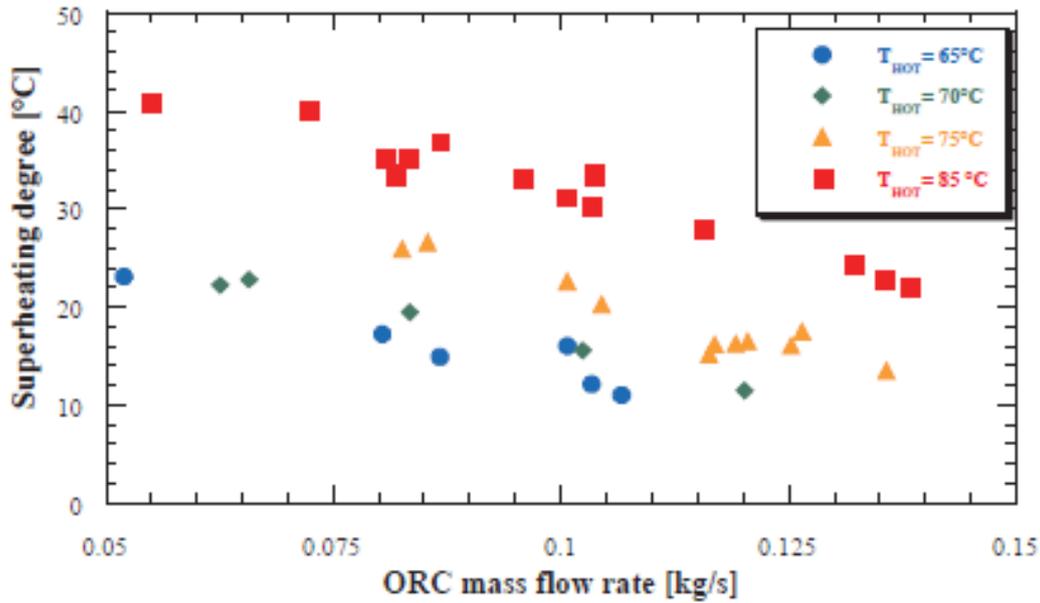


Figura 11 - Grado di surriscaldamento in funzione della portata, per diverse temperature della sorgente calda [2]

Dalla Figura 12 possiamo notare come l'energia elettrica prodotta diminuisca all'aumentare del grado di surriscaldamento. Ciò è dovuto alla dipendenza diretta con il rapporto di pressione e con la portata. Infatti, all'aumentare del grado di surriscaldamento, si osserva una diminuzione della pressione di vaporizzazione e della portata e quindi una diminuzione dell'energia prodotta.

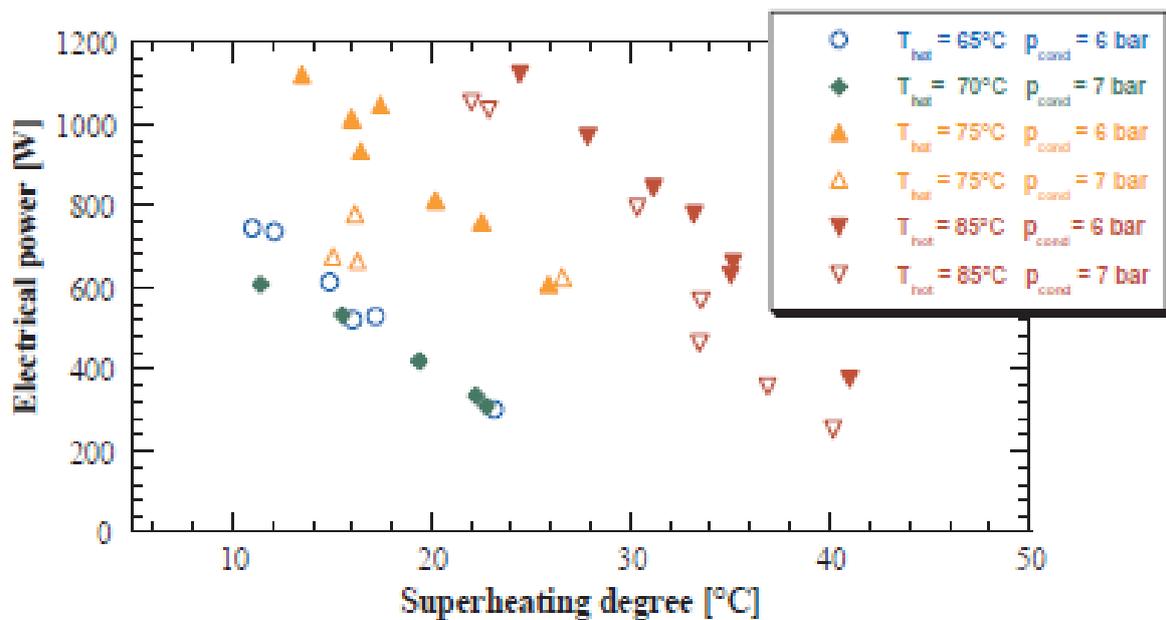


Figura 12 - Energia elettrica generata in funzione del grado di surriscaldamento, della temperatura della sorgente calda e della pressione di condensazione [2]

Infine, anche le prestazioni dell'espansore sono condizionate dalla portata (definita dalla velocità della pompa) e dalla densità del fluido in ingresso. Si osserva dalla Figura 13 e Figura 14, che la velocità dell'espansore aumenta all'aumentare della velocità della pompa, comportando una maggiore potenza elettrica prodotta. A velocità costanti, invece, la velocità dell'espansore (e quindi la potenza prodotta) aumenta se diminuisce il carico elettrico, a causa dell'assenza di un dispositivo in grado di mantenere la velocità costante. Ciò è dovuto alla ricerca, da parte dell'espansore, di un nuovo punto di equilibrio tra coppia erogata e coppia resistente.

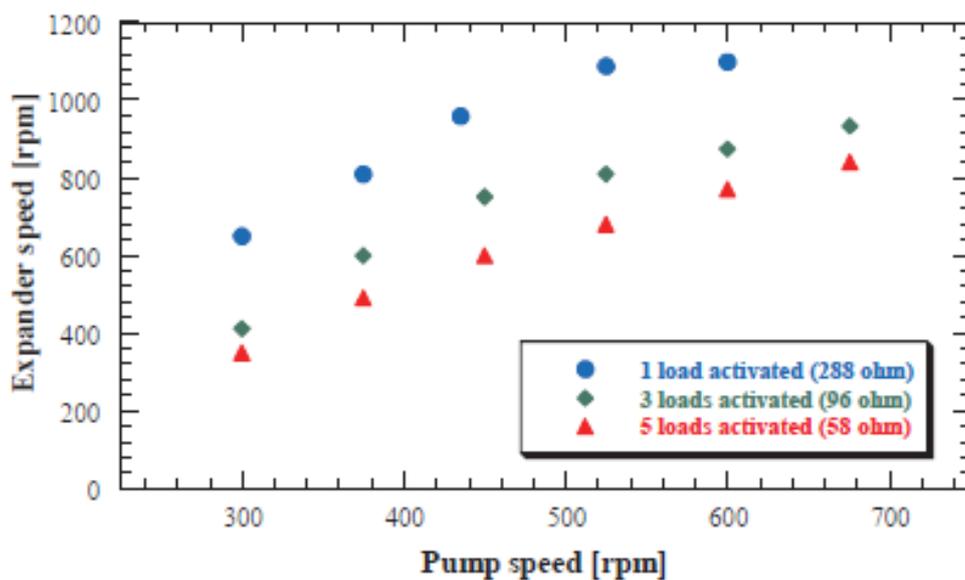


Figura 13 - Velocità dell'espansore in funzione della pompa e del carico elettrico [2]

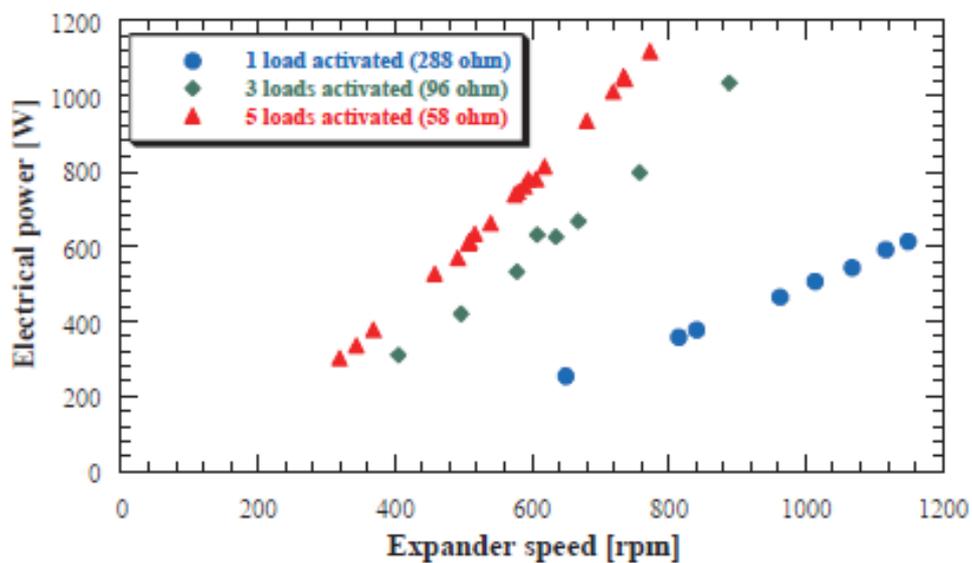


Figura 14 - Energia elettrica prodotta in funzione della velocità della pompa e del carico elettrico [2]

La Figura 15 mostra come varia il filling factor (FF) in relazione al rapporto di pressioni e ai carichi elettrici attivati. È interessante notare come esso diminuisca all'aumentare del rapporto di pressioni, e come questo sia dovuto in prima approssimazione alla pompa. Infatti, tale rapporto è dipendente dalla portata che, a sua volta, è definita dalla velocità della pompa. Inoltre, ad un rapporto di pressione fissato (e quindi di velocità dell'espansore e della pompa), il FF aumenta con il carico elettrico e ciò determina una diminuzione della velocità dell'espansore (vedi Figura 13).

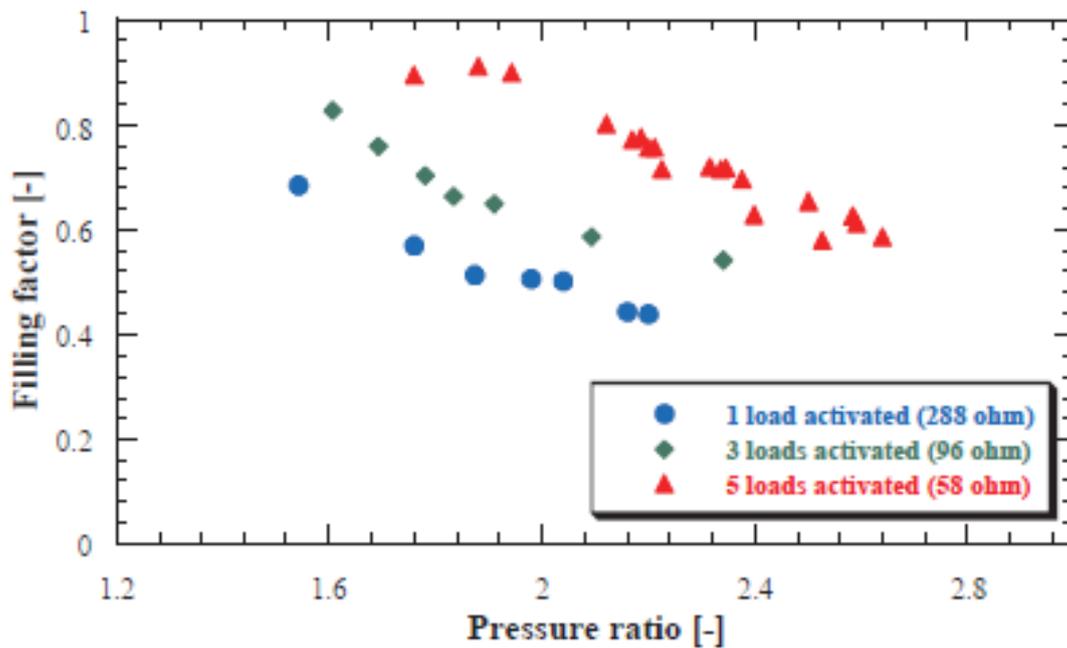


Figura 15 - Filling factor dell'espansore in funzione del suo rapporto di pressioni e dei carichi elettrici attivati [2]

A fronte di una potenza elettrica prodotta così limitata, le prestazioni della pompa sono di cruciale importanza. Assorbendo energia elettrica per il suo funzionamento, può rendere il bilancio energetico non sostenibile vanificando il lavoro svolto dall'espansore.

Le performance della pompa possono essere valutate tenendo in considerazione: la potenza elettrica assorbita ($\dot{W}_{pp,el}$), la potenza idraulica ($\dot{W}_{pp,hy}$) e il rendimento totale (η_{pp}). In Figura 16 è riportato l'andamento delle performance in funzione della velocità di rotazione della pompa. Sebbene si osservi un aumento delle performance a velocità più alte, questo può portare a fenomeni di instabilità. Infatti, all'aspirazione è stato rilevato fluido allo stato bifase, circostanza assolutamente da evitare per non comprometterne la vita utile della pompa [2].

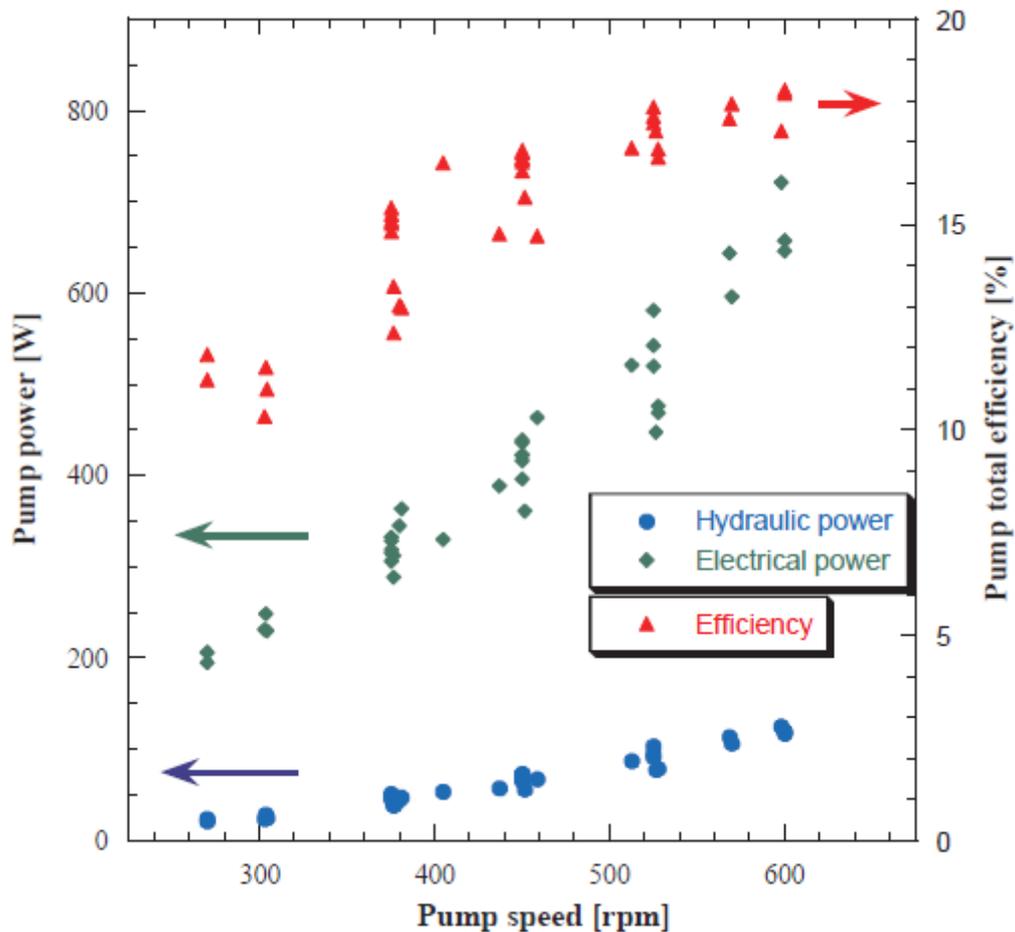


Figura 16 - Potenza elettrica assorbita, potenza idraulica prodotta e rendimento della pompa in funzione della sua velocità di rotazione [2]

Questo fenomeno prende il nome di cavitazione e si verifica quando la pressione locale raggiunge la tensione di vapore del fluido. Ciò comporta la formazione di bolle di vapore che implodono all'interno della macchina e, oltre ad aumentarne la rumorosità, possono danneggiarla.

A velocità più elevate, infatti, aumentano le perdite di carico che provocano la saturazione del fluido all'ingresso della pompa. I principali effetti sono: il crollo improvviso della portata, della pressione di evaporazione e della velocità dell'espansore. Di conseguenza, vi è anche il crollo della potenza prodotta, poiché il salto di pressione non sarà più sufficiente a produrre energia meccanica. Per limitare la cavitazione si può ricorrere al sotto-raffreddamento (ΔT_{SC}) del fluido, in modo tale da allontanarlo dalla sua temperatura di saturazione.

Le prove sperimentali dimostrano che, con rapporti di pressione più alti (e quindi di velocità della pompa), si ottengono rendimenti migliori e un BWR più basso, ma non ancora accettabili (Figura 17 e Figura 18)[2].

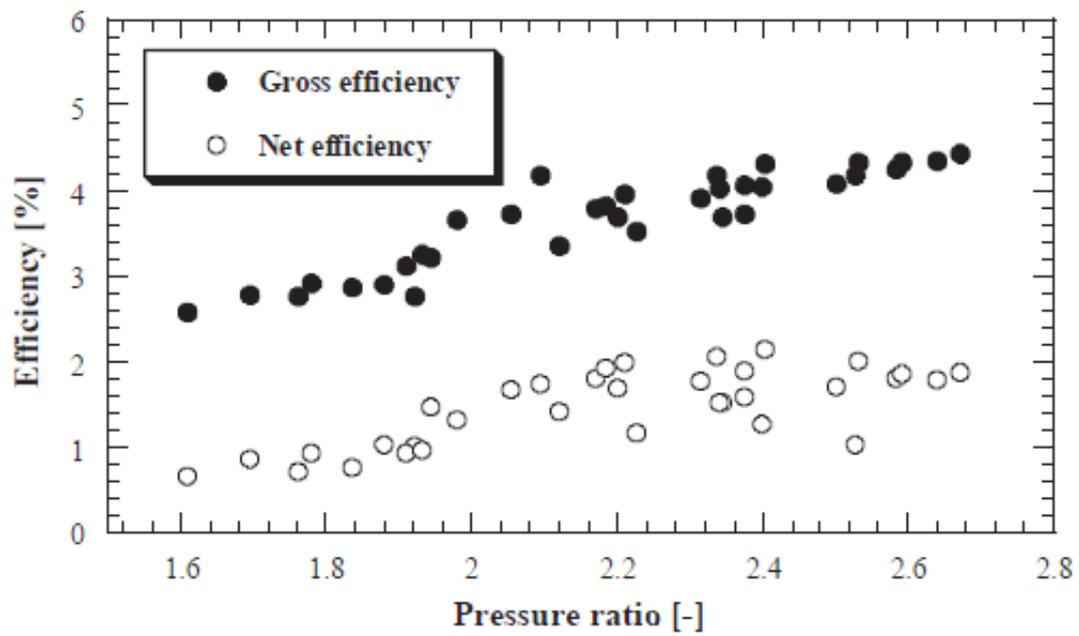


Figura 17 - Efficienza totale e netta in funzione del rapporto di pressione [2]

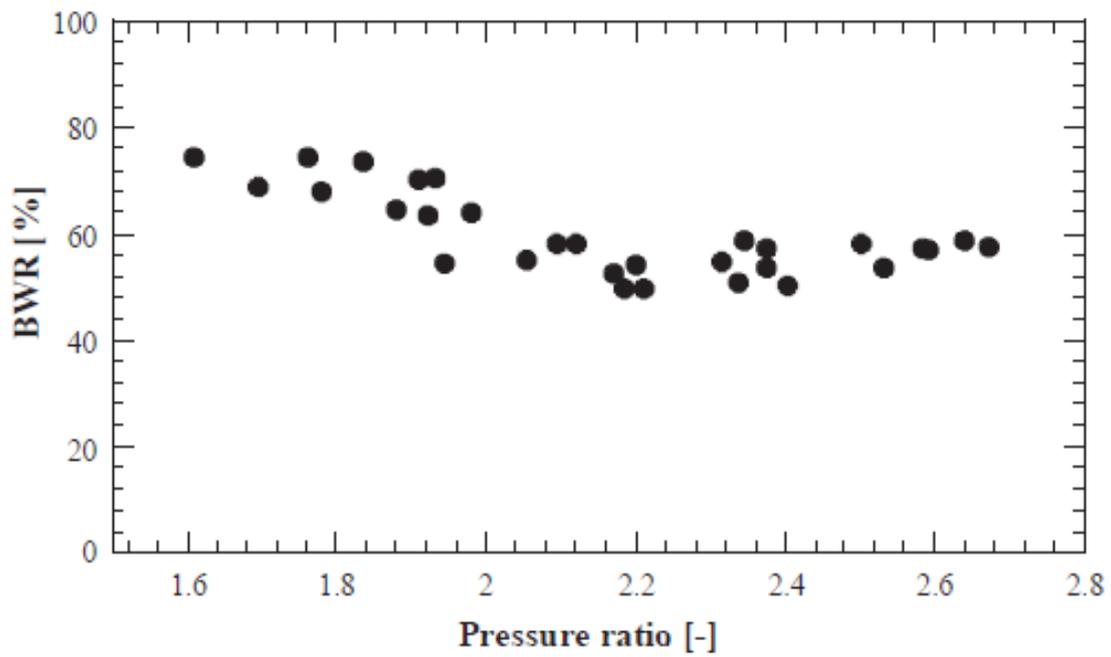


Figura 18 - BWR in funzione del rapporto di pressione [2]

3.3 CRITICITÀ DELLE POMPE IN UN ORC

Negli impianti ORC di grandi dimensioni (potenza installata dell'ordine dei MW) e ad un'elevata temperatura del ciclo, le prestazioni sono ben diverse rispetto a quanto visto finora. Il BWR di un impianto di questo tipo ha valori tra 1-10%, mentre nei cicli Rankine a vapore siamo tra lo 0,1-2% [2]: le prestazioni sono dunque accettabili a differenza dei piccoli impianti. Ciò è dovuto in parte alle caratteristiche intrinseche del fluido e alla temperatura in cui opera il ciclo: infatti, temperature più basse della sorgente termica comportano un BWR maggiore. Anche la bassa temperatura critica porta ad un aumento del BWR, raggiungendo valori elevati quando la temperatura di evaporazione è prossima a quella critica [3]: infatti, i cicli ORC operano in condizioni subcritiche, poiché a pressioni maggiori si ha un forte aumento del BWR (Figura 19).

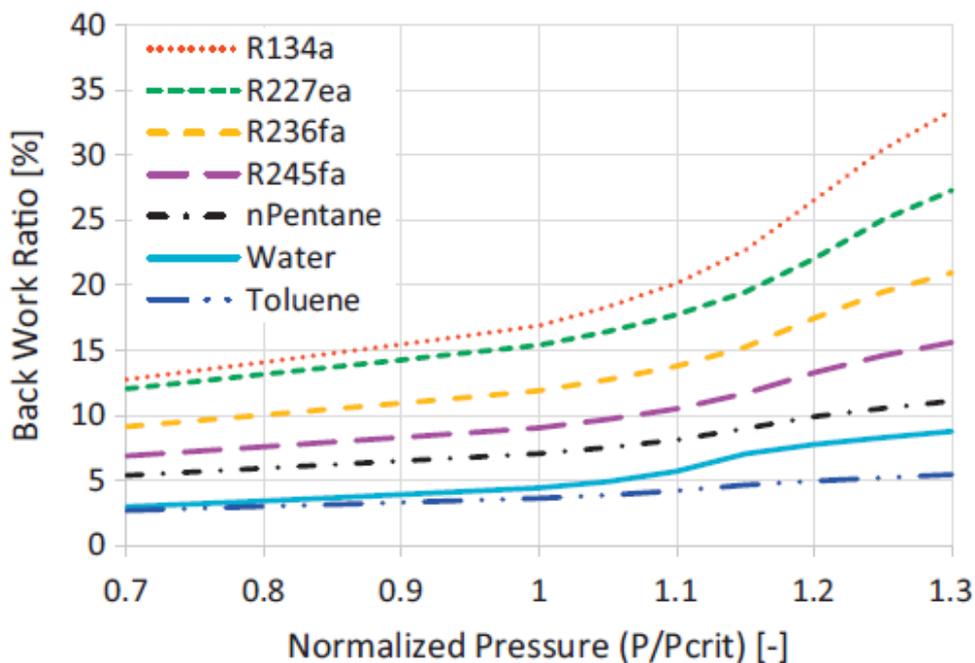


Figura 19 - BWR di alcuni fluidi organici e dell'acqua in funzione della pressione normalizzata [3]

Le prestazioni della pompa che opera in condizioni subcritiche rappresentano una criticità, poiché la espongono alla cavitazione. Inoltre, il suo sovradimensionamento, per poter gestire i picchi di potenza, penalizza il rendimento a causa dell'aumento delle perdite interne.

La cavitazione è un fenomeno più comune quando si opera con fluidi organici poiché hanno un calore latente di evaporazione e condensazione più basso rispetto l'acqua [3]. L' $NPSH_r$ (net

positive suction head required) è usato per l'analisi e la prevenzione della cavitazione (Equazione 9, in cui, p_{in} è la pressione di ingresso, p_{sat} è quella di saturazione alla temperatura di ingresso del fluido, ρ la densità del fluido e g l'accelerazione di gravità).

$$NPSH_r < \frac{p_{in} - p_{sat}(T_{in})}{\rho \cdot g}$$

Equazione 9

Tutte le pompe sono caratterizzate dal proprio valore di NPSH, che in sede di progetto bisogna non superare per scongiurare la cavitazione. Il sotto-raffreddamento è usato per questo scopo, poiché allontana il fluido in uscita dal condensatore dalla sua pressione di saturazione. Di contro, diminuire al minimo il sotto-raffreddamento è fondamentale per cicli ORC a bassa temperatura, in modo da non penalizzare troppo il BWR e il rendimento. Come si vede in Figura 20, in cui è mostrato l'andamento del BWR in funzione del sotto-raffreddamento a diverse temperature di surriscaldamento.

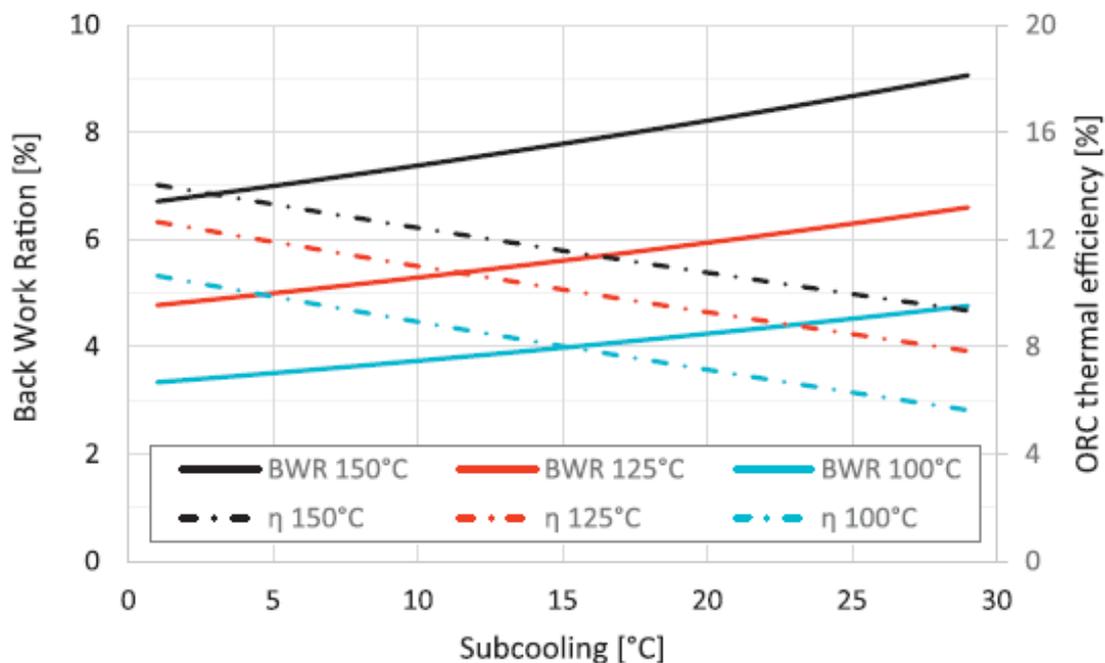


Figura 20 - BWR in funzione del sotto-raffreddamento a diverse temperature di sottoraffreddamento [3]

Sotto-raffreddamenti troppo bassi incidono negativamente sulle prestazioni della pompa, poiché la inducono alla cavitazione. Infatti, se si definisce come inizio della cavitazione una

caduta del 3% della portata, dalla Figura 21 possiamo notare come sotto-raffreddamenti troppo bassi portino al crollo del flusso volumetrico.

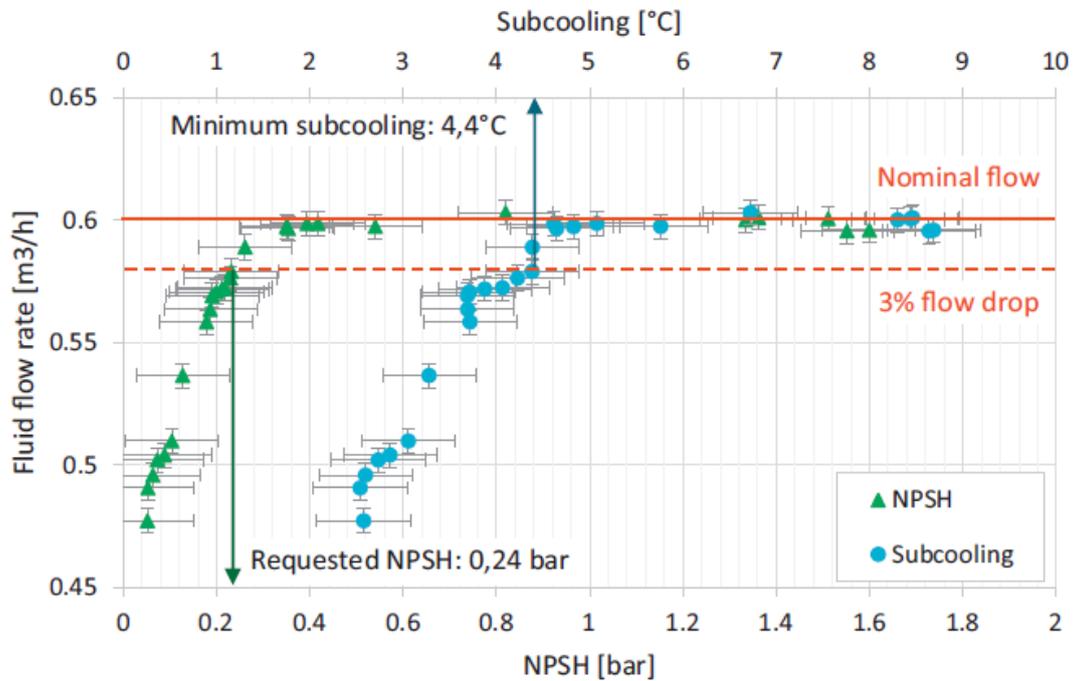


Figura 21 - Portata volumetrica e sotto-raffreddamento in funzione del NPSHr [3]

Trovare un compromesso a questi vincoli con così poco margine di manovra non è semplice, e ciò suggerisce una caratterizzazione dettagliata delle pompe. Il sostentamento del ciclo si basa anche sulle sue prestazioni rappresentando una criticità del ciclo.

4 PROGETTAZIONE BANCO PROVA

4.1 INTRODUZIONE

Le prestazioni attuali delle pompe installate in un impianto micro-ORC sono ben lontane dai valori di rendimento tipici. Anche se sono sviluppate per operare esclusivamente con acqua, il loro NPSHr è comunque conforme per i fluidi organici. Ciò suggerisce un approfondimento delle loro condizioni operative quando vengono accoppiate ad un impianto di questo tipo.

Il banco prova in progettazione ha lo scopo di testare le pompe in diverse condizioni di funzionamento mentre operano con fluidi organici, per provare a superare le criticità emerse nel Capitolo 3.3. L'obiettivo principale del banco sarà quello di studiare:

- la cavitazione;
- il range di pressioni;
- le portate elaborate;
- i consumi;
- il rendimento;
- la prevalenza.

Attraverso l'implementazione del banco, sarà possibile eseguire test utilizzando un circuito di dimensioni minori, rispetto ad un impianto micro-ORC, e quindi una ricerca più puntuale, eliminando i componenti che non influenzano le prestazioni della pompa.

4.2 SPECIFICHE DI PROGETTO

La progettazione di un banco prova non può prescindere dalle condizioni operative dell'impianto su cui sarà installata la pompa. Affinché sia valida la similitudine tra il banco prova e l'impianto, è necessario definire i principali parametri operativi che definiscono le condizioni di funzionamento della pompa.

Il ciclo termodinamico di un impianto micro-ORC è definito principalmente dalle temperature della sorgente calda, della sorgente fredda e dal grado di surriscaldamento imposto all'evaporatore. La sorgente calda e il grado di surriscaldamento definiscono la temperatura di evaporazione del fluido organico, e di conseguenza la pressione di evaporazione. Allo stesso modo, la sorgente fredda, stabilisce la pressione e la temperatura di condensazione. Quindi, entrambe le sorgenti hanno un'influenza diretta sulla pompa, poiché impongono il salto di pressione richiesto affinché il fluido passi dalla pressione di condensazione (aspirazione) a quella di evaporazione (mandata).

Le specifiche del ciclo termodinamico sono riportate in Tabella 1, insieme al rendimento isentropico dell'espansore e alla potenza nominale dell'impianto micro-ORC.

Tabella 1 - Specifiche del ciclo termodinamico

T_{ev}	ΔT_{sh}	T_{cond}	η_{is}	P_{nom}
75°C	3°C	20°C	0.5	5 KW

Per poter definire le condizioni termodinamiche della pompa è necessario procedere a ritroso, partendo dallo stato termodinamico del fluido in ingresso e in uscita dall'espansore. In Appendice A è riportato lo script di Matlab, in cui, attraverso la libreria Coolprop, sono stati calcolati gli stati termodinamici del fluido in ingresso e in uscita dall'espansore. Di conseguenza sono definite anche le entalpie e le entropie e, utilizzando la definizione di rendimento isentropico, è possibile calcolare l'entalpia reale (Equazione 10).

$$\begin{aligned}
 T_{sh} &= T_{ev} + \Delta T_{sur} \\
 h_1 &= h_1(p_{ev}, T_{sur}) \\
 s_1 &= s_2 \\
 h_{2,is} &= h_{2,is}(p_{cond}, s_2) \\
 h_2 &= h_1 - \eta_{is}(h_1 - h_{2,is})
 \end{aligned}$$

Equazione 10

Infine, attraverso l'Equazione 11, viene calcolata la portata massica gestita dalla pompa, necessaria per sviluppare la potenza utile richiesta.

$$\dot{m} = \frac{P_{nom}}{h_1 - h_2}$$

Equazione 11

Le specifiche del banco prova sono riassunte in Tabella 2 e determinano anche le condizioni operative massime, oltre le quali non si può garantire il corretto funzionamento.

Tabella 2 - Specifiche del banco prova

T_{ev}	p_{ev}	T_{cond}	p_{cond}	P_{nom}	\dot{m}
75°C	23,6 bar	20°C	5,7 bar	5 KW	0,36 Kg/s

4.3 LAYOUT

Il banco prova è un circuito chiuso di dimensioni contenute in grado di simulare il funzionamento operativo della pompa all'interno dell'impianto nel quale verrà installata. Perciò, viene eliminata la fase di riscaldamento e con essa il componente legato alla sorgente calda. Il risultato è un ciclo semplificato, che ne garantisce l'equivalenza termodinamica tra l'impianto e il banco.

Il ciclo termodinamico di riferimento è riportato in Figura 22 e, come si può osservare, è un ciclo Rankine subcritico senza ingresso di calore dalla sorgente calda. Nel dettaglio le fasi sono:

- 1-2 POMPAGGIO del fluido di lavoro attraverso la pompa;
- 2-3 ESPANSIONE ISOENTALPICA mediante una valvola di laminazione;
- 3-1 CONDENSAZIONE per mezzo di uno scambiatore di calore.

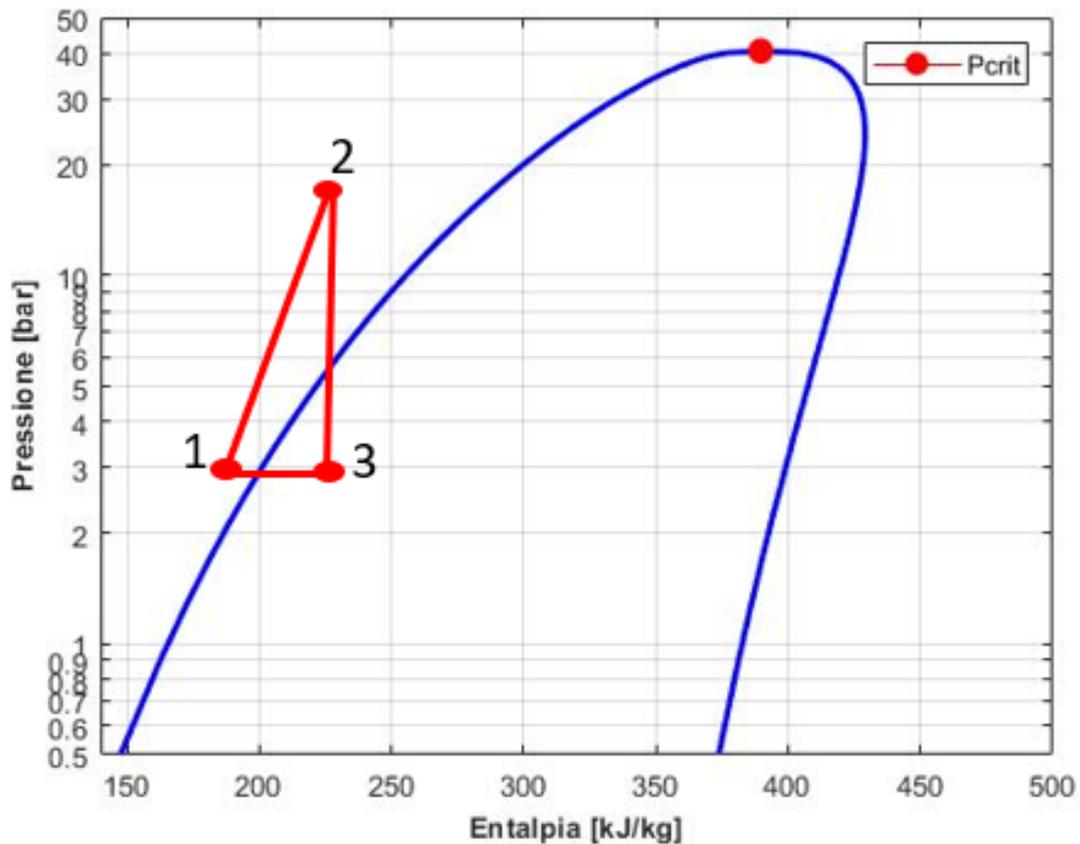


Figura 22 - Ciclo termodinamico del banco prova

Il layout del banco è mostrato in Figura 23, come si può notare i punti di misura sono collocati in ingresso e in uscita da ciascun componente. Mediante la rilevazione della pressione e della temperatura in ingresso e in uscita da ciascun componente, sarà possibile ricostruire e analizzare le performance della pompa. I componenti principali sono:

- POMPA;
- 2 VALVOLE DI LAMINAZIONE MOTORIZZATE;
- SCAMBIATORE DI CALORE;
- RICEVITORE DI LIQUIDO;
- VASO DI ESPANSIONE;
- MISURATORE DI PORTATA;
- 5 MISURATORI DI TEMPERATURA;
- 5 MISURATORI DI PRESSIONE;

Lo sviluppo verticale del banco prova, oltre a limitarne l'ingombro spaziale, contribuisce ad evitare il fenomeno della cavitazione grazie al collocamento della pompa nel punto più basso. Infatti, il peso della colonna di fluido che agisce sopra la pompa incrementa la pressione del ramo di aspirazione, riducendo di fatto l'NPSH disponibile.

Un ulteriore aspetto è la possibilità di adattare il banco alle pompe centrifughe, caratterizzate dall'aver le bocche di aspirazione e mandata ortogonali tra loro. A questo scopo, sono state predisposte due condotte di mandata che possono essere escluse dalle rispettive valvole ed essere utilizzate in base alla pompa da montare. Inoltre, grazie ai tubi flessibili, in aspirazione e mandata della pompa, si potranno eseguire prove senza vincoli dimensionali.

Oltre alla pompa, anche gli altri componenti hanno due valvole di servizio per consentirne le operazioni di manutenzione o sostituzione, senza dover ricorrere allo svuotamento dell'impianto. Invece, le condotte di by-pass potranno essere attivate all'occorrenza per poter testare l'influenza dei singoli componenti.

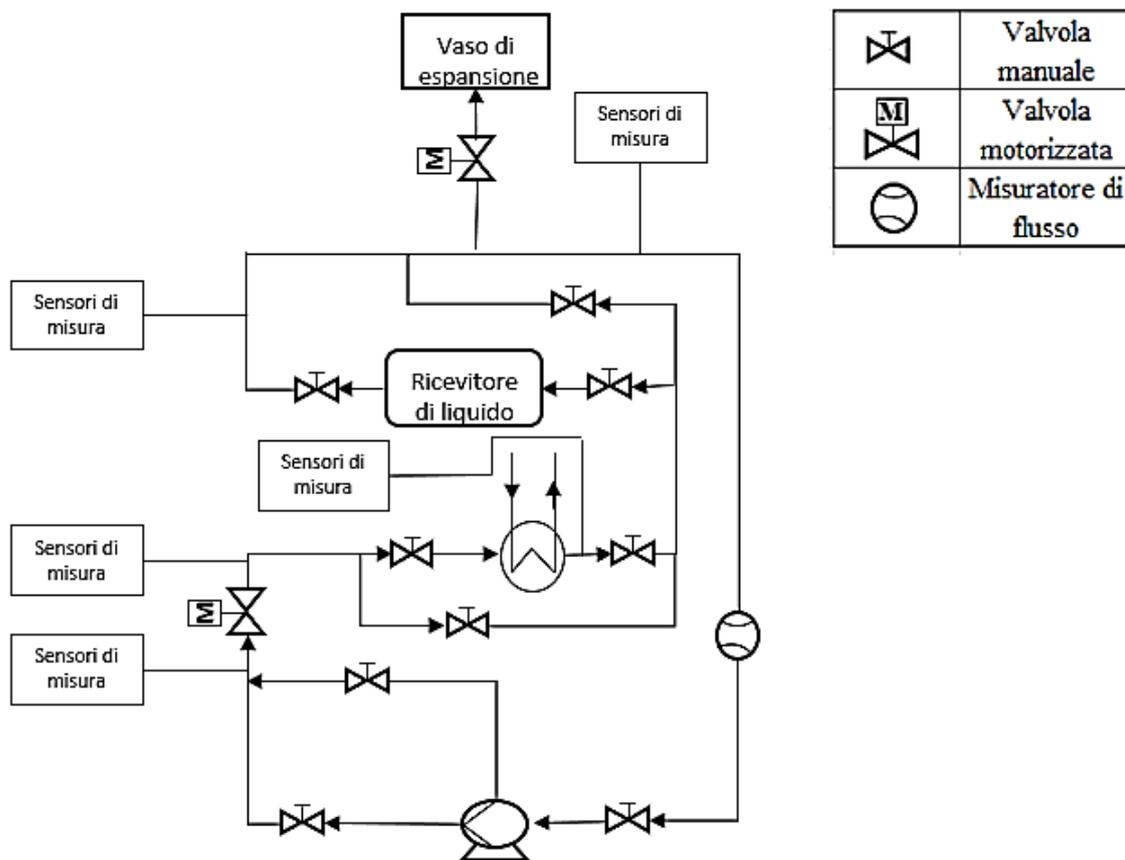


Figura 23 - Layout del banco prova

4.4 POMPE VOLUMETRICHE ROTATIVE

Il principio di funzionamento delle pompe volumetriche rotative, si basa sullo spostamento meccanico del volume di fluido intrappolato al loro interno. Si differenziano in base al tipo di organo posto in rotazione e possono essere:

- A INGRANAGGI;
- A PALETTE;
- A LOBI.

Ci soffermeremo sulle pompe a ingranaggi, poiché è la tipologia maggiormente impiegata negli impianti ORC e quella attualmente installata nell'impianto-prova del laboratorio. Ciò permetterà di avere le basi di partenza nella progettazione e nella simulazione del banco.

Questa tipologia di pompa ha due ruote dentate calettate su alberi differenti, in cui solo uno è alimentato da un motore elettrico. Il volume di fluido viene intrappolato dai denti e per mezzo dell'ingranamento si sfrutta la variazione di volume per realizzare il pompaggio (Figura 24).

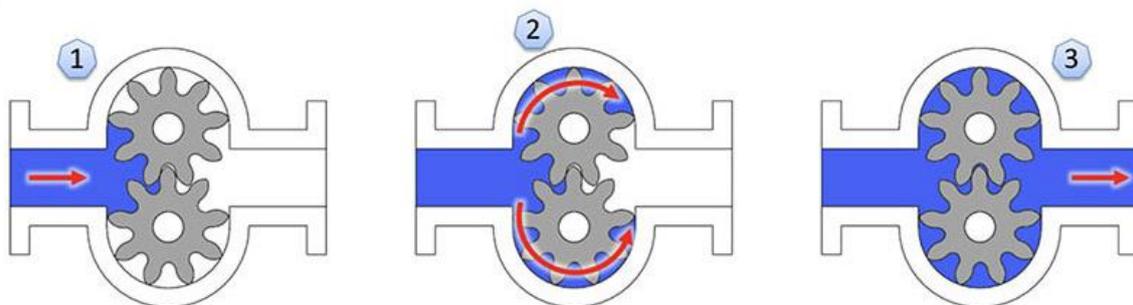


Figura 24 - Principio di funzionamento di una pompa a ingranaggi

Il fluido, oltre ad aumentare la propria pressione, è miscelato con una piccola percentuale di lubrificante per limitare le perdite di potenza dovute agli attriti tra i denti e tra la carcassa. In particolare, il pacchetto ruote viene alloggiato all'interno della carcassa tramite delle viti, con un momento di serraggio opportuno per scongiurarne l'apertura, ma soprattutto i trafiletti di fluido. Operando con fluidi organici ad alte pressioni questo problema è più comune, e un aumento della coppia di serraggio, da un lato limita le fuoriuscite di fluido, ma dall'altro aumenta l'attrito tra le ruote e la carcassa. È necessario quindi, regolare la coppia di serraggio

trovando il giusto valore di equilibrio che eviti l'uscita del fluido senza aumentare eccessivamente l'attrito tra le ruote dentate.

In fase di progetto si utilizzerà il rendimento totale (Equazione 12), in modo da considerare sia le perdite idrauliche che quelle elettriche, e poter valutare le perdite interne della pompa che dovranno essere dissipate dal condensatore.

$$\eta_{tot} = \eta_i \cdot \eta_{th} = \frac{P_i}{P_{th}} \cdot \frac{P_{th}}{P_{el}}$$

Equazione 12

Un altro indice che caratterizza le pompe è la prevalenza definita come in Equazione 13, in cui Δp è la differenza di pressione tra il ramo di aspirazione e mandata della pompa.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g}$$

Equazione 13

La prevalenza totale da richiedere alla pompa è la somma di diversi contributi mostrati in Equazione 14, in cui, l'altezza geodetica (H_g) è la differenza di quota tra la superficie libera del liquido contenuto nel serbatoio A (H_a) e la superficie libera del liquido contenuta nel serbatoio B (H_b) entrambi espressi rispetto all'altezza della pompa (Figura 25). Mentre gli altri termini rappresentano, rispettivamente, le perdite distribuite e localizzate del circuito.

$$H_{tot} = H_g + Y + \sum y = H_a - H_b + Y + \sum y$$

Equazione 14

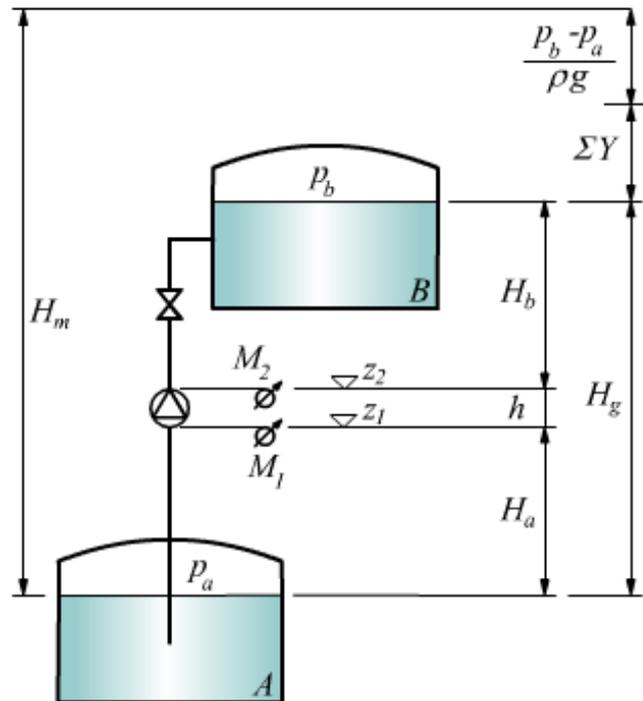


Figura 25 - Nello schema sono mostrati i diversi contributi che compongono la prevalenza della pompa

Le pompe, e le macchine idrauliche in generale, sono soggette al fenomeno della cavitazione. Tale fenomeno si verifica quando la pressione nel circuito scende fino a raggiungere la tensione di vapore del liquido e si manifesta con la formazione di piccole bolle, il cui collasso istantaneo genera microgetti ad altissima pressione che possono provocare danni gravi.

La cavitazione comincia con la cosiddetta nucleazione (Figura 26), ossia l'origine di microscopici spazi che possono costituire nuclei per la crescita di bolle macroscopiche che collasseranno in un secondo momento. Nella seconda fase la crescita è dovuta essenzialmente alla differenza tra la pressione all'interno della bolla (che può essere ipotizzata pari alla tensione di vapore) e la pressione nel liquido circostante. Infine, nella terza fase la crescita della bolla si arresta e comincia il collasso della stessa, che culmina con un'implosione che può causare gravi danni alla pompa (Figura 27) [12].

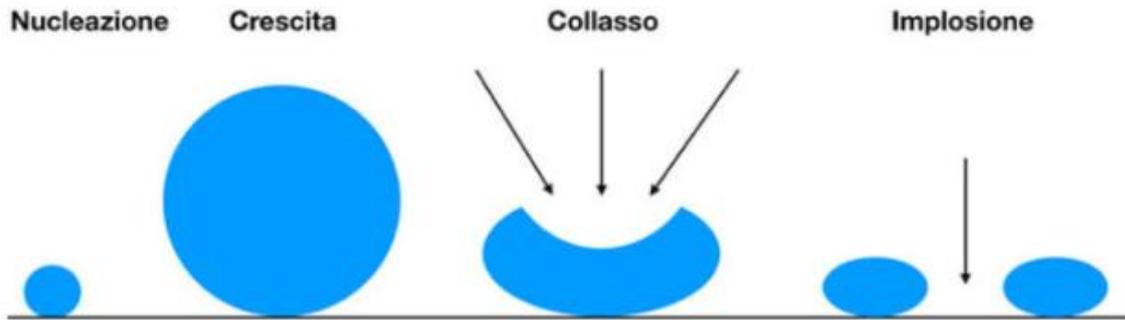


Figura 26 - Fasi che compongono la cavitazione [12]

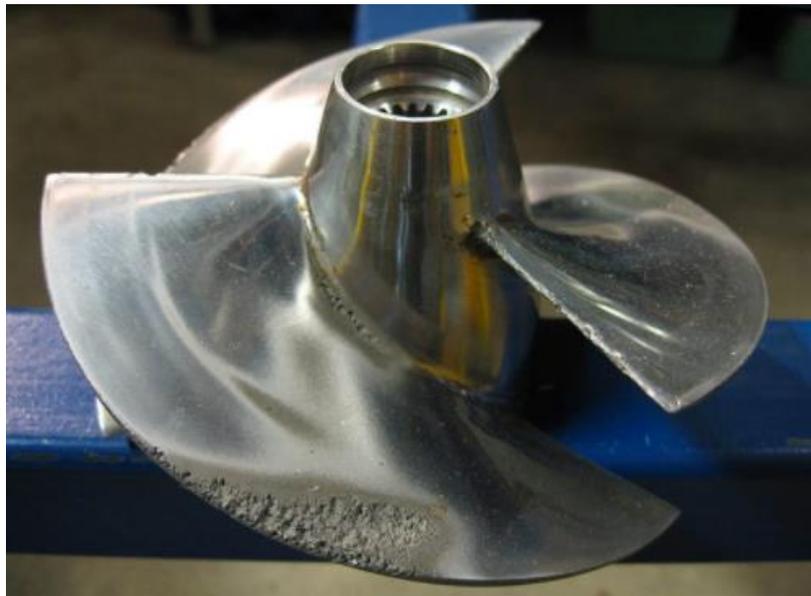


Figura 27 - Danni da cavitazione visibili sulle pale della girante [12]

È importante quindi conoscere il valore dell’NPSH, che è uno dei principali parametri nella scelta delle pompe per non indurre la cavitazione. L’NPSH disponibile (Equazione 15) si definisce come la differenza tra la pressione assoluta di un fluido all’ingresso della pompa (p_{in}) e il valore della tensione di vapore (p_{sat}) alla temperatura di ingresso del liquido stesso.

$$NPSH_d = \frac{p_{in} - p_{sat}(T_{in})}{\rho \cdot g}$$

Equazione 15

L’NPSH richiesto è fornito dal costruttore. I valori da catalogo sono riferiti all’acqua, quindi la curva caratteristica della pompa, che lega la portata alla sua prevalenza, sarà definita attraverso

prove sperimentali con fluidi organici. Il banco prova permetterà la caratterizzazione della pompa per i punti di funzionamento tipici di un impianto micro-ORC.

Per individuare le pompe adatte è necessario definire la cilindrata minima, che occorre per garantire la portata volumetrica richiesta, e il salto di pressione. La portata e il salto di pressione sono già stati definiti precedentemente e rappresentano le specifiche del progetto. Con riferimento alla Tabella 2, e utilizzando le librerie di CoolProp, è possibile definire la densità del fluido liquido saturo alla pressione di condensazione, per poi calcolare la portata volumetrica e il salto di pressione necessario alla nostra applicazione (Equazione 16).

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_{ls}(T_{cond}, P_{cond})}$$

$$\Delta p = p_{ev} - p_{cond}$$

Equazione 16

Ipotizzando una velocità (N) di 300 rpm del motore elettrico che alimenta la pompa, attraverso l'Equazione 17 si determina la cilindrata necessaria della pompa.

$$V_c = \frac{\dot{V}}{N \cdot 60}$$

Equazione 17

In Tabella 3 sono riportate le specifiche richieste per individuare le pompe attualmente presenti sul mercato che sono state catalogate in Tabella 4.

Tabella 3 - Specifiche per individuare le pompe adatte al banco prova

\dot{m}	\dot{V}	Δp	V_c
0,36 Kg/s	1,05 m ³ /h	17,9 bar	16 mm ³

Tabella 4 - Pompe attualmente disponibili sul mercato adatte ad essere applicate al banco prova

AZIENDA	POMPA
Calpeda	MXV 25-216/C
Calpeda	MXV 25-220/C
GemmeCotti	HTTP 1500 3°R SS316 EM-P 1500 SS 316 3°R (ATEX VERSION)
Hydra Cell	G10-X, metallic pump heads
Marzocchi Pompe	FTP2A-D-21.0
Grundfos	CR 1-36 A-FGJ-A-E-HQQE
SKF	143-R03M
Barbero	BGA 36/8

Infine, attraverso i cataloghi delle pompe [6] è stato definito l'ingombro in altezza e in larghezza da garantire alla pompa per l'installazione. Affinché il banco possa essere adatto ad un'ampia gamma di pompe, sono state prese le dimensioni massime riscontrate nei cataloghi e allocato lo spazio riportato in Tabella 5.

Tabella 5 - Spazio allocato alla pompa

Componente	Spazio allocato LxH [mm]
Pompa	680x320

4.5 VALVOLA DI LAMINAZIONE

Per dissipare l'energia dovuta al pompaggio della pompa, in assenza dell'espansore, è necessario inserire una valvola di laminazione isoentalpica che (tratto 2-3 Figura 22) riporti il valore della pressione a quello di aspirazione della pompa.

La valvola a flusso avviato motorizzata (Figura 28) consente la regolazione della pressione o della portata di fluido in una condotta: all'interno del corpo è presente un otturatore che, attraverso il suo spostamento, effettua la laminazione variando la sezione di passaggio del fluido.

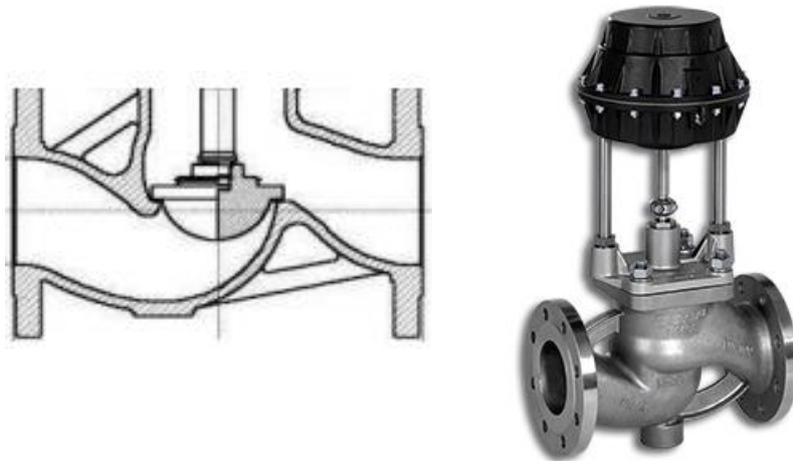


Figura 28 - Valvola a flusso avviato (a destra) e disegno costruttivo dell'otturatore (a sinistra)

I test per i fenomeni di cavitazione saranno effettuati inserendo un'ulteriore valvola sul ramo di aspirazione della pompa con la quale, tramite la regolazione della pressione di aspirazione, si preverrà la cavitazione.

L'installazione del vaso di espansione è in fase di valutazione, ma qualora fosse presente si dovrà aggiungere un'altra valvola a flusso avviato. A valle del vaso, la valvola permette di regolare la portata di efflusso e ottenere un riferimento di pressione.

Accoppiato alla valvola è presente un motore elettrico che attua la regolazione movimentando l'otturatore all'interno della sua corsa utile. L'input di comando per la parzializzazione della sezione di passaggio segue una determinata curva caratteristica che lega il coefficiente di efflusso alla percentuale di apertura (Figura 29); questo tipo di valvole si differenziano infatti in:

- VALVOLA A FLUSSO AVVIATO LINEARE;
- VALVOLA A FLUSSO AVVIATO EQUIPERCENTUALE.

La valvola ideale per il banco prova dovrebbe avere una caratteristica di regolazione lineare, poiché è in grado di far variare la portata proporzionalmente al suo grado di apertura. Pertanto, la percentuale di apertura della valvola corrisponde in ugual misura a quella della portata che la attraversa. Tra le valvole con caratteristica lineare ne sono presenti alcune con una spezzata, in cui ad una determinata apertura cambia la pendenza della retta (Figura 29-3).

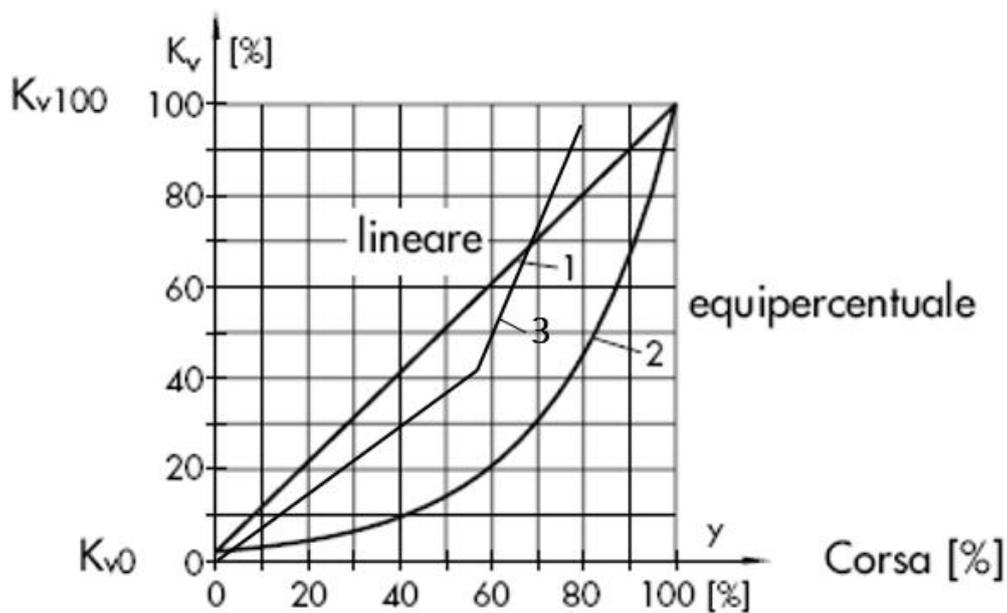


Figura 29 - Curva caratteristica delle valvole a flusso avviato

Le valvole si differenziano anche per le loro specifiche di esercizio, quali la pressione nominale (P_N) e il coefficiente di efflusso (K_{VS}). Un'ulteriore differenza tra le valvole presenti sul mercato è il tipo di collegamento con la tubazione: a flangia o saldata (Figura 30).



Figura 30 - Valvola a flusso avviato collegata attraverso flangia (a destra) e saldata (a sinistra)

Per aumentare il campo di applicazione del banco, e per ragioni di sicurezza, si è definita una pressione nominale della valvola maggiore rispetto alle specifiche di progettazione (P_{ev} Tabella 2). Il coefficiente di efflusso è stato determinato mediante l'Equazione 18, e in Tabella 6 sono riportate le specifiche per individuare le valvole idonee sul mercato.

$$K_{VS} = \frac{\dot{V}}{\sqrt{\Delta p}}$$

Equazione 18

Tabella 6 - Specifiche per individuare le valvole di laminazione

pN	Kvs
40 bar	0,248 m ³ /h

Consultando i cataloghi [7] sono state individuate le valvole idonee alle specifiche progettuali (Tabella 7).

Tabella 7 - Valvole a flusso avviato individuate

AZIENDA	MODELLO
Siemens	S55210-V108
	S55211-V109
	S55212-V110
	S55210-V108
	S55210-V109
	S55210-V110
CASTEL	3335N/7S
	3315N/7S
Danfoss	KVS 15
	KVS 42
	ICM
	AV210

4.6 SCAMBIATORE DI CALORE

Durante il loro funzionamento le pompe sono soggette a perdite interne che generano calore che trasferiscono al fluido. Lo scambiatore di calore ha lo scopo di effettuare un raffreddamento isobaro (3-1 vedi Figura 22) per sottrarre questo calore e riportare il fluido allo stato liquido, per poi essere nuovamente aspirato dalla pompa.

Il sistema di raffreddamento sarà del tutto simile a quanto visto nel Capitolo 3.1, infatti verranno predisposti un serbatoio per immagazzinare l'acqua prelevata da un pozzo, e una pompa per immetterla nel sistema di raffreddamento, controllandone la portata. In questo modo sarà possibile condurre test anche per analizzare l'influenza del sotto-raffreddamento sulle performances della pompa e sulla cavitazione.

Esistono principalmente due tipi di scambiatore: a fascio tubiero e a piastre (Figura 31). Il primo è caratterizzato dall'aver un fascio di tubi all'interno di un contenitore chiamato mantello: il fluido da raffreddare scorre nel mantello, mentre quello utilizzato per asportare il calore all'interno dei tubi. Gli scambiatori a piastre, invece, hanno delle superfici lavorate a rilievo e impilate tra le quali avviene lo scambio termico.

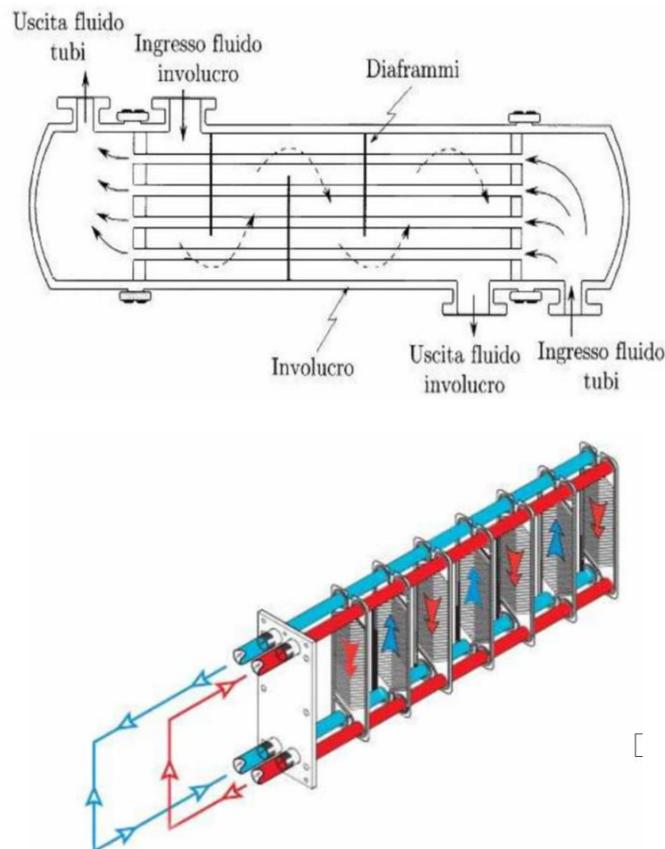


Figura 31 - Schema di funzionamento di uno scambiatore a fascio tubiero (a sinistra) e a piastre (a destra)

Lo scambiatore a piastre è più adatto all'applicazione sul banco, poiché è meno ingombrante e presenta coefficienti di scambio termico maggiori. Inoltre, è poco costoso e facilmente ampliabile in caso di mutate esigenze operative.

Per progettare lo scambiatore è necessario definire le perdite interne della pompa, causate dalla resistenza allo scorrimento del flusso, alla viscosità e temperatura del fluido. Questa potenza termica dovrà essere dissipata attraverso uno scambio di calore con una sorgente fredda. Con riferimento alle specifiche riportate in Tabella 3, e attraverso l'Equazione 19 viene calcolata la potenza idraulica della pompa.

$$P_i = \dot{V} \cdot (\Delta p)$$

Equazione 19

Poiché nel banco prova non sono presenti sorgenti termiche, e trascurando le perdite lungo il circuito, la potenza termica del condensatore sarà pari alle perdite interne della pompa.

Non conoscendo a priori il rendimento della pompa, lo si è approssimato con una media tra i valori precedentemente ottenuti nell'ultimo test effettuato in laboratorio sulla pompa attualmente installata. A questo scopo è stato ipotizzato un rendimento idraulico della pompa pari al 60%, per poi calcolare la potenza da dissipare (Equazione 20). Considerando un valore minore rispetto ai valori tipici delle pompe, è possibile sovradimensionare il condensatore al fine di ottenere anche un sotto-raffreddamento.

$$P_{diss} = \frac{P_i}{\eta_i}$$

Equazione 20

Ricordando che la potenza termica è definita dall'Equazione 21, è possibile calcolare la variazione di entalpia durante il raffreddamento.

$$\Delta h = \frac{P_{diss}}{\rho \cdot \dot{V}}$$

Equazione 21

Per individuare gli scambiatori idonei è necessario definire anche la pressione nominale (uguale alla pressione di condensazione) e la portata volumetrica (Tabella 8).

Tabella 8 - Specifiche del condensatore

P_{diss}	pN	\dot{V}
870 W	5,7 bar	1,05 m ³ /h

Gli scambiatori compatibili sono stati individuati dai cataloghi [8], e sono mostrati in Tabella 9. Nel dettaglio, tutti i modelli sono caratterizzati da pressioni nominali e portate volumetriche massime di gran lunga superiori rispetto alle specifiche di progetto. Ciò permette di aumentare sia il campo di impiego futuro del banco, sia le misure di sicurezza.

Tabella 9 - Scambiatori di calore individuati

AZIENDA	MODELLO
Alfa-Laval	AC-30EQ-CH
Onda	S 06
	S 06-H
Kelvion	GBS
	GKS

Infine, sempre consultando i cataloghi [8], sono state controllate le dimensioni massime, in lunghezza e altezza, che gli scambiatori possono assumere ed è stato definito quindi lo spazio da riservare all'installazione dello scambiatore all'interno del banco (Tabella 10).

Tabella 10 - Spazio disponibile per l'installazione dello scambiatore di calore

Componente	Spazio allocato LxH [mm]
Scambiatore	600x50

4.7 RICEVITORE DI LIQUIDO

Durante l'esecuzione delle prove il fluido è soggetto a delle fluttuazioni di volume e di portata, dovute alla variazione del carico idraulico e dalla temperatura. Il ricevitore di liquido (Figura 32) è inserito nel banco prova delle pompe per lo stesso scopo visto nell'impianto micro-ORC del laboratorio. Può essere assimilato ad un serbatoio in pressione, al cui interno è presente il fluido organico nelle due fasi: liquido e vapore. È composto da un ingresso, interfacciato con il condensatore, e permette lo stoccaggio del fluido appena condensato. Infatti, fungerà da buffer di fluido, ma soprattutto servirà per garantire fluido allo stato liquido al ramo di aspirazione della pompa. Il fluido allo stato liquido si depositerà nella parte inferiore, poiché ha una densità maggiore rispetto al vapore. Per questo motivo, l'uscita è realizzata attraverso un pescante che si estende fino al fondo del ricevitore, dove, per un corretto funzionamento, sarà necessario garantire sempre la presenza di fluido allo stato liquido. Per questo, è molto importante l'integrazione con un indicatore di livello, in modo tale da controllare che il pescante sia sempre immerso nel liquido. Può succedere che, in uscita dallo scambiatore di calore, il fluido presenti ancora una componente di vapore e ciò induce bassi rendimenti della pompa e la cavitazione.

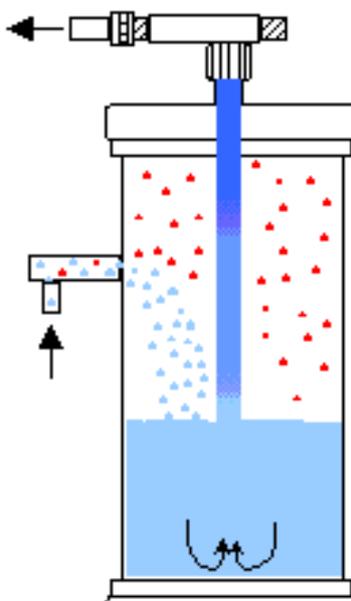


Figura 32 - Schema di funzionamento di un ricevitore di liquido

I ricevitori si differenziano principalmente per la pressione massima ammissibile e per la loro capacità volumetrica di immagazzinare fluido. La prima è determinata dalla pressione massima del ciclo e pari alla pressione di evaporazione, mentre la seconda, dipende dalla quantità di fluido che si prevede di caricare all'interno del banco. Infatti, il ricevitore di liquido rappresenta una porzione di volume rilevante rispetto agli altri componenti o alle tubazioni, e in prima battuta, è possibile approssimare il volume dell'impianto con la sua capacità. A questo scopo, attraverso le librerie di CoolProp, è stata definita la densità del liquido saturo che il fluido assume alla temperatura di condensazione (Equazione 22).

$$\rho_{ls} = \rho_{ls}(T_{cond}, x)$$

Equazione 22

Tale densità coincide con il ricevitore completamente pieno di liquido, situazione da evitare per ragioni di sicurezza. Infatti, qualora ciò avvenisse si verificherebbero repentini aumenti della pressione che potrebbero causare l'esplosione dell'impianto. Per evitare il verificarsi della problematica appena descritta, in fase di messa in opera dell'impianto, il valore di massa teorico ($M_{tot,id}$) imposto in fase di progettazione (Tabella 11) dovrà essere ridotto di almeno il 50%. Il volume del ricevitore è stato calcolato attraverso l'Equazione 23.

$$V_{ric,id} = \frac{M_{tot,id}}{\rho_{ls}}$$

Equazione 23

Le specifiche del ricevitore sono mostrate in Tabella 11, in cui è stata definita una pressione nominale maggiore per ottenere un più vasto campo di impiego.

Tabella 11 - Specifiche per individuare il ricevitore di liquido sul mercato

$M_{tot,id}$	pN	$V_{ric,id}$
30 Kg	40 bar	20 l

Consultando i cataloghi [13] sono stati individuati i ricevitori di liquido idonei e sono mostrati in Tabella 12.

Tabella 12 - Ricevitori di liquido individuati

AZIENDA	MODELLO
ABR	RLSTD 220 x 365
	RLSTD 220 x 400
	RLSTD 260 x 400
	RLOSTD 1520750
	RLOSTD 1590850
	RLOSTD 1680900
GERECO	DVR 1500-M
	BV 15
	DVC 1100-A
	DVC 1500-A

Ogni modello offre la possibilità di scegliere tra la versione verticale o orizzontale, in base alle necessità di ingombro e il tipo di collegamento: rotalock o ODS (Figura 33). Gli attacchi ODS sono predisposizioni per giunzioni attraverso saldatura, mentre quelli rotalock permettono il collegamento tramite dado da un lato e saldatura dall'altro.



Figura 33 - Connessione Rotalock (a sinistra) e ODS (a sinistra)

Al fine di rendere la configurazione del banco quanto più flessibile, è stato dedicato al ricevitore uno spazio tale da poter prevedere entrambe le soluzioni.

Sempre con riferimento ai cataloghi [13] sono state prese in considerazione le dimensioni massime, in lunghezza e altezza, che i ricevitori individuati possono assumere. Nella Tabella 13 è riportato lo spazio dedicato all'alloggiamento del ricevitore per consentirne l'installazione e la manutenzione.

Tabella 13 - Spazio allocato per l'installazione del ricevitore di liquido

Componente	Spazio allocato LxH [mm]
Ricevitore	900x280

4.8 VASO DI ESPANSIONE

Negli impianti idraulici di riscaldamento, il vaso di espansione ha il compito di contenere gli sbalzi improvvisi di pressione e i colpi d'ariete, che altrimenti dovrebbero essere assorbiti dall'impianto, con possibili danni. Esistono principalmente due tipi di vasi: chiusi e aperti (Figura 34). Negli ultimi, il fluido è contenuto all'interno di un contenitore (collegato in linea all'impianto) posto direttamente a contatto con l'atmosfera, e assorbe la variazione di pressione attraverso il conseguente aumento del livello di riempimento. Mentre, i vasi chiusi sono costituiti da un contenitore chiuso al cui interno sono contenute due camere dal volume variabile.: una camera in gomma contiene il fluido e comunica con l'impianto, l'altra contiene il gas in pressione (aria o azoto) che dovrà assorbire le variazioni di pressione. Il vaso chiuso è il più adatto per essere impiegato sul banco prova (dove si svilupperanno alte pressioni), anche perché, attraverso una valvola posta in cima, rende possibile la regolazione della pressione del gas. Operando in questo modo, è possibile regolare, di volta in volta, le condizioni di esercizio del vaso in base alle necessità operative.

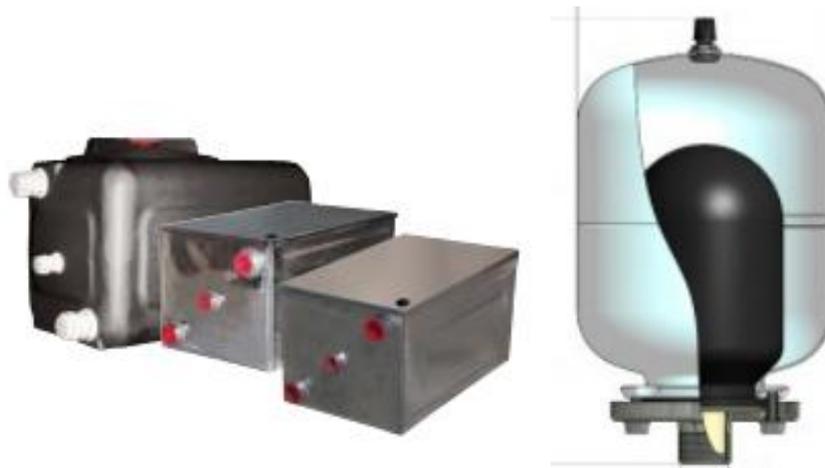


Figura 34 - Vaso di espansione chiuso (a sinistra) e aperto (a destra)

Tra i vasi chiusi sono presenti quattro tipologie, che differiscono per la modalità di immagazzinamento del fluido e per la forma della sacca interna:

- a vescica;
- a membrana;
- a diaframma;
- automatico.

Quelli a vescica e a membrana sono molto simili tra loro: entrambi ospitano il fluido nella camera in gomma come si può vedere in Figura 35, ma differiscono per il modo in cui l'elemento elastico è vincolato al contenitore rigido. Infatti, nei primi si ha un'unica estremità vincolata e per questo una deformazione più libera. Mentre, i vasi a membrana hanno entrambe l'estremità fissate e quindi si avrà uno spostamento prettamente orizzontale.

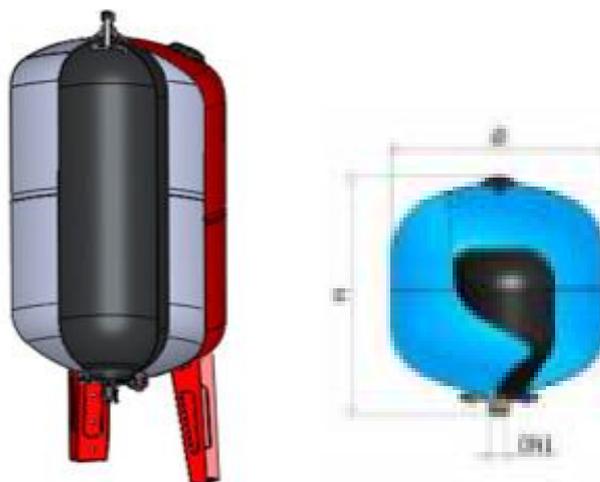


Figura 35 - Vaso di espansione a membrana (a sinistra) e a vescica (a destra)

I vasi a diaframma (Figura 36), hanno un'unica camera divisa esattamente a metà da un supporto elastico, vincolato lungo la circonferenza. L'elemento elastico è capace di compiere deformazioni prettamente verticali riuscendo a deformarsi per tutto il volume utile.



Figura 36 - Vaso di espansione a diaframma

L'ultima generazione di vasi (Figura 37) è dotata di un compressore capace di gestire e regolare, in tempo reale, il gas al suo interno. Il compressore, infatti, permette di avere, all'interno della camera contenente il gas, una pressione costante. In questo modo, si hanno volumi utili disponibili al fluido maggiori, evitando sovrappressioni indesiderate.

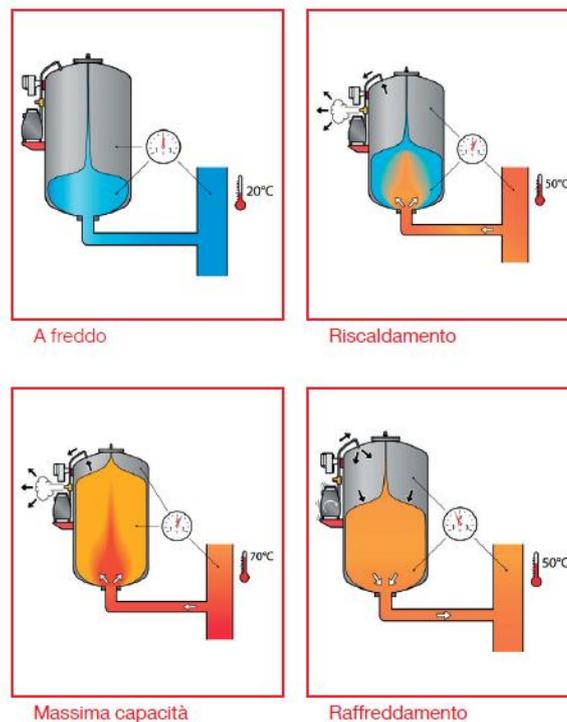


Figura 37 - Vaso di espansione automatico

Il vaso installato sul banco prova, avrà il compito di fungere da riserva di fluido (come nel ricevitore), e fornire un riferimento di pressione. Tuttavia, il suo utilizzo è in fase di valutazione, poiché è progettato per lavorare con acqua piuttosto che con fluidi organici. L'acqua allo stato liquido, infatti, è incomprimibile, e la variazione di volume (dovuta al riscaldamento) è compensata dalla compressione/espansione del gas contenuto nella seconda camera. I fluidi organici, invece, non possono essere considerati incomprimibili.

Anche utilizzare il vaso come riferimento di pressione ha dei limiti, dovuti alla sicurezza dell'impianto, a causa della presenza di fase gassosa che si è obbligati lasciare durante le operazioni di carica dell'impianto. Se ciò non avvenisse, il fluido non avrebbe spazio a sufficienza per contenere la pressione al variare della temperatura, con il conseguente rischio di esplosione. Per questo motivo, il suo stato fisico è governato dalla pressione di saturazione, che a sua volta dipende dalla temperatura ambiente. Quindi, una variazione di carica sarebbe solo un transitorio verso una nuova condizione di equilibrio caratterizzata dall'aver la medesima pressione ma un titolo di vapore differente.

Ciononostante, nel campo della refrigerazione Douglas A. Schmidt [4] ha brevettato un impianto con la presenza di un vaso di espansione. Come si può notare dalla Figura 38, l'impianto di refrigerazione tradizionale differisce solo per la presenza del vaso di espansione, che funge da riserva di fluido. Il suo utilizzo permette di ottenere una carica refrigerativa maggiore, riuscendo quindi ad ottenere temperature più basse, a parità di potenza del compressore. Infatti, la valvola del vaso è governata dalla temperatura della parete di refrigerazione e viene aperta solo quando la carica di refrigerante in circolo non sarà sufficiente a garantire temperature più basse. In questo modo è possibile ottenere un contributo extra solo quando necessario, e si evita un eccessivo surriscaldamento del compressore. Sulla base di questo brevetto, si sta valutando l'utilizzo di un vaso di espansione per poter controllare la pressione all'aspirazione della pompa.

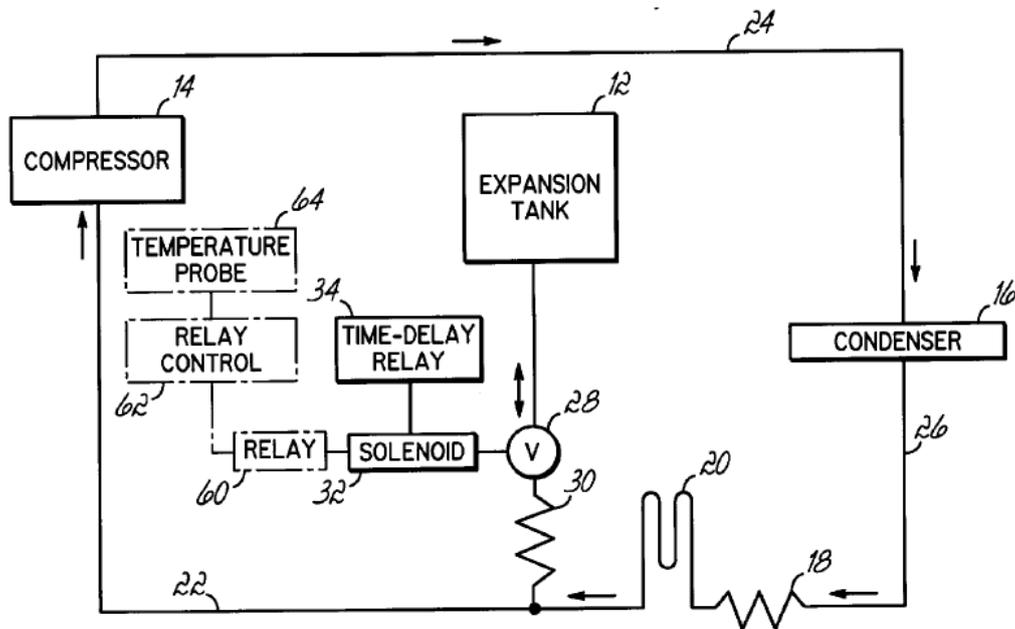


Figura 38 - Schema impianto di refrigerazione con vaso di espansione [4]

I vasi a vescica e a membrana risultano sicuramente più adatti all'installazione, poiché sono economici e non presentano criticità funzionali. Infatti, quelli a diaframma sono caratterizzati dall'aver problemi di otturazione del condotto in caso di pressioni troppo basse del fluido, come è riportato in Figura 39.



Figura 39 - Otturazione del condotto di un vaso a diaframma a causa di pressioni troppo basse

Anche i vasi di espansione, come i ricevitori, si differenziano per la pressione massima e la capacità di immagazzinamento. La pressione massima richiesta è stata aumentata, rispetto alla pressione massima del ciclo termodinamico, per poter avere un range di sicurezza e per poter essere applicato anche con altri fluidi.

Mentre, la capacità utile del vaso è stata posta uguale a quella del ricevitore, per le stesse ragioni viste precedentemente. Inoltre, in questo modo si garantisce il funzionamento del banco anche con il ricevitore escluso dall'impianto.

Le specifiche per la ricerca del vaso di espansione sono riassunte in Tabella 14 e, consultando i cataloghi [9], sono stati individuati i vasi riportati in

Tabella 15.

Tabella 14 - Specifiche per individuare il vaso di espansione

$M_{tot,id}$	pN	V
30 Kg	40 bar	20 l

Tabella 15 - Vasi di espansione individuati sul mercato

MODELLO	AZIENDA
Serie 556	Caleffi
Serie 568	Caleffi
Serie 5557	Caleffi
LEO24LH	Leo
STYLE CE	CIMM
ERE CE	CIMM
SOLAR	CIMM
ACS/AS	CIMM
ACF/AF	CIMM
AFE	CIMM
AFOSB/AFESB	CIMM
AC-2/ER	ELBI
ERCE	ELBI
ERCE/P	ELBI
Da ST6543 a ST6547	STORM
Da ST06548 a ST6555, ST10619	STORM
Da ST07239 a ST07243, ST10555, ST11326	STORM
Da ST11327 a ST11333	STORM
Da ST16385 a ST 16387	STORM
Da ST06556 a ST06559	STORM
Da ST11680 a ST06670	STORM
Da ST16950 a ST11337	STORM
Da ST14891 a ST14895	STORM
Flexcon M-K/U 400L K-011	FLEXCON
PICOCONTROL KOMPAKT*	EDER

In questo caso non è stato necessario definire lo spazio da allocare al vaso, poiché, come si può notare dalla Figura 23, è posto nel punto più alto del banco. Quindi non ha vincoli dimensionali e potrà avere un'installazione libera.

Durante la messa in esercizio del banco, sarà necessario precaricare, ad una determinata pressione, il vaso con il gas atto all'assorbimento delle variazioni di pressioni così da garantire al fluido sempre un volume utile per l'espansione. Tale pressione di precarico è definita dall'Equazione 24, in cui alla pressione di esercizio nel punto di applicazione è aggiunto un fattore di sicurezza.

$$p_0 = p_{st} + 0,3 \text{ bar}$$

Equazione 24

4.9 TUBAZIONE

I collegamenti tra i vari componenti avvengono attraverso tubi, di cui alcuni saranno fissi ed altri flessibili (Figura 40). Sono stati scelti tubi flessibili solo per i due rami di aspirazione e mandata della pompa (tra le sue bocche e le due rispettive valvole, vedi Figura 23), in maniera tale da non avere vincoli dimensionali, come la posizione delle bocche o l'ingombro della pompa stessa. Facilitando così le operazioni di montaggio/smontaggio e ampliando il campo di pompe utilizzabili. Gli altri rami del banco prova saranno in rame con collegamenti fissi, saldati tra di loro.

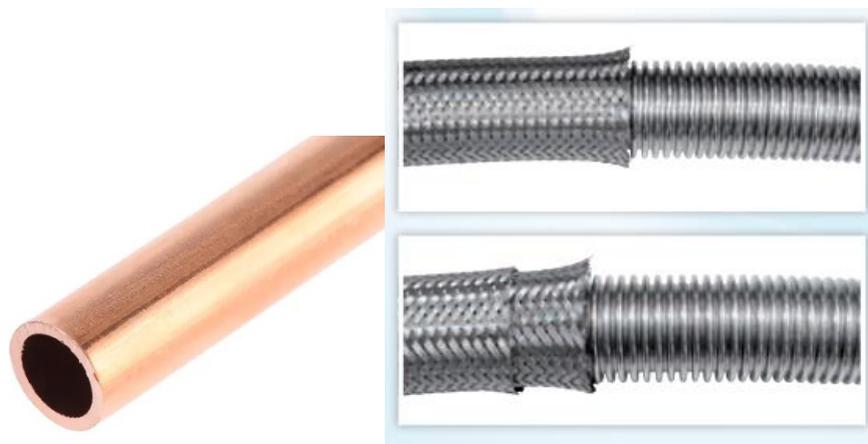


Figura 40 - Tubo fisso (a sinistra) e flessibile (a destra)

I tubi in rame, avendo una struttura rigida, sono capaci di sostenere alte pressioni senza particolari problemi, fino ad arrivare a 120 bar, e sono molto diffusi nel campo della refrigerazione. Inoltre, sono più idonei per l'alloggiamento delle sonde, come si vedrà in seguito. I tubi flessibili, invece, possono rappresentare il punto debole delle condotte, necessitano di una scelta più attenta e risulta più difficile garantire alte pressioni e flessibilità del tubo. Oltre alle pressioni, è stato necessario definire anche il diametro del tubo, poiché, insieme allo stato termodinamico, definisce la velocità del fluido al suo interno. Attraverso la definizione di portata, definita dall'Equazione 25, imponendo la velocità prossima all'unità e la densità del liquido saturo (la zona di lavoro del banco è prevalentemente con il fluido allo stato liquido), è stata calcolata l'area delle condotte.

$$\dot{m} = \rho_{ls} \cdot A \cdot vel$$

Equazione 25

Le specifiche per individuare sul mercato le tubazioni flessibili, adatte per il banco prova, sono state riportate in Tabella 16.

Tabella 16 - Specifiche per le tubazioni

DN	pN
22 mm	40 bar

Consultando i cataloghi [10] sono state elencate in Tabella 17 le tubazioni idonee attualmente presenti sul mercato, dopo averne verificato la resistenza a corrosione rispetto ai fluidi organici.

Tabella 17 - Tubi flessibili individuati

AZIENDA
Audco
Cidat
Mastertubi
Ayvaz
Lisitea engineering

4.10 SENSORI

Parte integrante del banco prova sono i sensori per la rilevazione della pressione, delle temperature e della portata. In particolare, con riferimento alla Figura 23, pressione e temperatura saranno misurate in:

- uscita pompa/ingresso valvola di laminazione;
- uscita valvola di laminazione/ingresso scambiatore;
- uscita scambiatore/ingresso ricevitore di liquido;
- uscita ricevitore/ingresso pompa;
- ramo del vaso di espansione.

In corrispondenza di questi punti, saranno effettuati dei fori sulle tubazioni per accogliere i sensori di pressione e temperatura.

I sensori di temperatura sono delle termocoppie da inserire all'interno del tubo: è molto importante accertarsi che la rilevazione sia effettuata in corrispondenza del centro per avere una misura più accurata della temperatura del flusso al suo interno.

La collocazione dei sensori di pressione è definita da normativa che fissa la distanza dalle bocche della pompa e il numero di fori da effettuare lungo il diametro del tubo. Sia la distanza che il numero di fori dipendono dal diametro del tubo, e servono per garantire una misurazione più accurata ed omogenea (Figura 42).

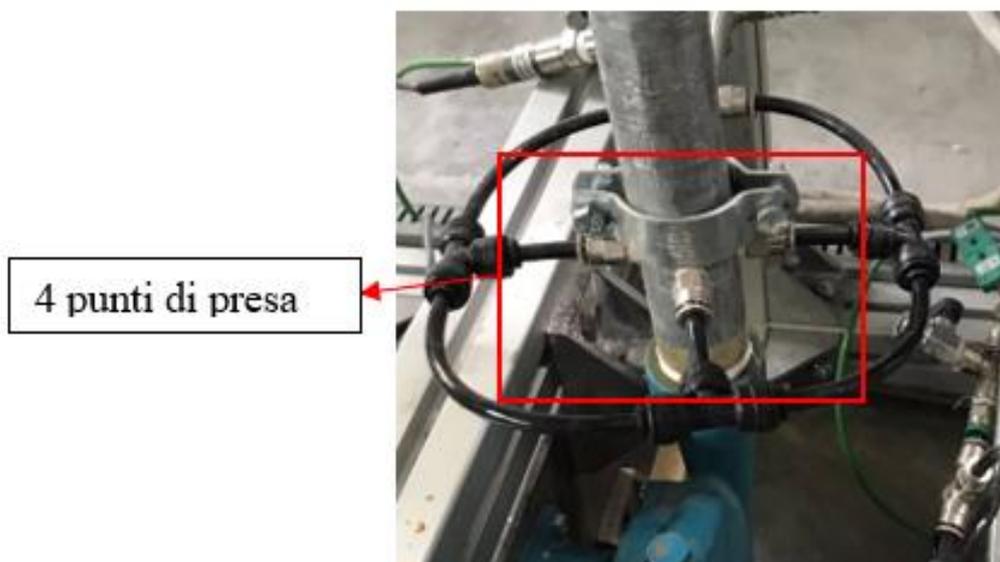


Figura 42 - Rilevazione della pressione secondo normativa con quattro punti di presa

I quattro punti di presa confluiscono sul sensore di pressione, il quale sarà posto alla medesima altezza del tubo mediante un supporto, in modo tale da limitare gli errori (Figura 43).



Figura 43 – Supporto del sensore di pressione

Il processo di calibrazione sarà quello standard, che consiste nella definizione della curva di calibrazione del primo ordine (lineare) utilizzando più coppie di valori di pressione misurata e pressione di riferimento. Inoltre, tutte le operazioni saranno eseguite nel laboratorio in cui si trova il banco prova, affinché si abbiano le stesse condizioni ambientali.

La curva di calibrazione dei sensori di pressione sarà calcolata attraverso il calibratore Microcal, in cui ogni sensore sarà collegato e messo in pressione attraverso una pompa a mano.

Mentre, con lo stesso principio, le termocoppie saranno inserite all'interno del forno termostatico Isotech Jupiter 650 e per ognuna verrà calcolata la curva di calibrazione.

Infine, per la misura di portata a monte della pompa, sarà necessario un rilevatore a ultrasuoni o ad effetto Coriolis (Figura 44), a causa della bassa conducibilità elettrica del fluido, che non permette l'uso di quello magnetico.



Figura 44 - Misuratore di portata a ultrasuoni (a sinistra) e ad effetto Coriolis (a destra)

I misuratori di portata sono stati individuati consultando i cataloghi [11] e sono elencati in Tabella 18.

Tabella 18 - Misuratori di portata idonei

AZIENDA	MODELLO
Isoflux	Serie 01
	IFX-A
CS Instrumens	VU 570
Fluid Processing	Flo Clean- Turbine

Il punto di installazione del misuratore di portata, all'interno del banco prova, è stato definito rispettando le indicazioni dei costruttori. Infatti, sono previste delle distanze minime da rispettare, in base a particolari conformazioni dell'impianto. Tali zone, come riduzione di

sezione o curve, potrebbero perturbare il flusso e quindi la misurazione della portata (Figura 45).

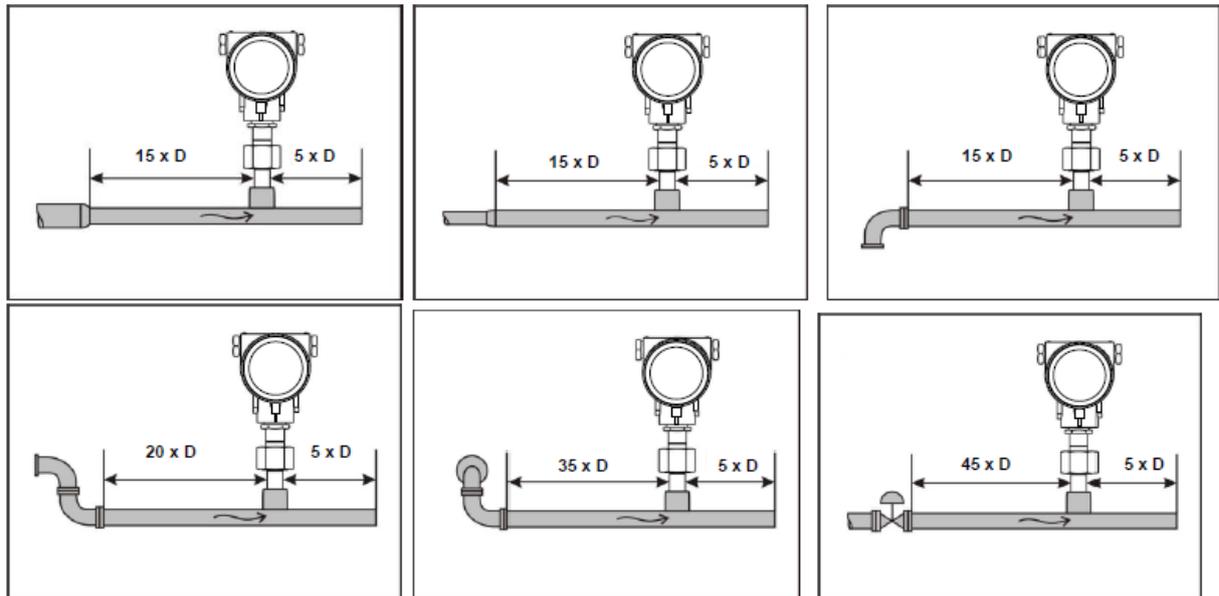


Figura 45 - Indicazioni per l'installazione del misuratore di portata

5 MODELLAZIONE

5.1 INTRODUZIONE

Creare un modello di sistema fisico del banco prova permette di simularne il funzionamento e verificarne il corretto dimensionamento. A questo scopo è stato utilizzato il software di simulazione Simscape, che permette di creare modelli di sistemi fisici all'interno dell'ambiente di Simulink. Inoltre, entrambi i software sono integrati con Matlab per il salvataggio e l'elaborazione dei dati delle diverse simulazioni eseguite.

I sistemi fisici possono essere simulati in Simscape mediante schema a blocchi. I blocchi appartengono ad un determinato dominio fisico, che ne rappresenta il campo di applicazione. Ad esempio, per modellare un sistema massa-molla si dovrà utilizzare il dominio della meccanica, un circuito elettrico il dominio elettrico, ecc. Tutti i blocchi sono interfacciati tra di loro attraverso collegamenti, in cui viaggia l'informazione del segnale fisico. Le librerie di Simscape, divise per dominio fisico, contengono i modelli elementari dei componenti e, attraverso la loro combinazione e personalizzazione, è possibile ricreare il sistema fisico.

Per la modellazione del banco prova sono stati utilizzati i seguenti domini fisici:

- **FLUIDO BIFASE:** presume che il fluido sia in parte liquido e in parte vapore, modellando i cambiamenti di fase che possono avvenire tenendo conto degli effetti termici.
- **TERMICO:** consentono di modellare gli effetti termici fondamentali come l'isolamento o lo scambio termico;
- **LIQUIDO TERMICO:** presume che il fluido sia allo stato di liquido sottoraffreddato, permette di tener conto degli effetti termici ad esempio il riscaldamento, o la dipendenza delle proprietà del fluido dalla temperatura;
- **SEGNALE FISICO:** consentono di eseguire operazioni matematiche o misurazioni sulle grandezze fisiche e modellare comportamenti discreti.

Il dominio del fluido bifasico modella il fluido organico del banco prova, poiché considera i cambiamenti di fase che il fluido può avere. Le proprietà termodinamiche del fluido sono

definite mediante il blocco “fluid properties” e di conseguenza anche il diagramma p-h del fluido organico. In Figura 46 è mostrato il diagramma p-h dell’R134a utilizzato per le simulazioni, e di cui ne sono state definite le proprietà termodinamiche.

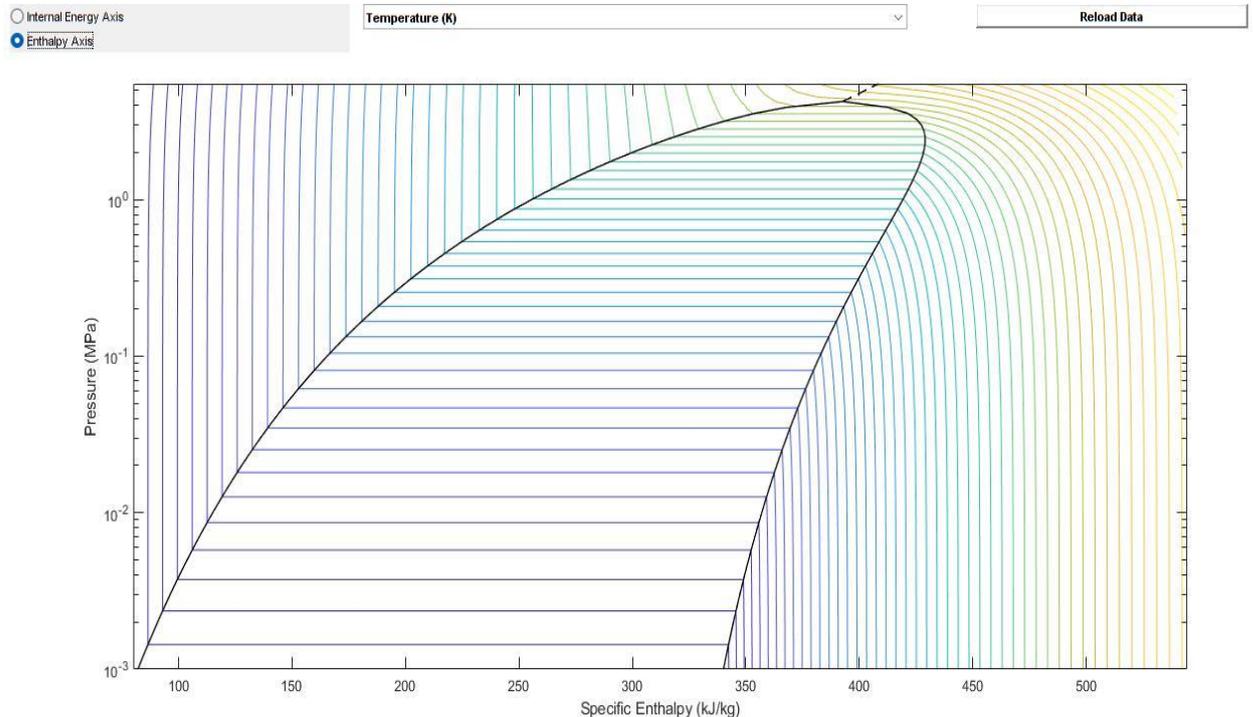


Figura 46 - Diagramma entalpico definito attraverso il blocco Fluid Properties

Il dominio del termico, invece, modella gli scambi di calore che possono avvenire tra il sistema chiuso (il banco prova) e l’ambiente. La sorgente fredda, per condensare il fluido, è stata modellata utilizzando il dominio del liquido termico, poiché sono di nostro interesse solo gli scambi termici che avvengono all’interno del condensatore, tra l’acqua e il fluido organico. Infine, il segnale fisico sono tutti gli input/output definiti come grandezze fisiche.

Il modello ottenuto è riportato in Figura 47: ogni componente è composto da un sottosistema per affinare la modellazione. Inoltre, sono stati inseriti i sensori per la rilevazione delle grandezze fisiche, a cui è collegato un convertitore per trasformarle in segnali Simulink. In questo modo è possibile estrapolare le rilevazioni di interesse, che poi saranno elaborate su Matlab.

Per non complicare ulteriormente il modello è stata considerata solo la tubazione tra la pompa e la valvola di espansione. Per una valutazione preliminare del banco prova, non è stato considerato il vaso di espansione, concentrandosi più sull’analisi del ricevitore di liquido.

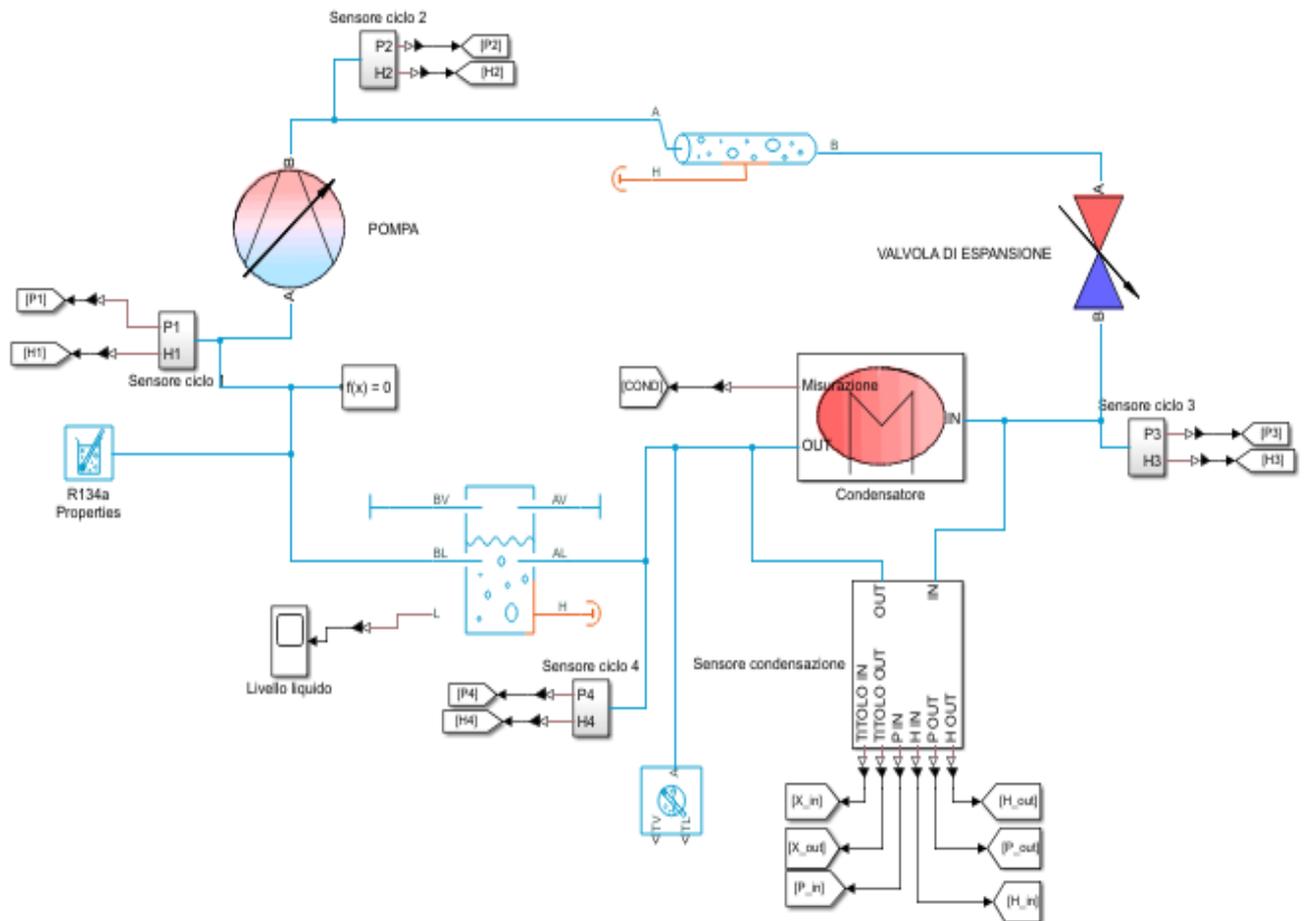


Figura 47 - Modello Simscape del banco prova, in cui ogni dominio è rappresentato da un colore differente: fluido bifase celeste, termico arancione

5.2 POMPA

Nonostante il banco prova abbia il compito di testare e misurare le performance delle pompe è stato necessario ipotizzare un modello di pompa. In questo modo, è possibile simulare il funzionamento del banco con le portate tipiche degli impianti micro-ORC.

La pompa è stata modellata come una sorgente di portata costante il cui valore è stato definito attraverso il dominio delle grandezze fisiche (Figura 48). Affinché siano prese in considerazione anche le perdite interne della pompa, è stato ipotizzato un rendimento termico del 60%. Mediante i sensori di portata volumetrica e di pressione, sono state misurate le rispettive grandezze, per poi essere elaborate dall'ambiente di Simulink come da Equazione 26.

$$P_{idr} = \dot{V} \cdot \Delta p$$

$$P_{diss} = \frac{P_i}{\eta_{th}}$$

Equazione 26

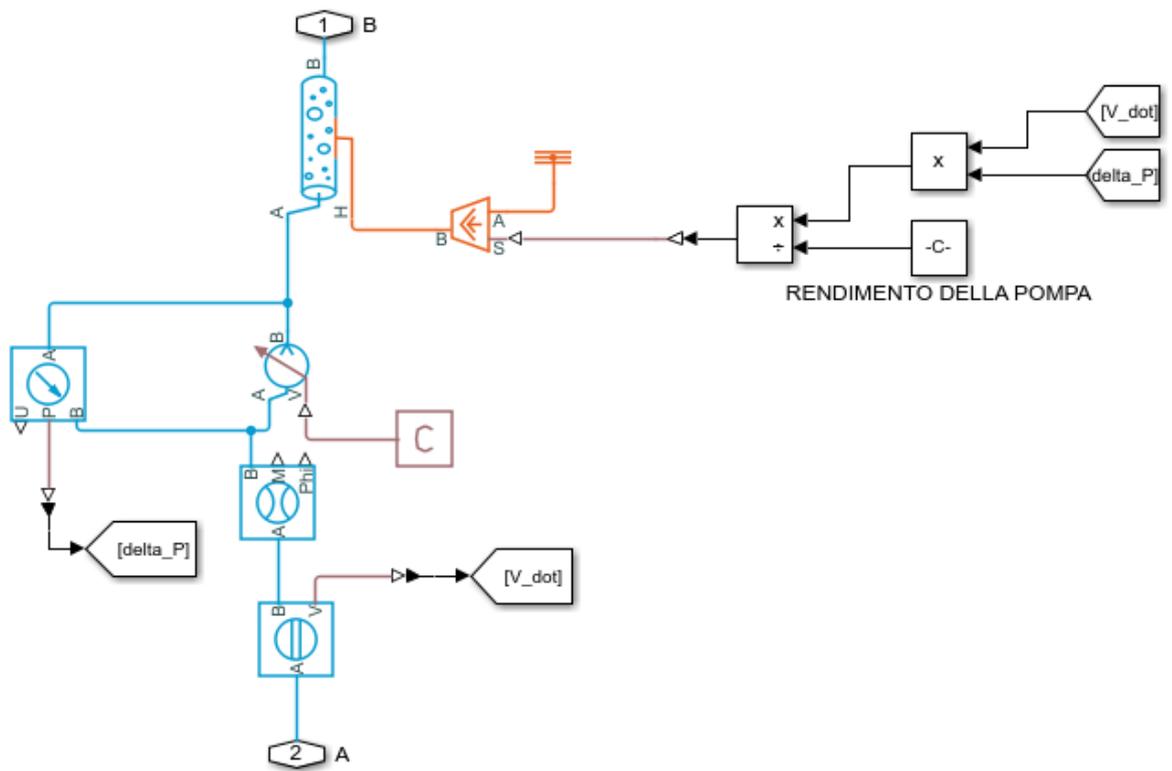


Figura 48 - Sottosistema per la modellazione di una pompa generica.

A valle della pompa è stato inserito un tubo fittizio per consentire il collegamento tra il dominio del fluido bifase e quello termico, così da considerare, all'interno del ciclo termodinamico, le perdite interne della pompa.

5.3 VALVOLA DI ESPANSIONE

Per riportare il fluido alla pressione di aspirazione della pompa, è necessario inserire sul banco prova una valvola di espansione. Tale valvola, agendo sull'otturatore al suo interno (Figura 28), ridurrà la sezione di passaggio e permetterà l'espansione del fluido. Inoltre, la sezione di passaggio definisce la curva caratteristica del circuito e, di conseguenza, il carico idraulico della pompa.

Per la modellazione della valvola di espansione, è stato utilizzato il modello elementare che riproduce una restrizione locale di sezione, sfruttando la loro analogia idraulica. Il sistema complessivo è mostrato in Figura 49, in cui è stata aggiunta un'ulteriore valvola per poter aumentare il campo di impiego del modello. Questa soluzione, infatti, permette di incrementare il salto di pressione e analizzarne gli effetti sugli altri componenti.

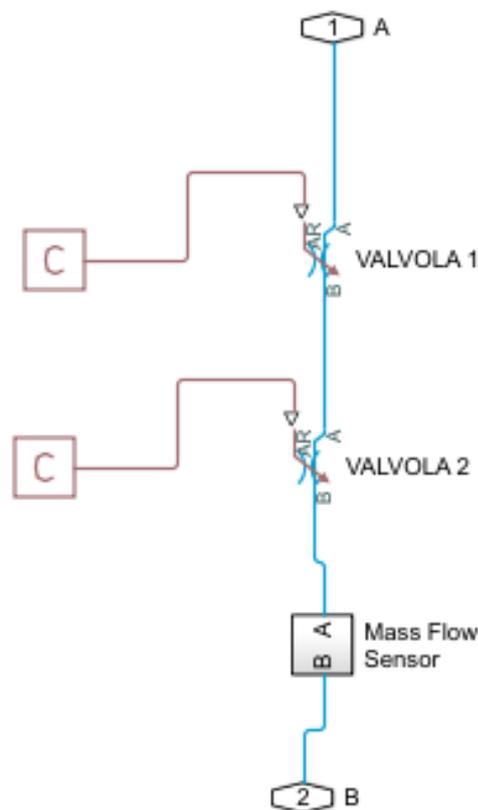


Figura 49 – Sottosistema per la modellazione della valvola di espansione

Infine, il dominio delle grandezze fisiche è stato utilizzato per definire la sezione di passaggio, in modo tale, da analizzare gli effetti con diverse aperture della valvola.

5.4 CONDENSATORE

A causa delle perdite interne della pompa, la compressione del fluido non sarà adiabatica reversibile, e ciò comporta un aumento dell'entalpia del fluido in uscita. Tale incremento sarà dissipato dal condensatore, posto a valle della valvola di espansione.

All'interno delle librerie di Simscape, è già presente il modello per modellare un condensatore ed è mostrato in Figura 50. Tale modello permette l'interfaccia tra il dominio del fluido bifase e quello del fluido termico. Inoltre, permette di misurare (attraverso il dominio delle grandezze fisiche), in che proporzioni è presente il fluido allo stato bifase e liquido al suo interno.

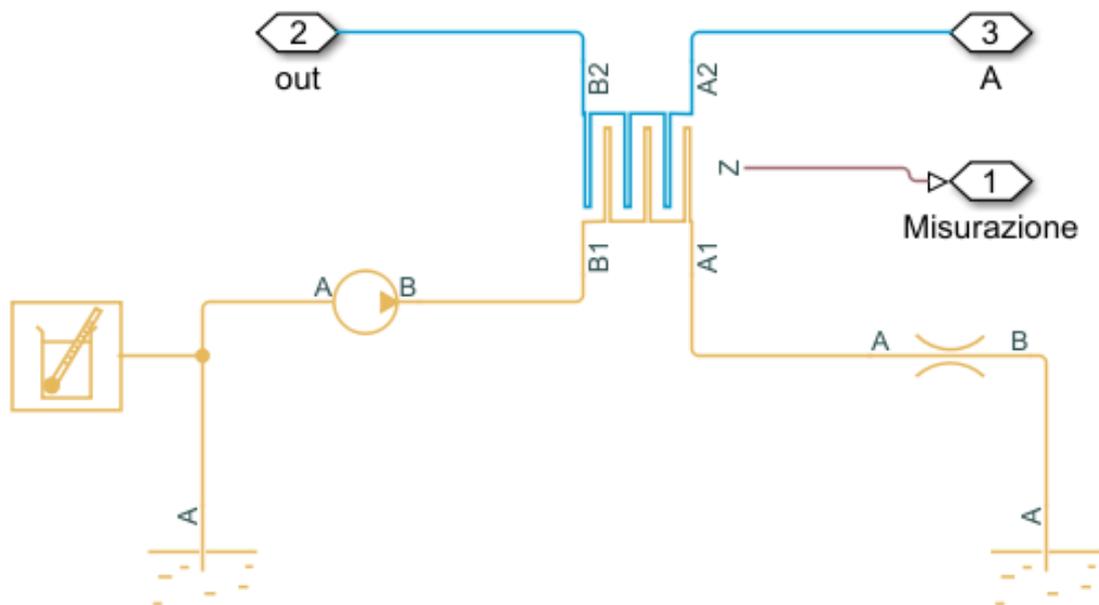


Figura 50 - Modellazione del condensatore e della sorgente fredda

In Figura 50 è mostrata anche la modellazione della sorgente fredda, utilizzata per assorbire l'energia termica dal fluido organico. Il modello è stato realizzato utilizzando il dominio dei fluidi termici e, attraverso il blocco "fluid properties", sono state definite le proprietà dell'acqua. Per far circolare l'acqua all'interno del circuito di raffreddamento è stato inserito un generatore di portata ideale, che la preleva da un pozzo per immetterla nel condensatore. A valle di quest'ultimo è stato inserito un restringimento di sezione, per aumentare la pressione dell'acqua e poi scaricarla in un secondo pozzo.

5.5 RICEVITORE

La necessità di avere una riserva di liquido all'interno del banco è un'aspetto molto importante, perché permette di evitare la cavitazione della pompa. Il ricevitore, infatti, immagazzina il liquido e lo rende disponibile all'aspirazione della pompa stessa. Inoltre, è necessario controllare che il liquido al suo interno presenti qualche grado di sottoraffreddamento per evitare il fenomeno del flash gas. Tale fenomeno si presenta quando la temperatura del fluido è prossima a quella di saturazione, e comporta l'evaporazione istantanea del fluido.

Per queste ragioni, per la modellazione del ricevitore è stato utilizzato il modello elementare già presente nelle librerie di Simscape e mostrato in Figura 51. Tale modello, nel dominio dei fluidi bifase, presenta due ingressi e due uscite: un ingresso è dedicato per l'entrata del vapore, mentre l'altro per il liquido; allo stesso modo per le uscite. I rispettivi ingressi ed uscite del vapore sono stati isolati dal resto del circuito, poiché il campo di impiego del banco non porterà ad avere fasi completamente di vapore, tutt'al più una fase liquido-vapore.

Infine, sono stati trascurati gli scambi termici con l'ambiente, imponendo il perfetto isolamento termico attraverso il relativo dominio.

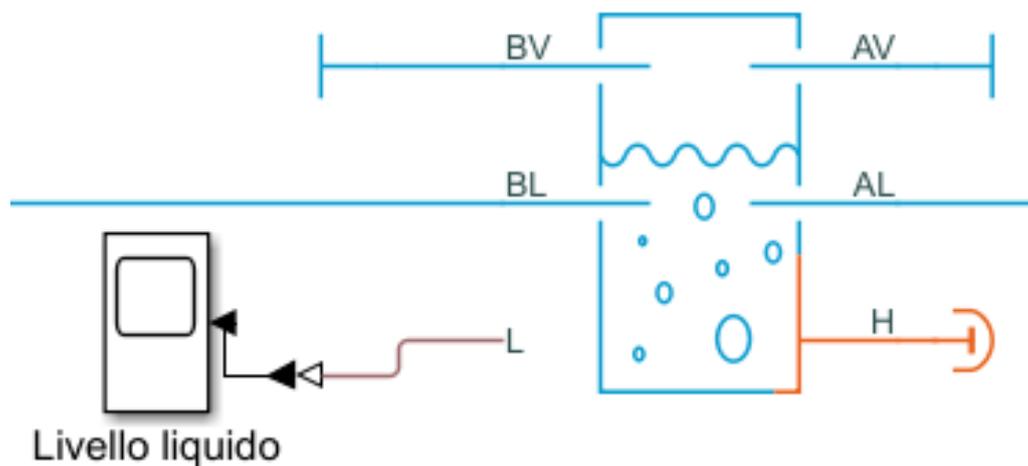


Figura 51 - Modellazione del ricevitore di liquido

Il modello permette di monitorare, istante per istante, il livello di liquido all'interno del ricevitore. A questo scopo è stato inserito un display che, attraverso l'ambiente Simulink, tiene traccia delle variazioni di liquido durante le simulazioni.

5.6 TUBAZIONE

Per non complicare ulteriormente il modello del banco prova, è stata modellata solo la condotta tra la pompa e la valvola di espansione; tale semplificazione porta ad un volume dell'impianto inferiore. Ciononostante, se si considerano il diametro dei tubi e la bassa estensione del banco, l'effetto è trascurabile rispetto al volume del ricevitore, caratterizzato da una capacità elevata. In definitiva, è stato utilizzato il modello mostrato in Figura 52, trascurando gli scambi termici con l'ambiente e quindi isolandolo termicamente.

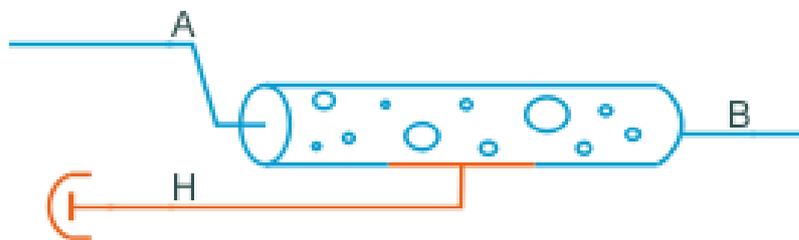


Figura 52 - Modellazione della tubazione

5.7 SENSORI

La parte integrante del modello fisico sono i sensori disposti lungo il banco che permettono le misurazioni delle grandezze termodinamiche di nostro interesse, per essere poi elaborate e analizzate.

I sensori sono stati raggruppati in sottosistemi e collocati in ingresso/ uscita di ogni componente, com'è mostrato in Figura 47. Ogni sottosistema è caratterizzato da un sensore per misurare:

- titolo di vapore;
- proprietà termodinamiche: temperatura, entalpia, volume specifico e entropia;
- pressione ed energia interna.

In Figura 53 è mostrato il sottosistema di misurazione, in cui vengono trasformate le grandezze fisiche di entalpia e pressione in segnali Simulink.

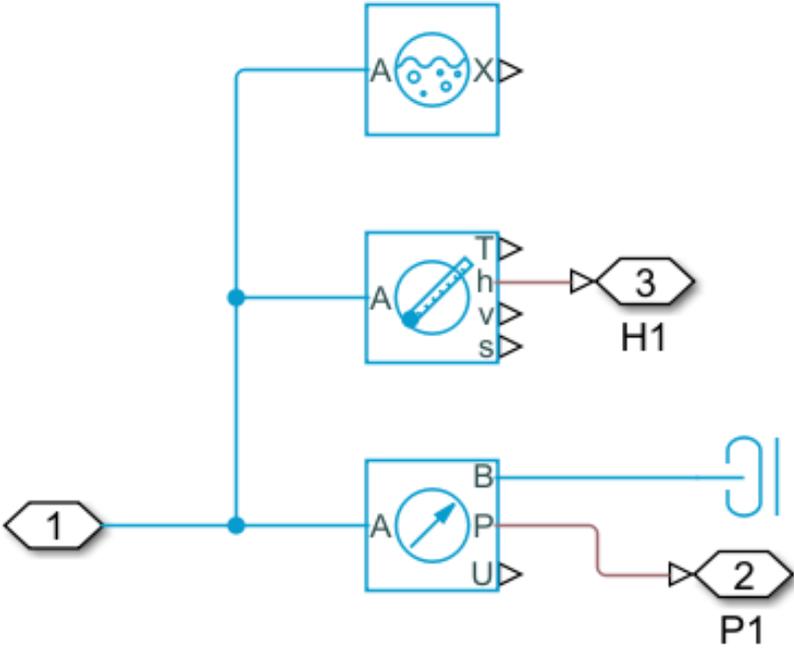


Figura 53 - Sottosistema dei sensori di misurazione

Tutti i segnali Simulink dei sensori del banco sono stati plottati sul diagramma log(p)-h del fluido, al fine di mostrare il ciclo termodinamico.

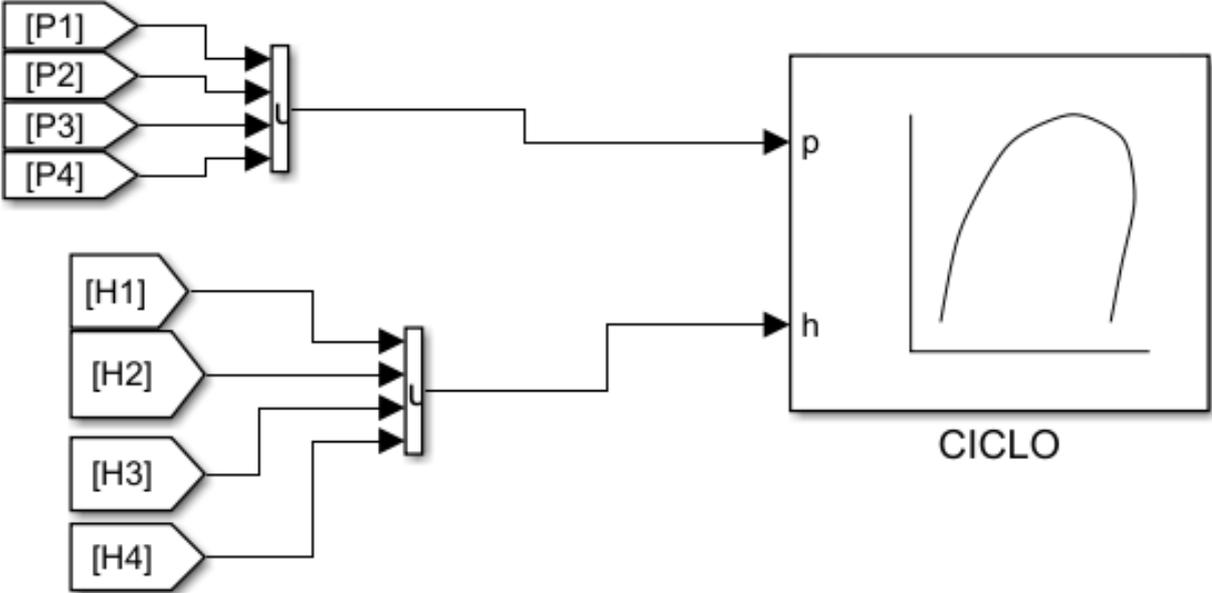


Figura 54 - Modello di Simulink per plottare il ciclo termodinamico del banco

Per monitorare il condensatore (Figura 55), e verificarne il corretto dimensionamento, è stato utilizzato il medesimo sottosistema di sensori mostrato precedentemente (Figura 53), e ne è stato aggiunto uno per misurare la temperatura di saturazione.

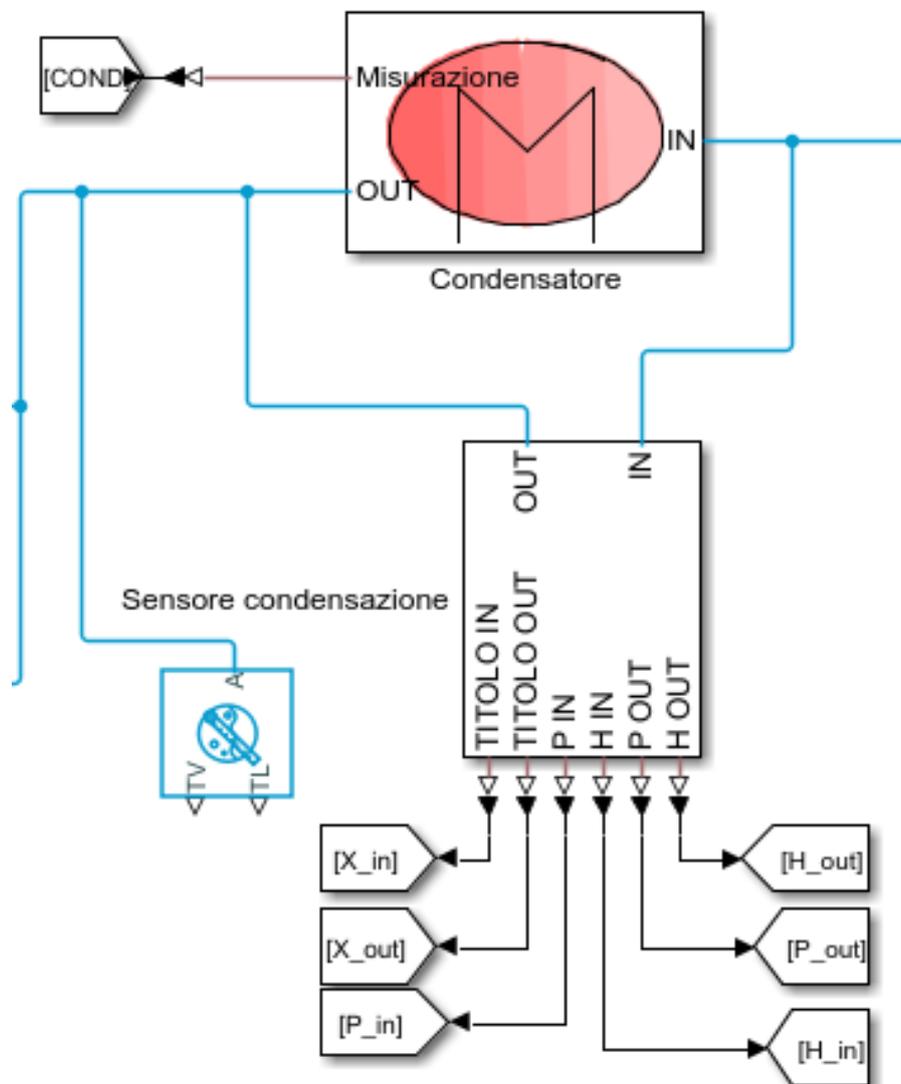


Figura 55 - Sensori per monitorare il condensatore e le proprietà di saturazione

Infine, tutte le rilevazioni sono state elaborate all'interno dell'ambiente di Simulink, per ottenere un dettaglio della condensazione sul grafico entalpico e monitorare l'andamento del sotto-raffreddamento.

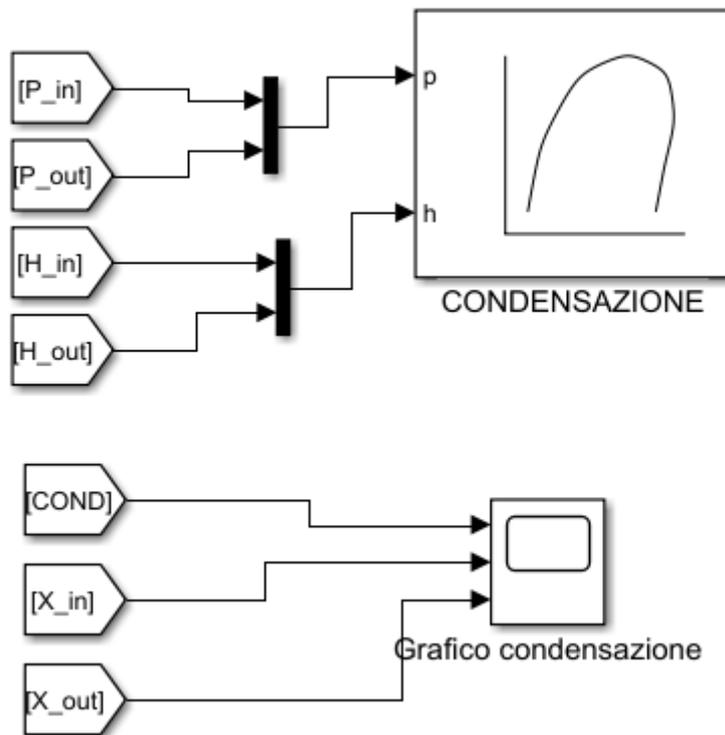


Figura 56 - Modellazione in Simulink per monitorare gli scambi termici all'interno del condensatore

6 SIMULAZIONE

L'obiettivo delle simulazioni effettuate mediante il modello è la caratterizzazione in regime stazionario del banco, per analizzare:

- I SALTII DI PRESSIONE OTTENIBILI
- LA POTENZA DISSIPATA AL CONDENSATORE
- IL SOTTO-RAFFREDDAMENTO
- IL LIVELLO DI LIQUIDO NEL RICEVITORE

La modellazione eseguita su Simscape del banco prova è stata eseguita in forma parametrica: i parametri sono poi impostati in ambiente Matlab. Ogni componente è contraddistinto infatti da: parametri geometrici e termodinamici. I primi definiscono le caratteristiche geometriche, ad esempio il diametro delle bocche ingresso/uscita dei componenti, il volume del ricevitore o la lunghezza del tubo. A titolo di esempio, in Appendice B è riportata l'interfaccia in cui sono stati definiti i parametri geometrici del tubo: diametro e lunghezza.

Le variabili termodinamiche invece, definiscono le condizioni termodinamiche iniziali del fluido organico contenuto nel volume di ogni componente. Tale stato termodinamico è stato definito attraverso la pressione e l'entalpia. La pressione di saturazione dipende dalla temperatura ambiente (Equazione 27): ipotizzando una temperatura ambiente di 20°C, attraverso la libreria CoolProp, è stata calcolata la pressione iniziale.

$$p_{iniz} = p_{sat}(T_a)$$

Equazione 27

Invece, per il calcolo dell'entalpia è stato necessario definire la massa di fluido da caricare nell'impianto (Equazione 28). Tale massa è stata definita come una percentuale (%C) della carica ideale di progetto (M_{id}), la quale rappresenta una condizione pericolosa, e corrisponde ad avere tutto l'impianto allagato di liquido saturo alla temperatura ambiente. Con l'impianto pieno di liquido saturo, infatti, non si riesce a compensare un possibile aumento della pressione al variare della temperatura provocando anche l'esplosione del banco stesso. Invece, prevedendo una fase gassosa all'interno dell'impianto un possibile aumento della temperatura

viene compensato da una liquefazione del fluido. Perciò, la percentuale di carica (%C) permette di allontanarsi dalla condizione critica ed avere una fase gassosa ed operare in sicurezza.

$$M_c = M_{id} \cdot \%C$$

Equazione 28

Considerando la massa di fluido caricato nell'impianto (M_c) e il volume totale dell'impianto (V_{tot} in Tabella 19), è stata calcolata la densità media del fluido come da Equazione 29.

Tabella 19 - Volume totale del banco prova

Tratto	Lunghezza [m]	Diametro [m]	Area [m ²]	Volume [m ³]	
Pompa - Valvola	0,82	0,022	0,00038	3,12E-04	
Condensatore	20	0,022	0,00038	7,60E-03	
Ricevitore				0,02	
				2,79E-02	V_{tot}

$$\rho_m = \frac{M_c}{V_{tot}}$$

$$h_{iniz} = h(p_{iniz}, \rho_m)$$

Equazione 29

I valori di pressione e entalpia iniziali sono stati inseriti nel modello e costituiscono le condizioni termodinamiche iniziali del fluido contenuto all'interno dei componenti. Come visto per i parametri geometrici, anche le condizioni iniziali sono direttamente modificate su Matlab (un esempio dell'interfaccia Simscape per l'inserimento delle condizioni iniziali è riportato in Appendice D).

In definitiva il modello ha come parametri geometrici:

- Volume del ricevitore
- Lunghezza della condotta tra la pompa e la valvola di laminazione
- Volume del condensatore

Mentre come parametri operativi:

- La quantità di fluido caricato (definito attraverso h_{iniz})
- La pressione di saturazione alla temperatura ambiente
- Fluido impiegato
- $\eta_{th,pompa}$

Le simulazioni per la caratterizzazione del banco sono state eseguite variando:

- La percentuale di carica (%C)
- Grado di apertura della valvola
- Portata volumetrica erogata dalla pompa

Per ogni percentuale di carica è stata calcolata l'entalpia iniziale, mentre la pressione iniziale rimane la stessa per tutte le simulazioni poiché la temperatura ambiente è supposta costante. In Tabella 20 sono riportate le condizioni iniziali considerate.

Tabella 20 – Condizioni operative utilizzate nelle simulazioni

Condizione iniziale	Fluido impiegato	%C	M_c	h_{iniz}	p_{iniz}
1	R134a	50%	17,1 kg	231,7 kJ/kg	5,71 bar
2		25%	8,6 kg	240,1 kJ/kg	

Quindi, per ogni condizione iniziale è stato simulato il banco con differenti gradi di apertura della valvola e variata la portata elaborata dalla pompa. Le percentuali di apertura della valvola utilizzate sono riportate in Tabella 21, e sono espresse rispetto alla sezione di apertura massima (A_{max}) che corrisponde con la valvola completamente aperta (Equazione 30).

$$A_{max} = 10 \text{ mm}$$

$$\% \text{ Apertura valvola} = \frac{A_{eff}}{A_{max}}$$

Equazione 30

Tabella 21 - Percentuali di apertura della valvola simulate

Chiusura della valvola	36%	29%	23%	12%	6%
------------------------	-----	-----	-----	-----	----

Le portate volumetriche elaborate dalla pompa che sono state considerate in fase di simulazione sono riportate in Tabella 22.

Tabella 22 - Portate volumetriche considerate

\dot{V} (l/min)	4,4	5,4	6,4	6,8	7,8	8,8	10,3	11,7	13,2	15,7	17,6
----------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

Gli output del modello sono:

- Δp : salto di pressione ottenibile
- P_{diss} : potenza dissipata dal condensatore
- ΔT_{sh} : grado di surriscaldamento
- % V_L : percentuale volume di liquido presente nel ricevitore rispetto la sua capacità

6.1 RISULTATI

I dati delle simulazioni sono stati filtrati in Matlab, eliminando i transitori e prendendo in considerazione solo il comportamento a regime. Tutti gli output sono stati graficati in funzione della portata volumetrica elaborata dalla pompa, contraddistinguendo le due condizioni iniziali considerate, con riferimento alla Tabella 20:

- CONDIZIONE 1: in blu
- CONDIZIONE 2: in rosso

Mentre i differenti marcatori sono stati utilizzati per differenziare le aperture delle valvole considerate in Tabella 21.

L'andamento del salto di pressione è mostrato in Figura 57 in cui si riscontra una dipendenza parabolica tra il Δp e la portata, che diventa sempre più marcata al diminuire dell'apertura della valvola di laminazione.

Aperture superiori al 23% consentono una regolazione più fine del Δp , ma sono necessarie portate più elevate per ottenere salti di pressione più marcati. Al contrario, con aperture sempre minori si riscontrano elevati salti di pressione fino a portare il fluido alla pressione critica con valori della portata inferiori a quella massima considerata.

Considerando le aperture della valvola superiori al 23% e variando la portata di efflusso si sono riscontrati due effetti distinti. Per portate superiori alla soglia di 14 l/min si sono ottenuti salti di pressione utili, effetto che tende a diminuire non appena si scende sotto la soglia.

Non si sono riscontrate, invece, evidenti influenze dalla percentuale di fluido caricato nel banco, soprattutto per basse portate.

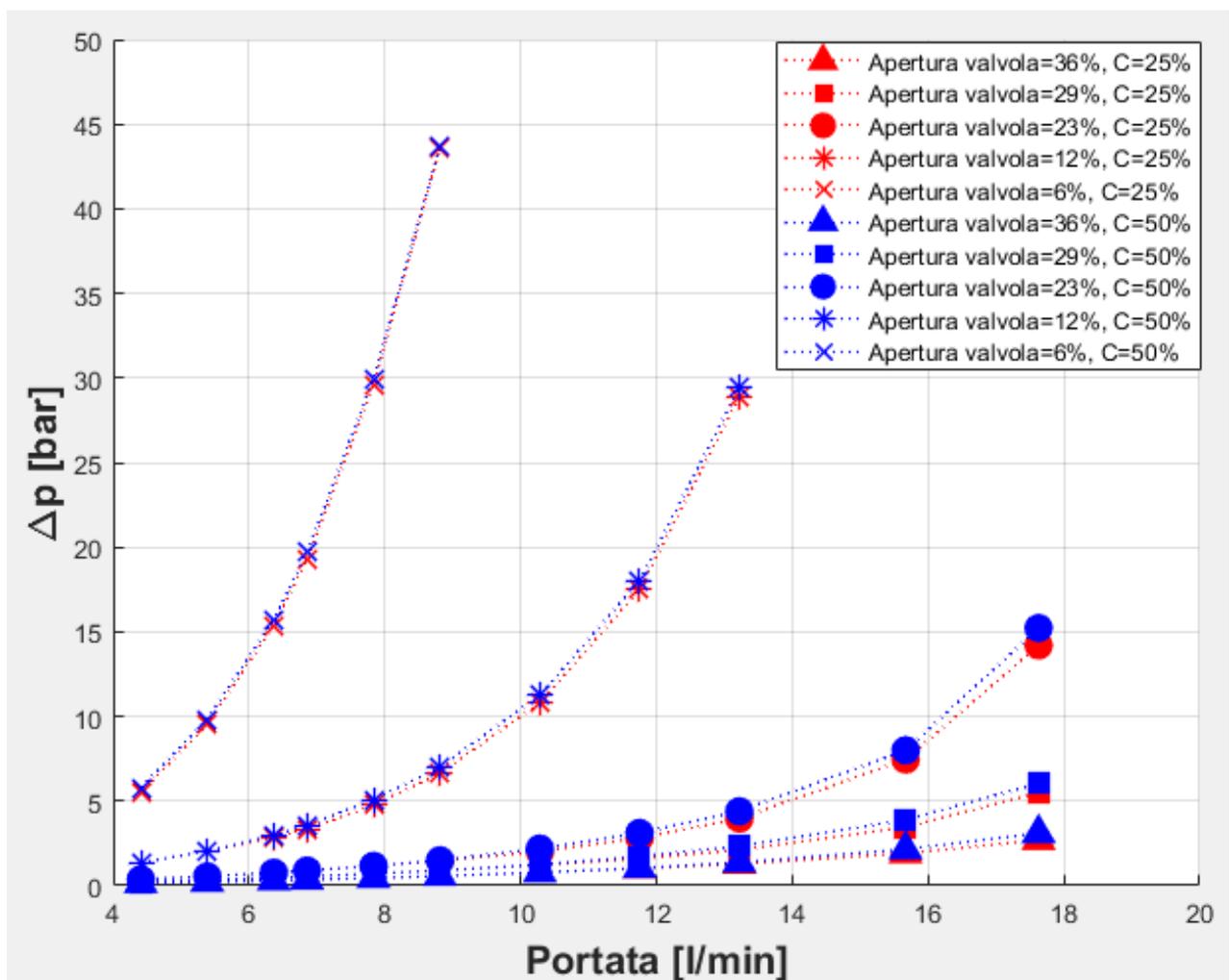


Figura 57 - Salti di pressione ottenibili con le due condizioni iniziali a differenti gradi di apertura della valvola

La linea tratteggiata è la tendenza della caratteristica del banco, ottenuta congiungendo i punti considerati. Tale caratteristica rappresenta la resistenza che il circuito oppone al passaggio del fluido e che la pompa dovrà vincere. Sovrapponendo la caratteristica del circuito e quella della pompa, si ottiene il punto di funzionamento di quest'ultima. In questo modo, agendo sulla valvola di laminazione è possibile testare le pompe quando operano con i fluidi organici.

La potenza dissipata dal condensatore è legata alle perdite interne della pompa che comportano un aumento di entalpia e quindi di temperatura del fluido. Tali perdite, con rendimento della pompa fissato ($\eta_{th,pompa}$), dipendono dalla portata e dal salto di pressione. L'andamento della potenza scaricata al condensatore in Figura 58 ricalca la dipendenza parabolica del Δp vista precedentemente in Figura 57. A portata fissata, è stata riscontrata una maggiore potenza dissipata con valori di apertura della valvola via via più piccoli, che comportano, quindi, maggiori perdite interne della pompa. Considerando, invece, gradi di apertura della valvola superiori al 29% la portata influenza poco la potenza scaricata. Al contrario, invece, basse aperture aumentano l'influenza della portata fino ad avere grandi variazioni di potenza per aperture più piccole e basse portate.

Anche in questo caso si ha una bassa influenza della percentuale di carica, soprattutto per basse portate.

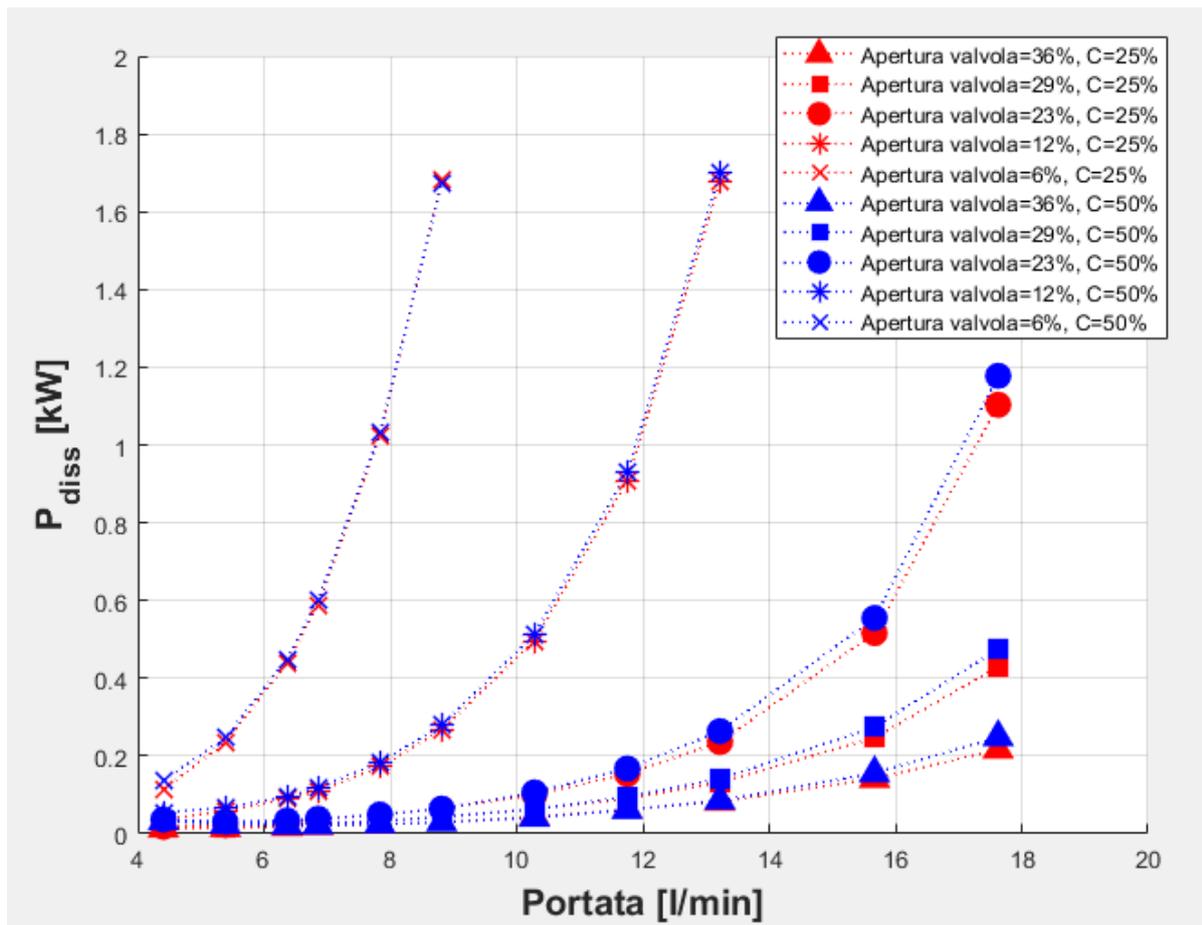


Figura 58 - Potenza dissipata al condensatore con differenti condizioni iniziali e grado di apertura delle valvole

Il sotto-raffreddamento rappresenta un aspetto molto importante per la verifica del corretto dimensionamento del condensatore. Infatti, sottoraffreddando il fluido si riduce il rischio di avere una percentuale di vapore residuo dopo la condensazione. Ciò può compromettere il ruolo del ricevitore, poiché il liquido al suo interno tenderà a diminuire fino a non essere sufficiente per garantire fluido allo stato liquido alla pompa e evitare la cavitazione della stessa. Inoltre, attraverso il sotto-raffreddamento si evitano fenomeni del flash gas che possono avvenire quando il fluido si trova in corrispondenza della curva del liquido saturo, portandolo alla rievaporazione. Questo aspetto è stato analizzato attraverso la Figura 59, in cui è riportato il grado di sotto-raffreddamento (ΔT_{sc}) in funzione della portata. Il grafico mostra un differente grado di sotto-raffreddamento quando la carica viene variata dal 50% al 25% e tendenzialmente aumenta di circa il doppio. Infatti, con una percentuale inferiore di carica si sono ottenuti i valori maggiori di sotto-raffreddamento. Considerando che il condensatore è stato dimensionando sulla base della portata massima, alla quale si sono svolte le simulazioni, e della percentuale di carica pari al 50%, l'aumento del sotto-raffreddamento è dovuto al condensatore

che risulta sovradimensionato. Allo stesso modo, portate più basse ne comportano un aumento, con valori più marcati quando la portata scende sotto i 10 l/min.

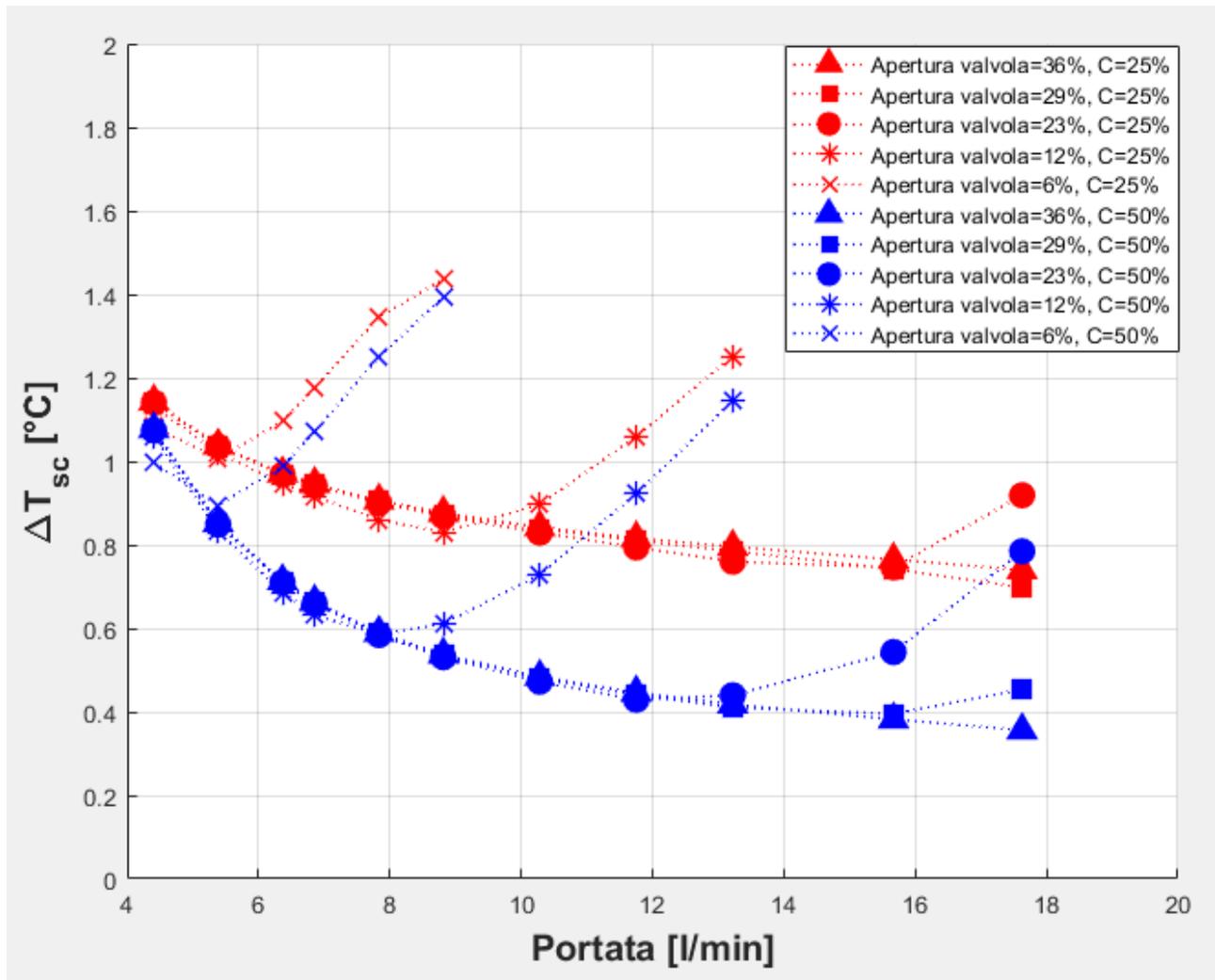


Figura 59 - Andamento del sotto-raffreddamento a diverse condizioni iniziali e differenti gradi di apertura della valvola

L'effetto del grado di apertura delle valvole è considerevole per valori inferiori al 23%, effetto che non sorprende poiché corrisponde anche ad un aumento della potenza dissipata dal condensatore mostrata in (Figura 58). Inoltre, con i due più piccoli valori di apertura della valvola si iniziano ad ottenere effetti sul sotto-raffreddamento già a basse portate.

L'ultima analisi è stata eseguita sul ricevitore, e in particolare si sono analizzati gli effetti del condensatore sul livello di liquido contenuto al suo interno.

Il grafico in Figura 60 mostra il livello di liquido, espresso in relazione alla capacità totale del ricevitore in funzione della portata. È possibile notare come le due differenti percentuali di carica del fluido influiscano direttamente sul volume di liquido contenuto nel suo interno.

Infatti, percentuali più alte corrispondono ad un maggiore livello di liquido nel ricevitore e minori probabilità che la pompa possa aspirare fluido in condizioni bifase.

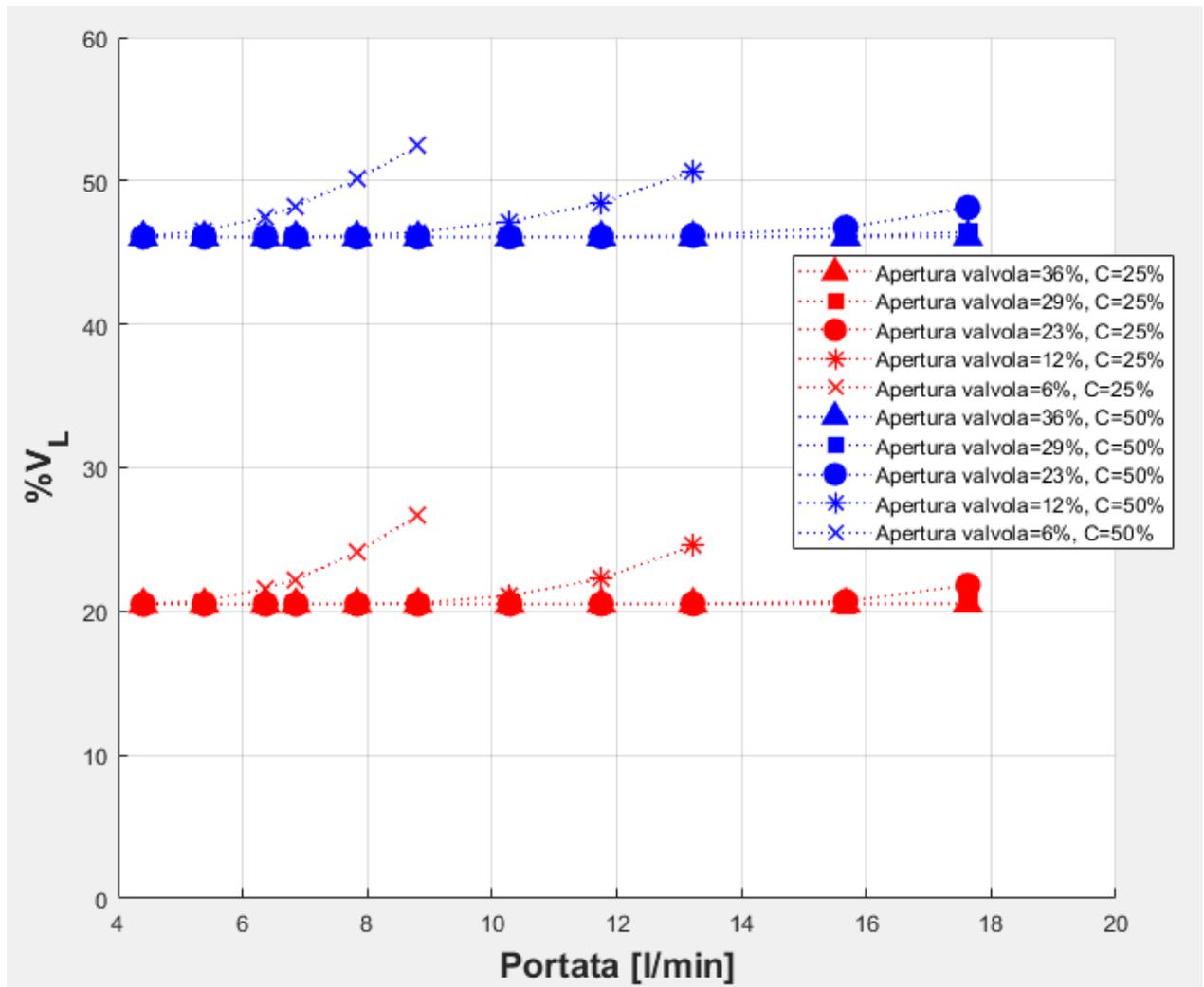


Figura 60 - Andamento del volume di liquido presente nel ricevitore a differenti cariche e con diverse aperture delle valvole

Infine, osservando le Figura 58 e Figura 60 si può notare come un l'aumento della potenza dissipata al condensatore coincida con un incremento del livello di liquido nel ricevitore. Tale effetto è molto più evidente per aperture inferiori al 12%.

7 CONCLUSIONI

L'obiettivo di contenimento delle emissioni di CO₂ ha imposto lo sfruttamento di fonti di energia rinnovabili come la geotermia o il solare. Le tecnologie per il "prelievo" di energia da queste fonti hanno registrato importanti miglioramenti negli ultimi anni, fino ad ottenere discrete potenze termiche utili. Tuttavia, ad oggi, gli impianti micro-ORC registrano bassi rendimenti e necessitano di forti migliorie per poter essere giustificati economicamente.

La pompa è un componente importante dell'impianto: permette il ricircolo di fluido attraverso l'incremento di pressione, a fronte di un'energia elettrica assorbita. Parte dell'energia prodotta dall'espansore sarà assorbita dalla pompa, riducendo quella all'utilizzatore finale. Il BWR tiene traccia dei consumi lato pompa, rapportandoli all'energia prodotta dall'espansore, e ad oggi si registrano valori troppo alti [2].

Le basse efficienze degli impianti micro-ORC sono dovute, in parte, all'assenza di pompe progettate per operare con fluidi organici, comportando, di fatto, un aumento del BWR. Partendo dalle conoscenze attuali sulle pompe idrauliche, è necessario apportare le dovute migliorie per poter proporre prototipi di pompe sempre più efficienti.

Lo sviluppo del banco prova svolto ha avuto come obiettivo la progettazione preliminare dello stesso, gettando le basi per la realizzazione fisica del banco e supportare la ricerca futura.

È stato definito il ciclo termodinamico al quale dovrà operare il banco, per ottenere informazioni sulla pompa quali:

- LA CAVITAZIONE;
- IL RANGE DI PRESSIONI;
- LE PORTATE ELABORATE;
- I CONSUMI;
- IL RENDIMENTO;
- LA PREVALENZA.

Per conseguire questi obiettivi sono stati identificati e dimensionati tutti i componenti da inserire nel banco prova, consultando i cataloghi commerciali. In definitiva il banco dovrà prevedere:

- Valvola di laminazione
- Scambiatore di calore
- Ricevitore
- Vaso di espansione
- Sensori per la misurazione della portata, della temperatura e della pressione.

Sulla base di questi componenti è stato definito un modello di simulazione attraverso il software Simscape per testare sia la funzionalità del banco che il dimensionamento preliminare.

Dalle simulazioni si evince la possibilità di agire sulla valvola di espansione per poter modificare il carico idraulico del banco e testare la pompa a differenti range di pressione e di portata. Allo stesso modo si potrà ricostruire la curva caratteristica effettiva della pompa quando opera con fluidi organici, così da ottenere la prevalenza e il rendimento.

L'analisi eseguita sul condensatore ha fatto emergere gli effetti che si riscontrano sul sotto-raffreddamento e sul ricevitore. Considerando che la potenza scambiata dal condensatore è strettamente legata alle caratteristiche della pompa, dalle simulazioni è stato dimostrato come ciò influenzi il sotto-raffreddamento e il livello di liquido nel ricevitore. Sfruttando il banco prova, quindi, sarà possibile eseguire test sulle pompe anche per studiarne la cavitazione.

Le potenzialità del banco che sono emerse andranno, però, confermate utilizzando modelli di simulazione più precisi. Nello specifico, sarà interessante implementare una modellazione della pompa più vicina alla realtà, prima di intraprendere una progettazione più dettagliata del banco prova.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Sylvain Quoilin, Martijn Van Den Broek, Sébastien Declaye, Pierre Dewallef, Vincent Lemort, Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 22, 2013, Pages 168-186, ISSN 1364-0321, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.028>.
- [2] M. Bianchi, L. Branchini, N. Casari, A. De Pascale, F. Melino, S. Ottaviano, M. Pinelli, P.R. Spina, A. Suman, Experimental analysis of a micro-ORC driven by piston expander for low-grade heat recovery, Applied Thermal Engineering, Volume 148, 2019, Pages 1278-1291, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.12.019>.
- [3] Arnaud Landelle, Nicolas Tauveron, Rémi Revellin, Philippe Haberschill, Stephane Colasson, Vincent Roussel, Performance investigation of reciprocating pump running with organic fluid for organic Rankine cycle, Applied Thermal Engineering, Volume 113, 2017, Pages 962-969, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.11.096>.
- [4] Douglas A. Schmidt, Marietta. Refrigerant expansion tank, US 6539735 B1 United States Patent, Apr. 1 2003, <https://patentimages.storage.googleapis.com/be/42/33/e62be18670284e/US6539735.pdf>.
- [5] Michele De Carli, Antonino Di Bella, Il fabbisogno energetico globale degli edifici, Dipartimento di Fisica Tecnica, Università degli Studi di Padova, <http://www.poroton.it/user/articoli/N46/FabbisognoEnergetico/FabbisognoEnergetico.aspx>
- [6] Cataloghi consultati per le pompe:
- Calpeda https://www.comid.it/it/attachment?id_attachment=60
 - GemmeCotti http://www.gemmecotti.com/wp-content/uploads/2017/04/htm_ss316-pompe-centrifughe-a-trascinamento-magnetico.pdf
 - HydraCell <file:///C:/Users/Aleandro%20Salamina/Downloads/G10-Datasheet.pdf>
 - Marzocchi <https://www.marzocchipompe.com/sites/default/files/public-downloads/marzocchi-pompe-low-pressure-pressione-bassa-pompa-pump-ftp-ingranaggi-elicoideali-helical-gears.pdf>
 - Grundfos <https://product-selection.grundfos.com/it/products/cr-cre-cri-crie-crn-crne-crt-crte/cr/cr-1-36-96533344?tab=variant-drawings&pumpsystemid=1508496100>
 - SKF https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d196802e690f-1-1204-3-EN_tcm_12-157230.pdf

- Barbero http://www.vakpumps.gr/wp-content/uploads/2016/10/BARBERO-Depliant_BGA.pdf

[7] Cataloghi consultati per le valvole di espansione:

- Siemens https://hit.sbt.siemens.com/RWD/modules/kernel/UI/slow/GetBinData.aspx?DTP=Data+Sheet+for+Product&SID=A6V10342890&EXT=.pdf&VALUE=Assets%5cA6V10342890_2-%2520and%25203-port%2520valves%2520PN%252016%2520with%2520flanged%2520connection_en.pdf&KEY=3&RT=1646253897518
- Castel https://www.castel.it/wp-content/uploads/2021/06/Product-Catalogue-2021_IT-EN-FR-DE.pdf
- Danfoss <https://assets.danfoss.com/documents/41208/AI248286497092en-000701.pdf>

[8] Cataloghi consultati per gli scambiatori di calore:

- Alfa Laval https://assets.alfalaval.com/documents/pa0d6261b/alfa-laval-ac30eq-product-leaflet-it.pdf?_gl=1*_wmjzca*_ga*NTEzMzQzODMuMTY0NjI1OTYwOQ..*_ga_DWBPLZRN2Q*MTY0NjI1OTYwOC4xLjEuMTY0NjI1OTYxNy4w*_ga_VR90J5D3K9*MTY0NjI1OTYwOC4xLjEuMTY0NjI1OTYxNy41MQ..&_ga=2.65486253.2054850830.1646259609-806978022.1637335982
- Onda https://www.onda-it.com/media/2588/d-1/t-file/BPHE-EUROPA-02_2022.pdf
- Kelvion https://www.kelvion.com/it/prodotti/?type=98755469&tx_wdownloads_widget%5Bhash%5D=1113b248d4d59b9adfd3af275f5b445d2964c3ca&tx_wdownloads_widget%5Baction%5D=download&tx_wdownloads_widget%5Bcontroller%5D=Downloads

[9] Cataloghi consultati per i vasi di espansione:

- Caleffi https://www.caleffi.com/sites/default/files/file/01079_it.pdf
- Leo https://indors.it/serbatoio-autoclave/3915-vaso-espansione-autoclave-8-12-24-50-60-80-100-150-litri.html#/1860-leo_group-8_litri_verticale
- CIMM https://www.cimmspa.com/Portals/0/Images/Cimm_Catalogo_IT-EN.pdf
- Elbi https://termoidraulica.elbi.it/prodotti/vasi-di-espansione-per-impianti-di-riscaldamento/erce-vasi-di-espansione-a-membrana-fissa-35-500-litri/_pe_components_resourcesmanager_download.pe?resid=3963

- Storm
https://storage.clerici.eu/11/catalog/chapters/rosso/04_Vasi%20di%20espansione/03_vasaut_19.pdf
 - Flamco https://flamcogroup.com/media/files/manuals/Man_Flamcomat-MK_U-G4_2021-11.pdf
 - Eder <http://prosystemitalia.com/img/cms/eder/IT%20-%20prospetto%20multicontrol%20modular%20MCM%20v11-2018-it.pdf>
- [10] Cataloghi consultati per i tubi flessibili:
- Audco <https://www.audco.it/tubi-flessibili-acciaio-inox/#>
 - Cidat <https://www.cidat.it/it/settori/industriale/cataloghi-pdf/tubi-flessibili-speciali-condizionamento-mobile.html>
 - Mastertubi <https://www.mastertubi.it/prodotti/tubi-flessibili/tubi-flessibili-per-sale-prova-motori/inoxflex-tr/>
 - Ayvaz <https://www.ayvaz.com/prodotti/11-Tubi-Flessibili-Metallici-Trecciati.html>
 - Lisitea engineering <https://www.lisitea.com/impianti-di-refrigerazione/>
- [11] Cataloghi consultati per i misuratori di portata:
- Isoflux <https://www.isoil.it/prodotto/misuratore-di-portata-ad-ultrasuoni-ifx-r-isoflux/#:~:text=Il%20misuratore%20di%20portata%20ad,50%20mm%20fino%20a%20200mm.>
 - CS Instruments https://www.cs-instruments.com/fileadmin/cs-data/Datenblaetter/Scheda_dati_-_IT/Scheda_dati_VA_570_IT.pdf
 - Fluid Processing <https://fluidprocessing.it/wp-content/uploads/2017/06/ES-FLOW-960069-EN-2019H.pdf>
- [12] Stübbe Italia s.r.l., 15 Marzo 2018, Il fenomeno della cavitazione nelle pompe, <https://www.asvstubble.it/blog/fenomeno-della-cavitazione-nelle-pompe/#>
- [13] Cataloghi consultati per i ricevitori:
- Gereco <http://gereco.com/wp-content/uploads/2018/09/03.RICEVITORI-DI-LIQUIDO-min.pdf>
 - ABR <https://www.abrcomponents.eu/it/ricevitori-di-liquido.html>

APPENDICI

Appendice A

```
%INGRESSO ESPANSORE
Tev=75+273.15; %temperatura di evaporazione (K)
Pev=CoolProp.PropsSI('P','T',Tev,'Q',1,'R134a'); %pressione di evaporazione (Pa)
Tsur=Tev+3; %temperatura di surriscaldamento (K)
H1=CoolProp.PropsSI('H','T',Tsur,'P',Pev,'R134a'); %entalpia ingresso espansore (J/Kg)
S1=CoolProp.PropsSI('S','T',Tsur,'P',Pev,'R134a'); %entropia ingresso espansore (J/kg K)

%USCITA ESPANSORE
Tcond=20+273.15; %temperatura di condensazione (K)
Pcond=CoolProp.PropsSI('P','T',Tcond,'Q',0,'R134a'); %pressione di condensazione (Pa)
H2is=CoolProp.PropsSI('H','S',S1,'P',Pcond,'R134a'); %entalpia espansione isoentropica (J/Kg)
etais=0.5; %rendimento isoentropico espansore
H2=H1-etais*(H1-H2is); %entalpia espansione reale (J/Kg)
```

Appendice B

Settings

Geometry Friction and Heat Transfer Effects and Initial Conditions

Pipe length: mm

Cross-sectional area: mm²

Hydraulic diameter: mm

Appendice C

```
Mass_tot=Mass_tot_id*C;%massa totale
rho_med=Mass_tot/Vol_tot; %densità media Kg/m^3
H_iniz=CoolProp.PropsSI('H','P',P_cond,'D',rho_med,'R134a')/1000; %entalpia iniziale KJ/Kg
```

Appendice D

Settings

Geometry Friction and Heat Transfer **Effects and Initial Conditions**

Fluid inertia:	<input type="text" value="Off"/>	▼
Initial fluid energy specification:	<input type="text" value="Specific enthalpy"/>	▼
Initial pressure:	<input type="text" value="P_cond"/>	<input type="text" value="Pa"/> ▼
Initial specific enthalpy:	<input type="text" value="H_iniz"/>	<input type="text" value="kJ/kg"/> ▼
Phase change time constant:	<input type="text" value="0.1"/>	<input type="text" value="s"/> ▼