



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE - DIN

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA

Progettazione del banco prova per la qualifica di un prototipo di refrigeratore magnetico rotante

Laurea magistrale in ingegneria energetica

Relatore

Prof. Antonio Barletta

Presentata da

Luis David Misale

Correlatore

Prof. Luca Antonio Tagliafico

Prof. Annalisa Marchitto

Sessione di marzo 2024

Anno Accademico 2023/2024



ALMA MATER STUDIORUM
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE - DIN

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN
INGEGNERIA ENERGETICA

Progettazione del banco prova per la qualifica di un prototipo di refrigeratore magnetico rotante

Laurea magistrale in ingegneria energetica

Relatore

Prof. Antonio Barletta

Presentata da

Luis David Misale

Correlatore

Prof. Luca Antonio Tagliafico

Prof. Annalisa Marchitto

Sessione di marzo 2024

Anno Accademico 2023/2024

Progettazione del banco prova per la qualifica di un prototipo di refrigeratore magnetico rotante

Sommario

La refrigerazione magnetica costituisce una possibile alternativa ai tradizionali refrigeratori a compressione di vapore, a gas e alle macchine ad assorbimento, grazie all'assenza dei tipici fluidi refrigeranti e alle maggiori efficienze offerte. Il refrigeratore magnetico può svolgere la funzione di pompa di calore o, invertendo il ciclo, può essere impiegato per generare lavoro meccanico. Il principio di base si fonda sull'effetto magnetocalorico di materiali come il Gadolinio, i quali, quando esposti a un campo magnetico variabile, subiscono variazioni di temperatura. Tuttavia, poiché tali variazioni sono minime, è necessario adottare un ciclo rigenerativo per ottenere gradienti di temperatura significativi.

L'obiettivo del seguente elaborato consiste nella realizzazione di un banco prova per il prototipo di rigeneratore attivo magnetico rotazionale, che sarà in seguito sottoposto a sperimentazione al fine di caratterizzarne le prestazioni in diverse configurazioni e condizioni operative.

Prima di procedere con le sperimentazioni con il prototipo, è stato indispensabile superare le seguenti fasi preparatorie:

- Realizzazione fisica del prototipo di rigeneratore.
- Progettazione e realizzazione del banco prova, con un sistema di acquisizione dati per il monitoraggio e controllo durante esperimenti di caratterizzazione.
- Realizzazione fisica del banco prova.
- Conduzione di test funzionali.

Design of the test bench for the qualification of a prototype of a rotating magnetic chiller

Abstract

Magnetic refrigeration represents a potential alternative to traditional vapor compression, gas, and absorption refrigeration systems, thanks to the absence of conventional refrigerants and the greater efficiencies it offers. The magnetic refrigerator can function as a heat pump or, by reversing the cycle, can be employed to generate mechanical work. The basic principle relies on the magnetocaloric effect of materials such as Gadolinium, which, when subjected to a variable magnetic field, experience thermomagnetic variations. However, since these variations are minimal, it is necessary to implement a regenerative cycle to achieve significant temperature gradients.

The objective of the following study is to fabricate a test for a rotational active magnetic prototype. This prototype will subsequently undergo experimentation to characterize its performance under various configurations and operating conditions. Before proceeding with the prototype experiments, it was essential to complete the following preparatory phases:

- Physical realization of the regenerator prototype.
- Design and implementation of the test rig, with a data acquisition system for monitoring and control during characterization experiments.
- Physical realization of the test rig.
- Execution of a trial test.

Nomenclatura

MCE: effetto magnetocalorico

MCM: materiale magnetocalorico

ΔB : variazione adiabatica campo magnetico [A/m]

ΔT_{ad} : variazione di temperatura adiabatica [K o °C]

AMR: ciclo rigenerativo magnetico attivo

T : temperatura [K o °C]

U : coefficiente globale di scambio termico [W/m^2K]

H : campo magnetico applicato[A/m]

c_p : calore specifico pressione costante[J/kgK³]

M : campo magnetico refrigerante[A/m]

Q : flusso termico[W]

μ : potenza exergetica[W]

V : volume[m³]

COP : Coefficient of Performance [-]

j : numero di Colburn [-]

Nu : numero di Nusselt [-]

Pr : numero di Prandtl [-]

Re : numero di Reynolds [-]

ΔS_M : variazione di entropia magnetica[J/kgK]

W : lavoro[J]

$E\chi_Q$: flusso termico exergetico[W]

f_F : fattore di attrito [-]

Δp : variazione di pressione[N/m²]

d_h : diametro idraulico[m]

ρ : densità[kg/m³]

L_r : lunghezza rigeneratore[m]

u : velocità[m/s]

a_p : superficie scambio termico[m²]

f : frequenza [Hz]

ε : volume nocivo/ porosità[m³]

ϕ : fattore di utilizzazione [-]

ΔT_{span} : gradiente di temperatura massimo tra ingresso e uscita del rigeneratore [K o °C]

\dot{m}_f : portata massica di fluido[kg/s]

Lista figure

- Figura 1.1 Diagramma del ciclo rigenerativo magnetico attivo (AMR)
- Figura 2. 1 Andamento calore specifico a pressione costante in funzione della temperatura del Gadolinio al variare dell'intensità di campo magnetico applicato (Trevizoli et al. 2014)
- Figura 2. 2 Confronto del tasso di potenza di diversi fluidi termovettori (Kitanovski et al. 2010)
- Figura 2. 3 Ciclo magnetico di Carnot (adattata da Alahmer et al. 2021)
- Figura 2. 4 Ciclo magnetico di Brayton (adattata da Alahmer et al.2021)
- Figura 2. 5 Ciclo magnetico di Ericsson (Adattata da Alahmer et al. 20221)
- Figura 2. 6 Ciclo magnetico Stirling (adattato da Steyert 1978)
- Figura 2. 7 confronto ΔT_{span} e Q_{in} trovati da diversi ricercatori (Adattata da Kamran et al.2020)
- Figura 3. 1 Schema semplificato banco prova
- Figura 3. 2 Impianto banco prova realizzato (Tagliafico et al. 2013)
- Figura 3. 3 Prototipo assemblato (Tagliafico et al. 2013)
- Figura 3. 4 Foto rigeneratore (Tagliafico et al. 2013)
- Figura 3. 5 Q_{in} vs. ΔT_{span} modello numerico generato per valutare il funzionamento della macchina (Tagliafico et al. 2013)
- Figura 3. 6 Schema del banco di prova utilizzato per la validazione sperimentale delle prestazioni del dispositivo.
- Figura 3.7 Immagini dei due bagni termici usati in questo prototipo.
- Figura 3. 8 Scambiatore di calore a piastre
- Figura 3. 9 Curva di prestazioni ottimali (blu) del AMR-001 e curva subottimale (rossa) per $\Delta T_{span} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Figura 3. 10 Indicazione del valore UA per avere i diversi punti della curva di prestazioni ottimali
- Figura 3. 11 Sistema di bypass per controllare lo scambio termico
- Figura 3. 12 Valori di bypass stimato per avere la caratteristica UA desiderata utilizzando $UA_0=150\text{ W/K}$.
- Figura 3. 13 Banco prova per il refrigeratore magnetico

Figura 4. 1 Architettura del Sistema di acquisizione Dati

Figura 4. 2 Termoresistenza PT100

Figura 4. 3 $R[\Omega]$ - $T[^\circ\text{C}]$ Termoresistenze PT100

Figura 4. 4 Termocoppie vs. Termoresistenze

Figura 4. 5 Schema elettrico PT100 a tre fili.

Figura 4. 6 Moduli di temperatura DAT3014

Figura 4. 7 Sensori di pressione Carel serie SPKT

Figura 4. 8 Misuratore di portata KEYENCE FD-H10

Figura 4. 9 Schema di funzionamento trasduttori a ultrasuoni

Figura 4. 10 Andamento del flusso istantaneo in funzione della corrente di uscita analogica

Figura 4. 11 Valvola a 3 vie passo-passo Caleffi

Figura 4. 12 Attuatore a passo-passo AVM115SF132

Figura 4. 13 Motore brushless BSDS2kW abbinato al rigeneratore

Figura 4. 14 Motore brushless BSDS 400W abbinato alla pompa

Figura 4. 15 Schema di dialogo Hardware-Software

Figura 4. 16 Esempio di dialogo Front Panel-Block Diagram di LabView

Figura 4. 17 Schermata HOME del Front Panel

Figura 4. 18 Schermata MONITOR del Front Panel

Figura 4. 19 Schermata CONTROL del Front Panel

Figura 4. 20 Sezione del Block Diagram dedicata al calcolo dei parametri ottimali di controllo

Figura 4. 21 Parametri di controllo, fattore di utilizzo vs frequenza (temp. media 21 °C)

Figura 4. 22 Parametri di controllo (temperatura media 21 °C)

Figura 4. 23 Schermata PERFORMANCE del Front Panel

Figura 4. 24 Schermata HELP del Front Panel

Figura 4. 25 Block Diagram di LabView

Figura 5. 1 Aria intrappolata nel circuito idraulico

Figura 5. 2 Valvola di sfogo dell'aria

Figura 5. 3 Motoriduttore

Figura 5. 4 Monitor a motore spento

Figura 5. 5 Transitorio iniziale a motore spento

Figura 5. 6 Monitor a motore acceso

Figura 5. 7 Andamenti di temperatura a motore acceso

Indice

Sommario	I
Abstract	II
Nomenclatura	III
Lista figure	V
Indice	VIII
CAPITOLO 1. Introduzione	1
1.1 La refrigerazione magnetica	1
CAPITOLO 2. Teoria di riferimento	3
2.1 Effetto magnetocalorico	3
2.2 Materiali utilizzati nella refrigerazione magnetica e fluidi termovettori utilizzati. .	4
2.2.1 Materiale magnetocalorico.	4
2.2.2 Fluido termovettore.....	6
2.3 Ciclo AMR e Geometria AMR	8
CAPITOLO 3. Progettazione del banco prova.....	18
3.1 Confronto con banchi prova precedenti: Banco prova 2013	19
3.2 Nuovo banco prova	26
3.3 Scopo funzionale	27
3.4 Condizioni operative.....	29
3.5 Descrizione generale dei componenti	30
3.5.1 Bagni termici- sorgente calda e sorgente fredda.....	30
3.5.2 Sistema di pompaggio	30
3.5.3 Caratteristiche delle pompe.....	31
3.5.4 Regolazione dello scambio termico	32
3.5.5 Lista componenti impiantistici	35

3.6	Acquisizione dei dati di controllo	40
3.7	Costruzione e assemblaggio	42
CAPITOLO 4. Progettazione sistema di acquisizione		44
4.1	Componenti Hardware.....	44
4.1.1	PLC.....	44
4.1.2	Sensori di temperatura	45
4.1.3	Modulo di temperatura DAT3014	48
4.1.4	Sensori di pressione	50
4.1.5	Modulo di pressione BFP8.....	51
4.1.6	Misuratori di portata	52
4.1.7	Valvola a 3 vie	54
4.1.8	Controllo Torque e RPM (numero di giri) del rigeneratore e delle pompe.	55
4.1.9	Modulo I/V ABB DX561	57
4.2	Software.....	58
4.2.1	MODBUS TCP/IP	61
4.2.2	LABVIEW.....	62
CAPITOLO 5. Prove di funzionamento e problemi.....		71
5.1	Prime prove di funzionamento	71
5.2	Ulteriori test	74
CAPITOLO 6. Conclusioni		79
6.1	Sviluppi futuri.....	80
Bibliografia		81

CAPITOLO 1. Introduzione

1.1 La refrigerazione magnetica

La tecnologia della refrigerazione magnetica emerge come una prospettiva promettente, offrendo un'alternativa innovativa ai convenzionali refrigeratori a compressione di vapore e a gas, nonché alle macchine ad assorbimento. La peculiarità di questo approccio risiede nella sua capacità di operare senza l'uso di fluidi refrigeranti, garantendo non solo un impatto ambientale ridotto, ma anche un miglioramento delle efficienze complessive. Il refrigeratore magnetico non si limita solo alla refrigerazione, ma può essere impiegato come pompa di calore per la regolazione termica, e mediante l'inversione del ciclo, è possibile sfruttarlo per generare lavoro meccanico.

La refrigerazione magnetica si basa sull'effetto magnetocalorico (MCE): il materiale magnetocalorico (MCM) cambia la sua temperatura se sottoposto a una variazione adiabatica di campo magnetico (ΔB). La differenza di temperatura ΔT_{ad} , ovvero variazione di temperatura di un fluido durante un processo termodinamico senza scambio di calore con l'ambiente circostante, è di pochi gradi utilizzando un campo magnetico di qualche Tesla mentre utilizzando un ciclo rigenerativo, schematizzato nella figura 1.1, si possono ottenere dei gradienti di temperatura comparabili con un ciclo frigorifero a compressione di vapore (Barclay, 1983).

La teoria magnetocalorica è in grado di migliorare il processo isomagnetico, che presenta minime irreversibilità per materiali ferromagnetici ed è in grado di migliorare l'efficienza del ciclo termodinamico, raggiungendo efficienze del 30-60% rispetto al ciclo di Carnot (Yu et al. 2003, Zimm et al. 1998), mentre l'efficienza della refrigerazione a compressione di vapore è solo del 5%-10% del ciclo di Carnot (Yu et al. 2003).

Una delle peculiarità di questi impianti è l'utilizzo come fluido termovettore di una miscela di acqua e glicole, in percentuali definite, al fine di evitare il congelamento del fluido e di ridurre la possibilità di corrosione, del materiale magnetocalorico (Gadolinio).

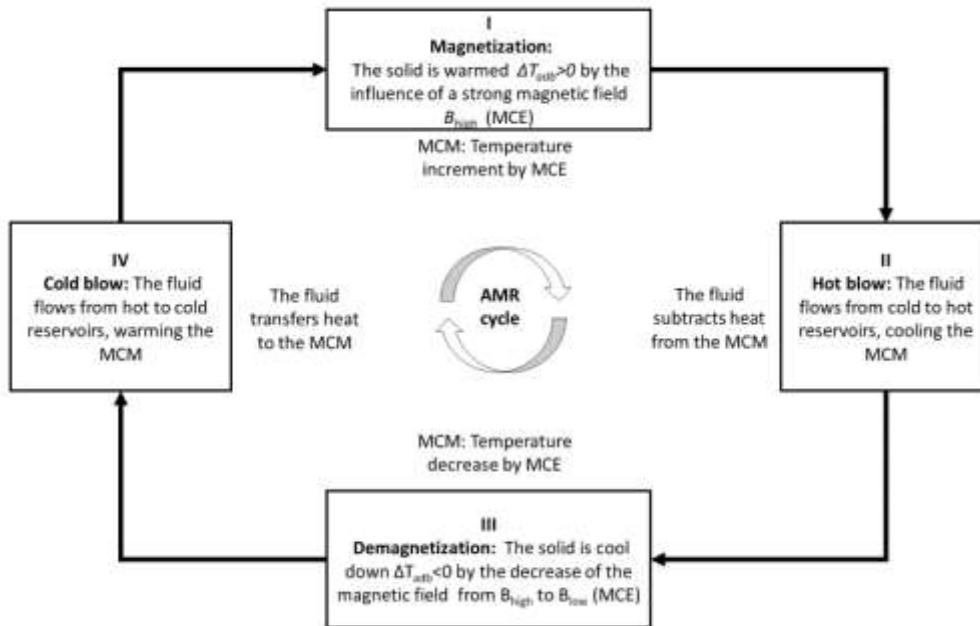


Figura 1.1 Diagramma del ciclo rigenerativo magnetico attivo (AMR)

Un motore provvede alla movimentazione del MCM in sostituzione del compressore, riducendo così le irreversibilità e aumentando l'efficienza del processo. Inoltre, si ottiene un design della macchina molto compatto, con basse rumorosità ed elevate efficienze.

Le principali difficoltà nella realizzazione di queste macchine consistono nella richiesta di elevati campi magnetici permanenti, nella precisione di regolazione della frequenza di rotazione del MCM e della regolazione delle portate del fluido termovettore, nella necessità di un MCM con elevata differenza di temperatura adiabatica (ΔT_{ad}) e T_{curie} (temperatura critica a cui un materiale ferromagnetico perde le sue proprietà magnetiche) vicina alle temperature di lavoro del frigorifero e negli elevati costi dei materiali e di costruzione.

L'obiettivo del seguente elaborato di tesi consiste nella progettazione e nella realizzazione di un banco prova per il prototipo di rigeneratore magnetico rotazionale, che sarà utilizzato nella sperimentazione per caratterizzare le sue prestazioni in diverse configurazioni e condizioni operative (temperatura imposta, variazione della frequenza di rotazione AMR, variazione della portata del fluido termovettore, variazione del coefficiente globale di scambio termico UA degli scambiatori di calore).

CAPITOLO 2. Teoria di riferimento

2.1 Effetto magnetocalorico

La magnetocaloricità, scoperta da Weiss e Piccard nel 1917 (Smith, 2013), rappresenta un fenomeno magneto-termodinamico. Tale fenomeno si manifesta in un materiale quando è soggetto a un campo magnetico il cui andamento temporale varia, dando origine a un cambio reversibile di temperatura.

Debye (Debye et al. 1926), e Giacque (Giauque et al. 1927), furono i precursori nell'utilizzo dell'effetto noto come smagnetizzazione adiabatca (processo mediante il quale un materiale magnetizzato perde la sua magnetizzazione in modo adiabatco, ovvero senza scambio netto di calore con l'ambiente circostante). Nel 1933, applicarono con successo questa tecnica per ottenere temperature criogeniche ($T < 1\text{K}$) attraverso un'unica smagnetizzazione di sali paramagnetici.

L'effetto magnetocalorico può essere calcolato mediante l'equazione (2.1):

$$\Delta T_{ad}(T, H_{in}, H_{fin}) = - \int_{H_{in}}^{H_{fin}} \left(\frac{T}{C_p(T,H)} \right)_H \left(\frac{\partial M(T,H)}{\partial T} \right)_H dH \quad (2.1)$$

Dove $\Delta T_{ad} [K]$ è la differenza di temperatura adiabatca, $T [K]$ è la temperatura, $H \left[\frac{A}{m} \right]$ è il campo magnetico utilizzato, $c_p \left[\frac{J}{kgK} \right]$ è il calore specifico del magnete, $M \left[\frac{A}{m} \right]$ è la magnetizzazione del refrigerante.

L'equazione (2.1) spiega come sia possibile migliorare l'effetto magnetocalorico nei seguenti modi:

1. Generando un forte campo magnetico.
2. Utilizzando un materiale con basso calore specifico.
3. Utilizzando un materiale magnetico che abbia un forte cambiamento di temperatura se sottoposto a un campo magnetico variabile.

2.2 Materiali utilizzati nella refrigerazione magnetica e fluidi termovettori utilizzati.

2.2.1 Materiale magnetocalorico.

Il primo materiale utilizzato per valutare la fattibilità della refrigerazione magnetica (Brown, et al. 1976) è stato il lantanide Gadolinio (Gd^{64}).

Le caratteristiche richieste a un materiale magnetocalorico sono:

1. Temperatura di Curie (T_{curie}) adeguata: superata la T_{curie} il materiale ferromagnetico diventa paramagnetico. In corrispondenza di tale temperatura il materiale ferromagnetico presenta un massimo di gradiente di magnetizzazione $\frac{\partial M}{\partial T}$. L'entropia magnetica ΔS_M (misura del disordine magnetico in un materiale. Indica quanto gli spin magnetici degli elettroni siano ordinati o disordinati. Quando tutti gli spin sono allineati, l'entropia è bassa, mentre quando sono orientati casualmente, l'entropia è alta) e la temperatura adiabatica ΔT_{ad} sono correlabili a questo gradiente. Il materiale magnetocalorico ideale deve avere un T_{curie} molto vicina alla temperatura interna della stanza nella quale è collocato il refrigeratore magnetico. Per esempio, il Gadolinio presenta un T_{curie} pari a 293,6 K che lo rende il perfetto candidato per il materiale nella refrigerazione magnetica.
2. Minima isteresi magnetica (fenomeno in cui la magnetizzazione di un materiale ferromagnetico rimane a un certo valore residuo anche quando il campo magnetico applicato ritorna a zero) e termica (simile all'isteresi magnetica ma associata a variazioni di temperatura anziché a campi magnetici.) per evitare perdite durante il ciclo di funzionamento.
3. Ampio ΔT_{ad} e ampio ΔS_M .
4. Elevata resistenza elettrica per minimizzare le perdite associate alle correnti parassite.
5. Facilità di sinterizzazione e lavorazione per ottenere diverse forme geometriche (microsfere, foglio sottili, tubi) che permettono di massimizzare il rapporto superficie su volume.
6. Materiale che non si corroda facilmente per garantire il massimo trasferimento termico, evitando la formazione di strati di ossido che diminuiscono il trasferimento di calore.

I materiali magnetocalorici possono essere suddivisi in materiali paramagnetici e ferromagnetici (Smith et al. 2012; Zarkevich, et al. 2020). I materiali ferromagnetici sono classificati in base all'ordine di transizione come segue:

- Materiali del primo ordine: la magnetizzazione dei materiali del primo ordine cambia bruscamente alla T_{curie} , rilasciando calore sotto forma di energia termica nel processo (Gschneidner et al 2000; Smith et al 2012.; Zarkervich, et al 2020).
- Materiali del secondo ordine: hanno un classico ordine di trasformazione da ferromagnetico a paramagnetico a una certa temperatura (T_c), sotto la quale la magnetizzazione si azzerava gradualmente fino a raggiungere la temperatura T_c .

Nelle pompe di calore, nei refrigeratori e nelle macchine di conversione di energia, il materiale magnetocalorico può essere allo stato solido come componente puro o come lega, come nanofluidi (Shao, et al. 1996), come sospensioni o come lega di metalli liquidi (Burnett 1993). Non esistono ancora macchine che utilizzano materiali magnetocalorici allo stato liquido.

Secondo Zarkevich e Zverev (Zarkevich, N.A.; Zverev, V.I. 2020) i materiali magnetocalorici sono costituiti da una limitata combinazione di diversi metalli, tra cui Cr, Disprosio (Dy^{66}), Mn, Gd, Fe, Osmio (Ho^{76}), Ni, Europio (Eu^{63}), Terbio (Tb^{65}), Samario (Sm^{62}), Erblio (Er^{68}) e Tallio (Tm^{81}).

Il Gadolinio (materiale magnetocalorico del primo ordine) sottoposto a un campo magnetico di 1T, presenta le seguenti caratteristiche:

- $T_c = 293,6$ K
- $\Delta T_{ad} = 2,1$ K
- $-\Delta S_M = 2,04 \frac{J}{kgK}$

In figura 2.1 (Trevizoli et al. 2014) è rappresentato l'andamento del calore specifico a pressione costante del Gadolinio in funzione della temperatura e dall'intensità del campo magnetico a cui è sottoposto. Tutte le curve presentano un massimo in corrispondenza della temperatura di 290 K, prossima alla temperatura ambiente.

Se ci si allontana di dieci gradi Kelvin dalla T_{curie} , l'effetto magnetocalorico (MCE) crolla di una volta e mezzo rispetto al massimo, rendendo impossibile ottenere un ampio ΔT_{ad} (gradiente massimo di temperatura tra l'ingresso e l'uscita del rigeneratore) con un solo materiale. Si utilizzano diversi composti sinterizzati di Gadolinio e metalli, anche stratificati, per ottenere la T_{curie} compatibile con le temperature di applicazione. Per le sue caratteristiche, il Gadolinio è considerato, al momento, il miglior materiale per la refrigerazione magnetica.

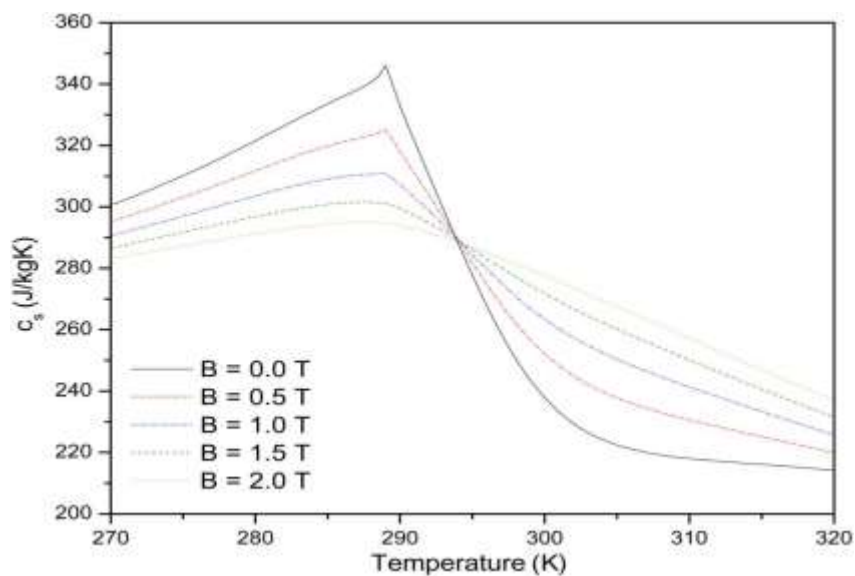


Figura 2. 1 Andamento calore specifico a pressione costante in funzione della temperatura del Gadolinio al variare dell'intensità di campo magnetico applicato (Trevizoli et al. 2014)

2.2.2 Fluido termovettore

Oltre alla selezione del materiale magnetocalorico, la scelta del fluido termovettore è di primaria importanza. Il fluido deve garantire un coefficiente di scambio termico adeguato, elevata conducibilità termica e un apprezzabile calore specifico. La viscosità del fluido e la sua velocità rivestono un ruolo chiave, influenzando le perdite di carico, le quali devono essere attentamente gestite per garantire il massimo rendimento del sistema.

Kitanovski (Kitanovski et al. 2008b) and Kitanovski and Egolf (Kitanovski et al. 2008) svilupparono un confronto tra diversi fluidi termovettori per la determinazione di quello che mostrava maggior caratteristiche in questo tipo di applicazioni, attraverso il codice di calcolo

da loro sviluppato che teneva conto della geometria del magnete, delle temperature in gioco, della frequenza di rotazione del magnete e della portata del fluido termovettore. I risultati sono mostrati in Figura 2.2. Le simulazioni numeriche si basano sulle seguenti ipotesi:

- La capacità di raffreddamento specifica del materiale magnetocalorico è di 2000 J/kg.
- A causa del trasferimento di calore convettivo, il fluido cambia la sua temperatura di 40 K.
- La differenza di temperatura massima tra il materiale magnetocalorico e il fluido è di 0,5 K.
- Le perdite viscosive sono inferiori al 15% del consumo totale di elettricità del dispositivo.
- Il diametro idraulico del mezzo poroso è di 200 μm .
- La porosità della struttura magnetocalorica è del 50%.
- Il flusso del fluido attraverso la struttura è laminare.

I calcoli sono stati eseguiti per una dimensione fissa della struttura porosa magnetocalorica. Questa è considerata sotto forma di un anello coassiale riempito con una piccola struttura periodica a "zig-zag" di materiale magnetocalorico. La frequenza di funzionamento è stata adattata per soddisfare le condizioni sopra indicate e variata per sperimentare anche i limiti dei liquidi considerati per il trasferimento di calore. Primi calcoli sono stati effettuati per una macchina che opera con acqua al fine di ottenere la massima potenza di raffreddamento per le condizioni superiori date. Il rapporto di potenza del sistema con acqua è stato preso come riferimento e ha ottenuto il valore di uno. I risultati delle potenze di raffreddamento ottenute con macchine analoghe che operano con altri fluidi sono poi confrontati con il sistema di riferimento

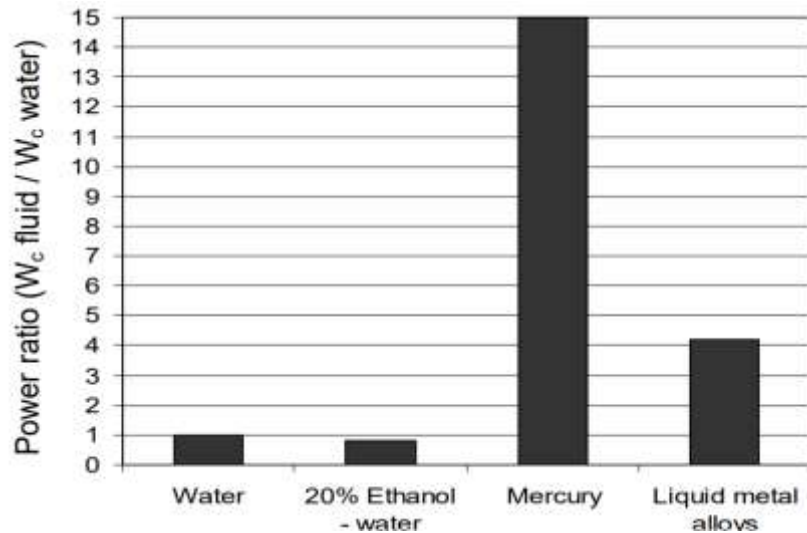


Figura 2. 2 Confronto del tasso di potenza di diversi fluidi termovettori (Kitanovski et al. 2010)

Si nota come il miglior fluido termovettore per rateo di potenza sia il mercurio ma non è utilizzabile perché tossico. Gallio e Indio sono i metalli liquidi più utilizzabili: sarebbero una buona soluzione in termini di rateo di potenza ma presentano elevate perdite di carico.

Nella scelta del fluido termovettore, è importante valutare attentamente sia la sua capacità di asportare calore (espressa come rateo di potenza nella Figura 2.2) che le perdite di carico nel circuito in cui evolve.

L'acqua emerge come il fluido termovettore ottimale, poiché combina una notevole capacità di asportazione del calore con basse perdite di carico. L'utilizzo della miscela acqua e glicole in percentuali definite (solitamente almeno al 20%) è essenziale per prevenire fenomeni di corrosione e il congelamento dell'acqua.

Per ottenere un elevato effetto magnetocalorico è importante sia la scelta del fluido termovettore sia della frequenza di rotazione del magnete (generalmente 1-2 Hz) per ottenere la massima densità magnetica.

2.3 Ciclo AMR e Geometria AMR

Il rigeneratore magnetico attivo AMR “*active magnetic regenerator*.” è composto da uno scambiatore di calore a matrice porosa la cui fase solida consiste in un materiale magnetocalorico, noto come refrigerante solido. Questo materiale subisce una variazione di entropia magnetica reversibile quando è sottoposto a un campo magnetico variabile. La capacità

di raffreddamento del ciclo è direttamente proporzionale alla massa del refrigerante solido (MCM), alla frequenza di funzionamento, alla portata volumetrica del fluido termovettore e all'efficacia del rigeneratore.

La refrigerazione magnetica può basarsi su uno dei seguenti cicli:

1. Ciclo magnetico di Carnot
2. Ciclo magnetico Brayton
3. Ciclo magnetico Ericsson
4. Ciclo magnetico Sterling

Ciclo magnetico di Carnot: è costituito da quattro trasformazioni, due processi isoentropici/adiabatici e due processi isotermi. In Figura 2.3 (Alahamer et al. 2021) è possibile visualizzare le trasformazioni descritte sul piano S-T. S è espresso in $\left[\frac{J}{kgK}\right]$ e T in [K].

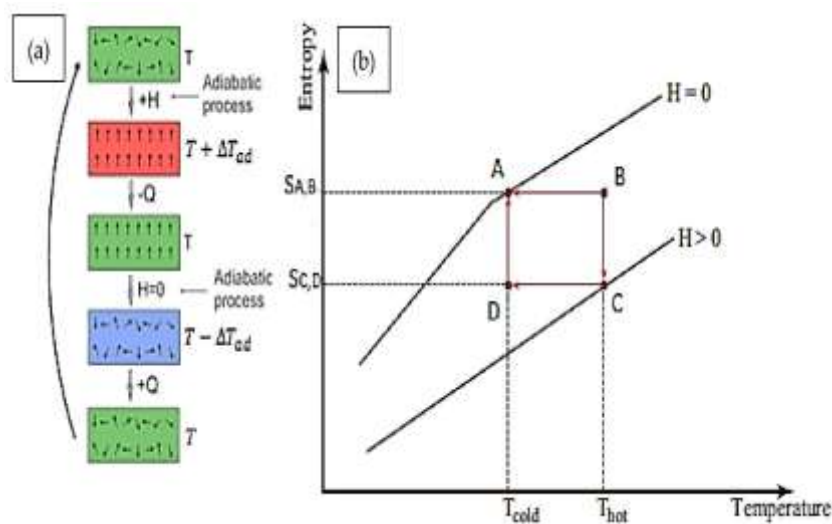


Figura 2. 3 Ciclo magnetico di Carnot (adattata da Alahmer et al. 2021)

1. **Trasformazione adiabatica e isoentropica A-B:** si presenta quando si applica un campo magnetico (+H) a un materiale magnetocalorico dopo che questo è stato posizionato in un'area isolata, permettendo l'allineamento dei dipoli magnetici. Poiché il campo magnetico riduce l'entropia di spin (misura della diversità di configurazioni di spin all'interno di un sistema di particelle con spin, come gli elettroni) del materiale; l'entropia di lattice (si riferisce alla varietà di disposizioni microscopiche degli atomi o molecole in

un reticolo cristallino a una data temperatura) deve aumentare per mantenere costante il valore totale di entropia, comportando un aumento della temperatura adiabatica ($T + \Delta T_{ad}$) da T_{Cold} a T_{Hot} .

2. **Magnetizzazione isoterma B-C:** l'intensità del campo magnetico indotto è incrementata per ottenere la totale magnetizzazione. Il calore prodotto è estratto (Q_{in}) da un liquido o da un gas prima che il materiale magnetocalorico e il fluido siano separati ($H=0$).
3. **Smagnetizzazione adiabatica e isoentropica C-D:** si ottiene riducendo il campo magnetico e riducendo la temperatura adiabatica ($T - \Delta T_{ad}$) da T_{Hot} a T_{Cold} riportando i bipoli a uno stato di disordine.
4. **Smagnetizzazione isoterma D-A:** chiude il ciclo con la completa demagnetizzazione del materiale. Durante questo processo il campo magnetico è mantenuto costante per preservare il campione da un eventuale riscaldamento. Il calore del fluido termovettore è asportato dal refrigerante magnetico.

Il lavoro compiuto dal sistema è pari all'area circoscritta al poligono ABCD e si determina come (2.2):

$$W = -\oint_B^C T ds - \oint_D^A T ds = T_{Hot}(S_B - S_C) - T_{Cold}(S_A - S_D) \quad (2.2)$$

Il calore assorbito durante il processo D-A è pari a (2.3):

$$q_C = \int_D^A T dS = T_{Cold}(S_A - S_D) \quad (2.3)$$

Il COP della macchina si esprime come (2.4):

$$COP = \frac{q_C}{W} = \frac{T_{Cold}(S_A - S_D)}{T_{Hot}(S_B - S_C) - T_{Cold}(S_A - S_D)} \quad (2.4)$$

Poiché $S_A = S_B$ e $S_C = S_D$, il COP può essere espresso come (2.5)

$$COP = \frac{T_{Cold}}{T_{Hot} - T_{Cold}} \quad (2.5)$$

Ciclo magnetico di Brayton: è costituito da due trasformazioni adiabatiche e due trasformazioni a campo magnetico costante ed è rappresentate in Figura 2.4 (Alahmer et al.

2021) sul piano S-T. In questo ciclo T_{Cold} rappresenta la temperatura di sorgente fredda, T_{Hot} la temperatura di sorgente calda. H_0 e H_1 rappresentano il campo magnetico minimo e massimo applicato.

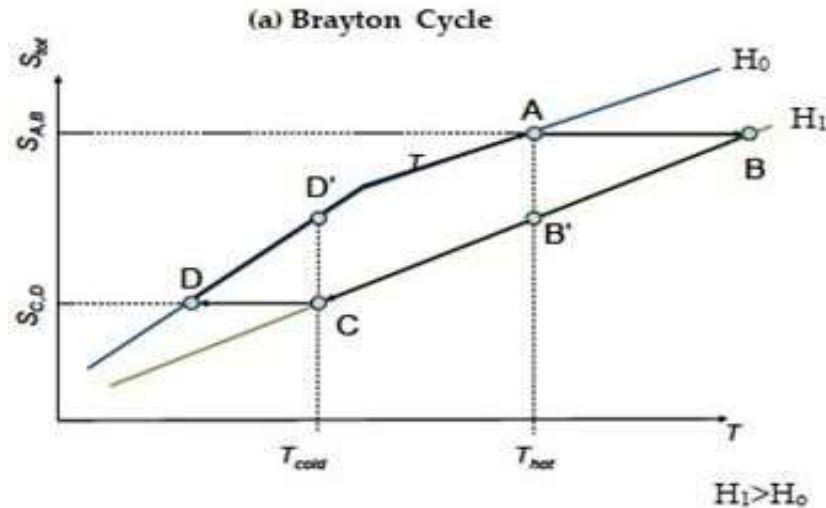


Figura 2. 4 Ciclo magnetico di Brayton (adattata da Alahmer et al.2021)

Sono riportate le seguenti fasi in cui è operativo questo ciclo:

1. **Processo di magnetizzazione adiabatica A-B:** durante il processo isoentropico il materiale magnetico è portato da campo magnetico H_0 al campo magnetico H_1 , incrementando la temperatura del materiale magnetocalorico.
2. **Raffreddamento a campo magnetico costante B-C:** il calore è estratto continuamente a campo magnetico costante.
3. **Smagnetizzazione adiabatica C-D:** durante il processo isoentropico il materiale magnetico è portato da campo magnetico H_1 a campo magnetico H_0 , diminuendo la temperatura del materiale magnetocalorico.
4. **Riscaldamento a campo magnetico costante D-A:** il calore è assorbito da un refrigerante magnetico che fa raffreddare un dispositivo esterno.

Le equazioni che descrivono il processo sono (2.6) (2.7) (2.8) (2.9):

$$q_c = \int_D^A T dS \quad (2.6)$$

$$q_r = \int_B^C T ds \quad (2.7)$$

$$W = -q_r - q_c = -\int_B^C T ds - \int_D^A T ds \quad (2.8)$$

$$COP = \frac{q_c}{W} = \frac{\int_D^A T ds}{-\int_B^C T ds - \int_D^A T ds} \quad (2.9)$$

Ciclo magnetico di Ericsson: è costituito da due trasformazioni isoterme e due trasformazioni a campo magnetico costante, rappresentate in Figura 2.5 (Alahmer et al.2021).

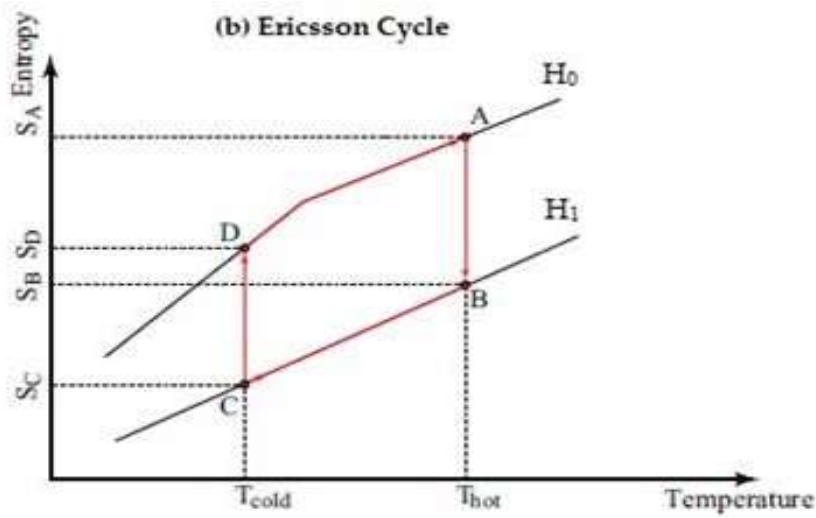


Figura 2.5 Ciclo magnetico di Ericsson (Adattata da Alahmer et al. 2021)

Il ciclo Ericsson è simile al ciclo Brayton: in questo caso la magnetizzazione e la smagnetizzazione avvengono adiabaticamente e non più isotericamente. Le equazioni che descrivono il processo sono (2.10) (2.11) (2.12) (2.13):

$$q_c = \int_C^D T ds = T_{cold}(S_D - S_C) \quad (2.10)$$

$$q_r = \int_A^B T ds = T_{hot}(S_B - S_A) \quad (2.11)$$

$$W = -q_r - q_c = -q_c = T_{hot}(S_A - S_B) - T_{cold}(S_D - S_C) \quad (2.12)$$

$$COP = \frac{q_C}{W} = \frac{T_C(S_D - S_C)}{T_H(S_A - S_B) - T_C(S_D - S_C)} \quad (2.13)$$

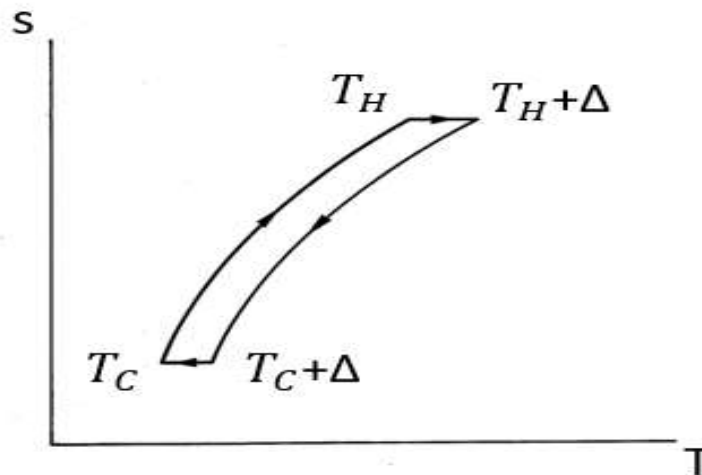


Figura 2. 6 Ciclo magnetico Stirling (adattato da Steyert 1978)

Ciclo magnetico di Stirling: è costituito da due trasformazioni isoentropiche e due trasformazioni a campo magnetico costante ed è rappresentato in Figura 2.6 (Steyert 1978b).

Il materiale magnetocalorico (MCM) sottoposto a un campo magnetico nullo viene prima riscaldato dal fluido termovettore da T_C a T_H ; successivamente, imponendo una variazione di campo magnetico adiabatca, viene portato alla temperatura $T_H + \Delta$. In seguito, il fluido termovettore asporta calore dal materiale magnetocalorico portandolo alla temperatura $T_C + \Delta$ e infine smagnetizzando adiabatcamente il materiale torna alla temperatura T_C .

Il flusso termico energetico equivalente può essere utilizzato per calcolare il lavoro minimo da introdurre nella macchina (2.14):

$$Ex_Q = Q \left(\frac{T_0}{T} - 1 \right) \quad (2.14)$$

Dove Q è il flusso termico proveniente da un serbatoio a una temperatura T , T_0 è la temperatura ambiente e Ex_Q è la frazione di exergia trasferita. Utilizzando questa equazione in un refrigeratore reversibile si ottiene (2.15):

$$EXQ = Q_c \left(\frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \quad (2.15)$$

L'efficienza η è pari a (2.16):

$$\eta = \frac{EXQ}{W} = COP \left(\frac{T_H}{T_C} - 1 \right) \quad (2.16)$$

La potenza exergetica specifica refrigerante è pari a (2.17):

$$\mu = \frac{EXQ}{BV_{MCM}} \quad (2.17)$$

Dove V_{MCM} è il volume totale di refrigerante nella struttura mentre B è il campo magnetico applicato.

Esistono diversi modelli matematici per l'analisi dell'AMR:

- Modelli stato-stazionari: sono modelli molto semplificati che permettono di fare una stima della potenza frigorigena asportata, confrontata al gradiente di temperatura che si ottiene modificando la geometria della macchina
- Modelli tempo-variante: sono modelli più complessi che permettono di definire una descrizione più accurata dell'AMR.

La geometria ideale per il rigeneratore magnetico attivo (AMR) deve soddisfare specifiche requisiti: magnetizzazione e smagnetizzazione uniformi del materiale, un'efficiente trasmissione del calore con il fluido termovettore, perdite di carico minime del fluido che attraversa l'AMR e bassa conduzione assiale. Il coefficiente di scambio termico è strettamente dipendente dalla geometria, dalle proprietà termofisiche del fluido e del solido, nonché dal rapporto di utilizzo, definito come il rapporto tra la portata di fluido e la portata di solido. Particelle solide di dimensioni ridotte consentono una maggiore superficie di scambio termico, generando maggiori perdite di carico a parità di altre geometrie (Kays e London, 1984). Per valutare il coefficiente di scambio termico, viene utilizzato il numero di Colburn, definito come (2.18).

$$j = \frac{Nu}{RePr^{\frac{1}{3}}} \quad (2.18)$$

In questa relazione, Nu rappresenta il numero di Nusselt, Re indica il numero di Reynolds, il quale è definito in base alle proprietà del fluido e alla geometria della macchina, mentre Pr è il numero adimensionale di Pr che tiene conto solo delle proprietà termofisiche del fluido.

Le prestazioni della macchina sono strettamente influenzate dalle perdite di carico, dato che una caduta di pressione maggiore comporta una richiesta energetica elevata da parte della pompa per il pompaggio del fluido.

Shah and Sekulic (Shah RK, et al. 2003) hanno individuato un fattore di attrito f_F valido per macchine con i requisiti sopra citati, definito come (2.19):

$$f_F = \Delta p \frac{d_h}{2\rho u^2 L_r} \quad (2.19)$$

Dove:

- d_h è il diametro idraulico definito come (2.20):

$$d_h = \frac{4V_f}{A_{ht}} = \frac{4\varepsilon}{a_p} \quad (2.20)$$

ε è il volume nocivo; a_p è la superficie di scambio termico

- ρ densità del fluido
- u velocità del fluido
- L_r è la lunghezza del rigeneratore

La porosità del rigeneratore, un parametro geometrico fondamentale, gioca un ruolo determinante nelle prestazioni dell'AMR. Nell'ambito dei refrigeratori magnetici, è importante che il rigeneratore presenti una bassa porosità per consentire una maggiore massa di materiale magnetico.

Si definisce la porosità ε come (2.21):

$$\varepsilon = 1 - \frac{V_p}{V} \quad (2.21)$$

Con V_p volume dei pori e V volume totale del rigeneratore.

Il gradiente di temperatura massimo tra l'ingresso e l'uscita del rigeneratore (ΔT_{span}) è inversamente proporzionale alla sua porosità.

Parametri operativi molto importanti per il ciclo AMR sono:

- La frequenza del ciclo: definita come il numero di cicli operativi compiuti in 1 s. Rowe (Rowe A. 2011) definì una correlazione tra la frequenza di ciclo e la specifica potenza exergetica refrigerante del sistema (2.22):

$$\mu_{ex,sp.} = f \left(\frac{EXQ}{B_0 V_{MCM}} \right) \quad (2.22)$$

Dove f è la frequenza operativa del ciclo termodinamico.

- Fattore di utilizzazione: è il parametro chiave per il design dell'AMR. Il fattore di utilizzazione ϕ (2.23) è definito come il rapporto tra la massa termica del fluido termovettore che lambisce il materiale magnetico e la massa termica del materiale magnetocalorico.

$$\Phi = \frac{m_f c_{p,f} \tau_{flow}}{m_{MCM} c_{p,MCM}} \quad (2.23)$$

Dove $c_{p,MCM}$ è definito come il calore specifico a pressione costante del materiale magnetocalorico a $B = 0$ e $T = T_{cold}$. τ_{flow} è il tempo di passaggio del fluido caldo o del fluido freddo nel rigeneratore

- Scambio termico: un'elevata efficienza di scambio termico è importante nei dispositivi AMR: il fluido termovettore per essere usato dovrebbe possedere un'elevata conducibilità termica per massimizzare lo scambio termico volumetrico, un massimo di calore specifico per minimizzare la portata e una bassa viscosità cinematica e il coefficiente di attrito (Zimm C et al. 1998).
- Temperatura di cessione del calore: questa temperatura influenza notevolmente le prestazioni della macchina refrigerante. Per ottenere un valore ottimo di ΔT_{span} bisogna avere una temperatura di cessione del calore compresa tra 295-300 K.
- Flusso termico freddo (Q_{in}): è il parametro fondamentale per la qualifica della macchina. Diversi studiosi hanno definito un legame tra il ΔT_{span} e il flusso termico freddo (Q_{in})

rappresentato nella seguente Figura 2.7 (Kamram et al. 2020) i valori di flusso termico ottenuti variano in un range di 0-200 W e il ΔT_{span} varia tra 0 e 70 K. I valori più alti di ΔT_{span} vengono ottenuti per flussi termici bassi.

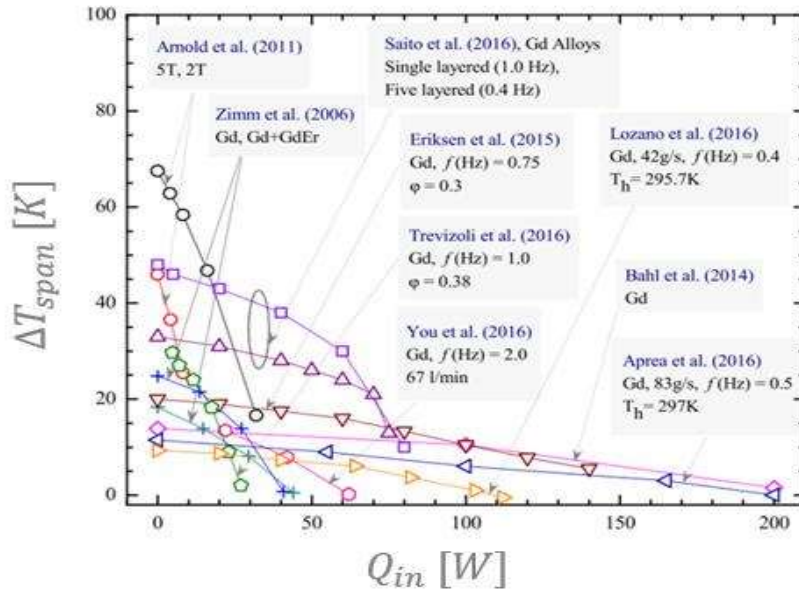


Figura 2. 7 confronto ΔT_{span} e Q_{in} trovati da diversi ricercatori (Adattata da Kamran et al.2020)

- Angolo di fase e sequenza del rigeneratore: in un sistema AMR con due letti fluidi, i profili di campo magnetico e di portata massica sono sincronizzati per mantenere lo stadio di sequenza del ciclo termodinamico. Durante l'attraversamento del fluido il campo magnetico è stazionario. L'angolo di fase tra i due profili può influenzare le prestazioni della macchina

CAPITOLO 3. Progettazione del banco prova

Per comprendere al meglio la progettazione e la scelta dei componenti impiantistici, è stato definito uno schema semplificato del banco prova. Tale schema è rappresentato in Figura 3.1.

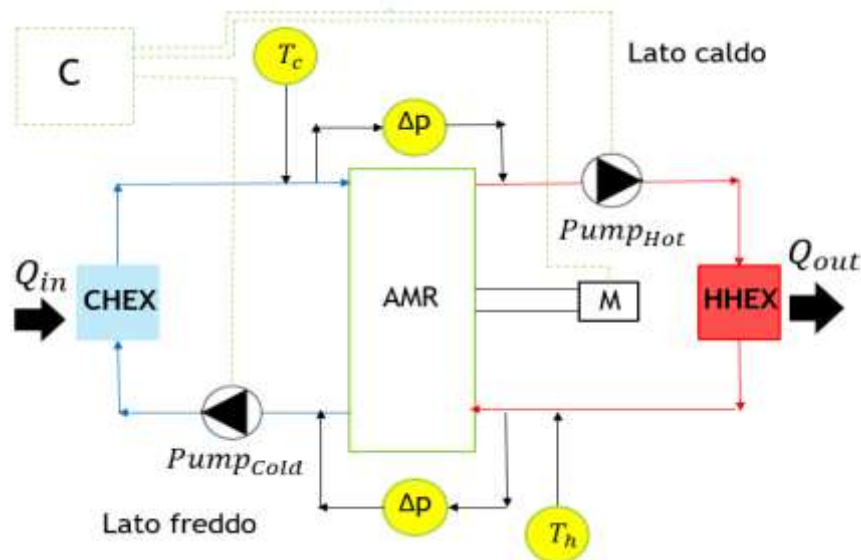


Figura 3. 1 Schema semplificato banco prova

Per la progettazione e la costruzione dello stesso sono fondamentali:

- AMR, cuore del banco prova.
- Un motore elettrico in grado di muovere l'AMR (M).
- Scambiatori di calore lato caldo e lato freddo del circuito (rispettivamente HHEX e CHEX).
- Pompe di circolazione del fluido termovettore (*Pump_{Cold}* e *Pump_{Hot}*).
- Sistemi di misura (Δp e T) e di controllo (C).

Prima di procedere con le sperimentazioni sul prototipo, è stato indispensabile superare le seguenti fasi preparatorie:

- Assemblaggio del prototipo.
- Progettazione e realizzazione del sistema acquisizione per il monitoraggio e controllo.

3.1 Confronto con banchi prova precedenti: Banco prova 2013

Il primo modello di refrigeratore magnetico è stato sviluppato nel 1976 da Brown (Brown 1976). Questo prototipo è stato fondamentale per dimostrare la fattibilità della refrigerazione magnetica.

Basato su un magnete superconduttore capace di generare campi magnetici estremamente elevati, il dispositivo è stato refrigerato con elio liquido. Il principio di funzionamento della macchina è illustrato dal ciclo termodinamico di Stirling (Figura 2.6). Il movimento del materiale magnetocalorico, Gadolinio, era di tipo lineare.

Nella realizzazione del prototipo, sono state impiegate lamelle di Gadolinio spesse 1 mm, scambiatori di calore a piastre acqua-aria, e come fluido termovettore una miscela di acqua e glicole, con una proporzione in volume del 80% - 20%, rispettivamente.

La macchina operava a frequenze molto basse, anche se non sono stati pubblicati i valori delle frequenze di funzionamento. Le prestazioni della macchina, valutate in termini di COP e Q_{in} , erano inizialmente modeste, ma è stata invece raggiunta una notevole differenza di temperatura ΔT_{span} di 80K.

Nel corso degli anni, sono stati realizzati diversi prototipi utilizzando Gadolinio, un materiale ampiamente studiato e performante. Sono state eseguite anche prove con materiali alternativi, come $LaFe_{10.97}Co_{0.78}Si_{1.05}B_{0.2}$, leghe a base di Gd e NiMnGd, LaFeSi, $La_{0.67}Ca_{0.33}Sr_xMnO_3$ ($0 \leq x \leq 0.33$), $LaFe_{11}Co_{0.9}Si_{1.1}$ e Gd, e altre tipologie di leghe, con diverse tipologie di AMR (attivo, passivo, rotativo, lineare) e diversi fluidi termovettori (acqua e glicole, elio, olii e aria), con diverse configurazioni impiantistiche (per esempio presenza o meno dello scambiatore lato freddo) e con diverse frequenze di rotazione (da 0 a 6 Hz generalmente).

Tutti questi prototipi hanno mostrato curve di prestazione diverse, a seconda che le prove fossero condotte a flusso termico imposto o con un gradiente di temperatura imposto. La maggior parte delle prove è stata eseguita adottando la prima modalità, realizzata con l'ausilio di riscaldatori elettrici, e la differenza di temperatura ΔT_{span} è risultata essere una conseguenza di questo approccio.

I parametri prestazionali che vengono analizzati sono il COP, Q_{in} e il ΔT_{span} che si riesce a ottenere. Un parametro molto importante per la regolazione dell'impianto viene identificato nella frequenza di rotazione f e nel parametro operativo ϕ .

Di seguito per confronto con il prototipo realizzato per questa tesi si descriverà un banco prova progettato e realizzato nel 2013 (Tagliafico et al. 2013), mostrato in Figura 3.2, per valutare la fattibilità della refrigerazione magnetica.

Il prototipo costituito da due rigeneratori attivi che lavorano in parallelo. Si è utilizzato Gadolinio sotto forma di lamelle spesse 0,8 mm per un peso complessivo di 0,4 kg.

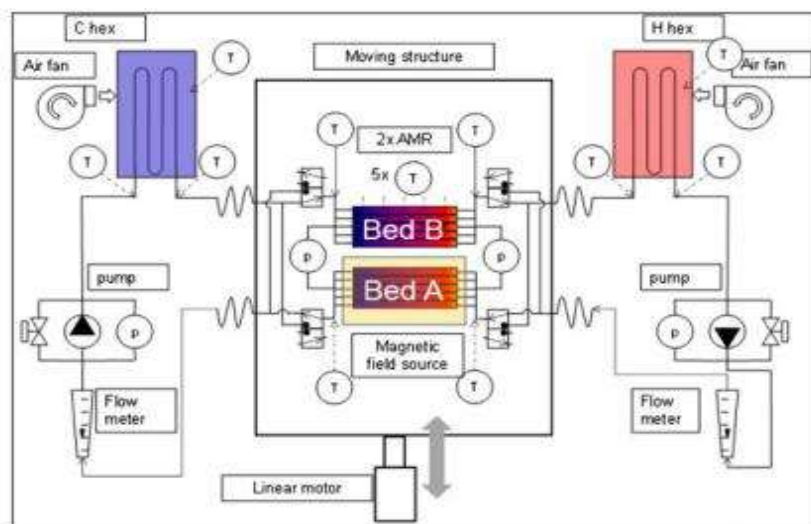


Figura 3. 2 Impianto banco prova realizzato (Tagliafico et al. 2013)

Sulla base del ciclo AMR, il dispositivo segue quattro fasi chiave:

- Magnetizzazione
- Prelievo di calore dalla matrice solida mediante un fluido termovettore
- Smagnetizzazione
- Riscaldamento della matrice solida attraverso un fluido termovettore.

Quanto ai rigeneratori essi sono realizzati con piastre parallele di Gadolinio, capaci di realizzare cicli AMR distinti, attraversando una regione di intenso campo magnetico generato da magneti permanenti disposti a croce, assicurando un campo magnetico massimo di 1,55 T.

Il fluido intermedio viene distribuito in ciascuna tubazione tramite un collettore connesso a elettrovalvole. I rigeneratori sono vincolati a una struttura plastica contenente valvole di inversione e connessioni, meccanicamente collegata a un sistema pneumatico per il movimento lineare.

Il sistema pneumatico è gestito da un timer elettronico, il quale consente la configurazione separata della durata sia del flusso caldo sia del flusso freddo.

Nell'ambito del refrigeratore magnetico proposto, il corretto allineamento tra i due rigeneratori è garantito mediante una disposizione idraulica che sfrutta quattro valvole 3/2 bistabili (valvole con 3 vie, una in entrata e due in uscita, il numero due indica il numero 2 le posizioni stabili che la valvola può assumere, il termine bistabili significa che la valvola può essere mantenuta in ciascuna delle due posizioni stabili senza alimentazione continua), controllate elettricamente. Il circuito esterno ai rigeneratori è progettato per assicurare un flusso unidirezionale del fluido. La conformazione del flusso è studiata per ridurre al minimo il volume morto nella geometria del rigeneratore, rispettando i vincoli imposti dalla struttura magnetica. Il volume morto totale è localizzato tra le due valvole a tre vie su ciascun lato del sistema. Le valvole bistabili vengono attivate da un dispositivo elettronico che reagisce al segnale proveniente da un sensore fotoelettrico, saldamente ancorato alla struttura che ospita i rigeneratori. La sua posizione è regolabile per modificare la sincronizzazione tra la variazione del campo magnetico e l'inversione della direzione del fluido.

Le elettrovalvole sono collegate alla parte statica del circuito mediante tubi flessibili. Le sezioni calda e fredda del sistema frigorifero sono realizzate tramite l'implementazione di due circuiti simmetrici. Ciascun circuito è dotato di un trasduttore di portata massica, una pompa volumetrica a velocità variabile e un serbatoio di fluido, fornendo un'inerzia supplementare al sistema. Il coordinamento delle due pompe a velocità variabile, controllato da un software dedicato, gestisce un sistema di distribuzione del fluido composto da quattro valvole a tre vie e quattro canali di inversione.

Il letto rigenerativo è composto da due parti, ciascuna formata da cinque tubi paralleli in fibra di carbonio, sistemati all'interno di una struttura statica contenente magneti permanenti. Questa

struttura è connessa a un'unità motore lineare, integrata in una solida struttura in ABS che ospita sia il sistema di distribuzione sia i rigeneratori. La posizione del motore e della valvola è accuratamente gestita e sincronizzata attraverso il software di controllo, con l'obiettivo di ottenere la portata massica desiderata e di controllare le funzioni temporali del campo magnetico applicato.

Il sistema di controllo del movimento è stato progettato per consentire ai rigeneratori di entrare, rimanere stabilmente, e uscire dal campo magnetico, seguendo una temporizzazione prestabilita. Inoltre, la durata operativa può essere variata per permettere un adattamento delle condizioni operative e un'ulteriore ottimizzazione. Due termocoppie monitorano la temperatura del fluido all'ingresso e all'uscita dello scambiatore di calore. Si possono facilmente realizzare diverse condizioni di funzionamento, tutte incentrate intorno alla temperatura ambiente, come riportato in (Tagliafico G. 2011): “*free run*” con inerzia minima, cioè con il bypass sia del serbatoio caldo che di quello freddo; “*free run*” con inerzie simmetriche, cioè con il serbatoio collegato al circuito; corsa asimmetrica con il serbatoio caldo o freddo bypassato.

In Figura 3.3 è mostrato il banco prova completamente assemblato. Si possono osservare l'azionamento pneumatico, le pompe a velocità variabile e il flussometro. Le tubazioni, realizzate con tubi flessibili in plastica di 4 mm di diametro, sono dotate di connessioni specifiche per applicazioni pneumatiche. Le due pompe a velocità variabile, insieme ai trasduttori di by-pass e di pressione differenziale, sono sistemate sotto il flussometro. Visibili sono anche i due scambiatori di calore a piastre, insieme alla struttura magnetica e al supporto del rigeneratore.

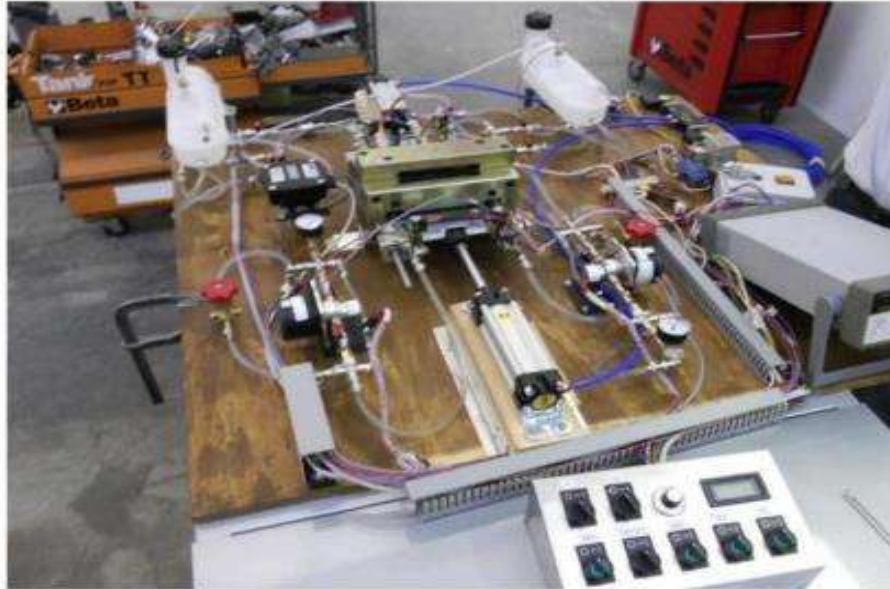


Figura 3. 3 Prototipo assemblato (Tagliafico et al. 2013)

Gli scambiatori di calore a piastre, indicati come CHEX e HHEX nella Figura 3.2, sono realizzati in acciaio inox e sono equipaggiati con ventilatori per regolare lo scambio termico modificando la velocità dell'aria che attraversa il fluido termovettore.

Il banco prova è dotato di strumenti di misura e di sistemi di acquisizione e controllo dati. Le misure si concentrano principalmente sulle prestazioni generali del dispositivo, includendo l'apporto di calore dalla sorgente fredda e la cessione di calore alla sorgente calda, misurate attraverso la temperatura del fluido e la portata massica (applicando l'equazione di bilancio energetico al fluido). La potenza totale in ingresso al sistema è monitorata attraverso le misure dell'energia assorbita dalle pompe, valvole e motore lineare.

Due dei tubi del rigeneratore sono strumentati con cinque termocoppie lungo il percorso del fluido per misurare l'evoluzione del profilo di temperatura all'interno del rigeneratore.

Il sistema di acquisizione e controllo dati utilizzato per acquisire tutti i segnali dello strumento è della National Instruments modello NI-cDAQ9172 commerciale, con connessione USB 2.0 al PC. Il rack è dotato di otto diversi moduli per l'ingresso e l'uscita dei diversi segnali. I moduli per le diverse venti termocoppie tipo E (chromel-costantana precisione entro 0,2 K) sono cinque: c'è un modulo per i segnali di ingresso della cella di carico e del sensore di posizione,

uno per il modulo ad alta velocità di ingresso/uscita che controlla le due pompe a velocità variabile e un modulo di ingresso analogico per i sensori di flusso e i trasduttori differenziali di pressione.

I segnali di tensione e corrente imposti dalle pompe, dal motore lineare e dalle valvole a tre vie venivano acquisiti per calcolare il consumo energetico globale. Il software di acquisizione e controllo utilizzato è LabView.

La Figura 3.4 mostra un'immagine della geometria del rigeneratore. I due generatori sono composti da piastre parallele di Gadolinio posizionate in una struttura che permette una chiara visualizzazione del rigeneratore al suo interno. La tenuta è garantita dalla sigillatura da una opportuna guarnizione.

In Tab. 3.1 è riportata una tabella riassuntiva (Tagliafico et al. 2013) delle caratteristiche della macchina costruita.



Figura 3. 4 Foto rigeneratore (Tagliafico et al. 2013)

Tabella 3. 1 Tabella riassuntiva delle caratteristiche della macchina (Tagliafico et al. 2013)

Thecnical data of the magnetic refrigerator device

Process	
Thermodynamic cycle	AMR
Magnet-active material relative motion	Linear, reciprocating
Active material	Commercial gadolinium plates
Intermediate fluid	Water-ethanol 50%
Fluid flow rate operating range	5-20 g s ⁻¹ (0.3÷1.21 min ⁻¹)
Frequency operating range	≤ ¼ Hz
Utilization factor range	0.5÷3
Regenerator	
Numbers of regenerator	2
Regenerator size (each)	50x8x100 mm ³
Plate thickness	0.8 mm
Measured void fraction	0.38
Gadolinium mass	2x194 g
Magnet	
Type of structure	Cross type
Permanent magnets	NdFeB, N50
Magnetic circuit	High saturation steel
Magnet mass	5 kg
Magnetic structure mass	35 kg
Magnetic gap	13 mm
Maximum magnetic field	1.55 T (in air)
Minimum magnetic field	< 0.002 T
Max spatial magnetic field variation	1.2 T cm ⁻¹

Parallelamente alla realizzazione del prototipo e conduzione delle prove è stato predisposto un modello numerico. In Figura 3.5 sono rappresentate le prestazioni ottenute con la simulazione numerica della macchina frigorigena per tre frequenze operative differenti: 1/4, 1/8 e 1/16 Hz.

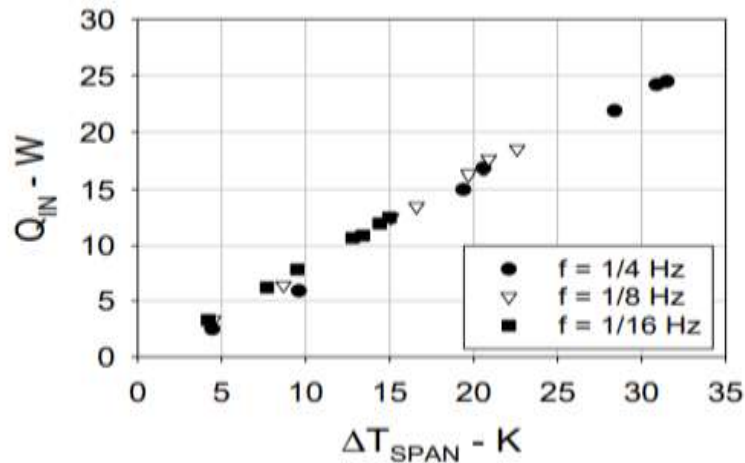


Figura 3. 5 Q_{in} vs. ΔT_{span} modello numerico generato per valutare il funzionamento della macchina (Tagliafico et al. 2013)

Dai i dati riportati nella Fig.3.5 è possibile osservare che il campo di ΔT_{span} ottenuto sia lo stesso rispetto a quello che è ottenibile con il prototipo sviluppato in questa tesi attuale e che il Q_{in} teorico che poteva essere raggiunto è un ordine di grandezza inferiore rispetto a quello ottenuto con MAGROT (codice numerico alle differenze finite progettato in una delle sezioni del TEC per il progetto REF MAG,) quindi che era possibile lavorare soltanto in condizioni di free running e ottenere un ΔT_{span} effettivo di 5 K e potenze refrigeranti effettive molto basse.

3.2 Nuovo banco prova

Partendo dal vecchio banco prova, il nuovo prototipo adotta un approccio rotativo, quindi a moto rotazionale e non più lineare, con due circuiti per lato, come illustrato nella Figura 3.1, a differenza del prototipo precedente che era lineare con un solo circuito per lato. Il campo magnetico massimo richiesto dal nuovo prototipo è di circa 1 T, mentre il prototipo precedente richiedeva un campo magnetico massimo di 1,55 T, con una significativa riduzione che avvantaggia questo prototipo.

Particolare attenzione è stata posta nella scelta e dimensionamento degli scambiatori di calore. Questo nuovo prototipo sostituisce il fluido secondario utilizzando un sistema liquido-liquido anziché aria-liquido. La scelta di scambiatori liquido-liquido ha permesso di ridurre la superficie di scambio termico così come la possibilità di controllare, mediante bagni termostatici, la temperatura. Inoltre, il controllo della regolazione dello scambio termico è

possibile mediante la presenza di valvole a tre vie regolabili per il bypass, al fine di variare le diverse condizioni operative, diversamente di quanto veniva quasi empiricamente fatto nel prototipo precedente dove si utilizzava un ventilatore per variare la velocità dell'aria e il coefficiente di scambio termico.

Un'altra significativa differenza tra il vecchio e il nuovo prototipo è la massa di Gadolinio che è aumentata da 0,4 kg a 2,41 kg, andando quindi ad impattare su quello che è il fattore di utilizzazione.

Infine, il nuovo banco prova consente di testare diverse condizioni operative, tra cui:

- Temperatura impostata.
- Portata di fluido termovettore variabile.
- Variazione del coefficiente globale di scambio termico (U) degli scambiatori di calore.
- Variazione della frequenza di rotazione AMR.

3.3 Scopo funzionale

Per valutare le prestazioni del refrigeratore magnetico REFMAG, che fa uso del rigeneratore AMR rotazionale a quattro zone, è stato progettato e costruito un nuovo banco prova. Questo banco prova è in grado di testare il prototipo REFMAG in due condizioni operative (spiegate nel dettaglio nel capitolo seguente) distinte: la modalità con *span di temperatura impostata* (ΔT_{span} imposto) e *la modalità free running*.

La Figura 3.6 presenta il layout del prototipo sia dal punto di vista termico e sia idrodinamico.

Le caratteristiche dei diversi componenti sono state scelte sulla base dei risultati delle numerose simulazioni condotte dai docenti DIME-TEC. Lo studio preliminare condotto ha permesso di definire le caratteristiche ottimali dei componenti, nonché la progettazione dei circuiti secondari più adatta alla simulazione delle condizioni operative maggiormente vicine al reale funzionamento all'interno di un impianto refrigerante.

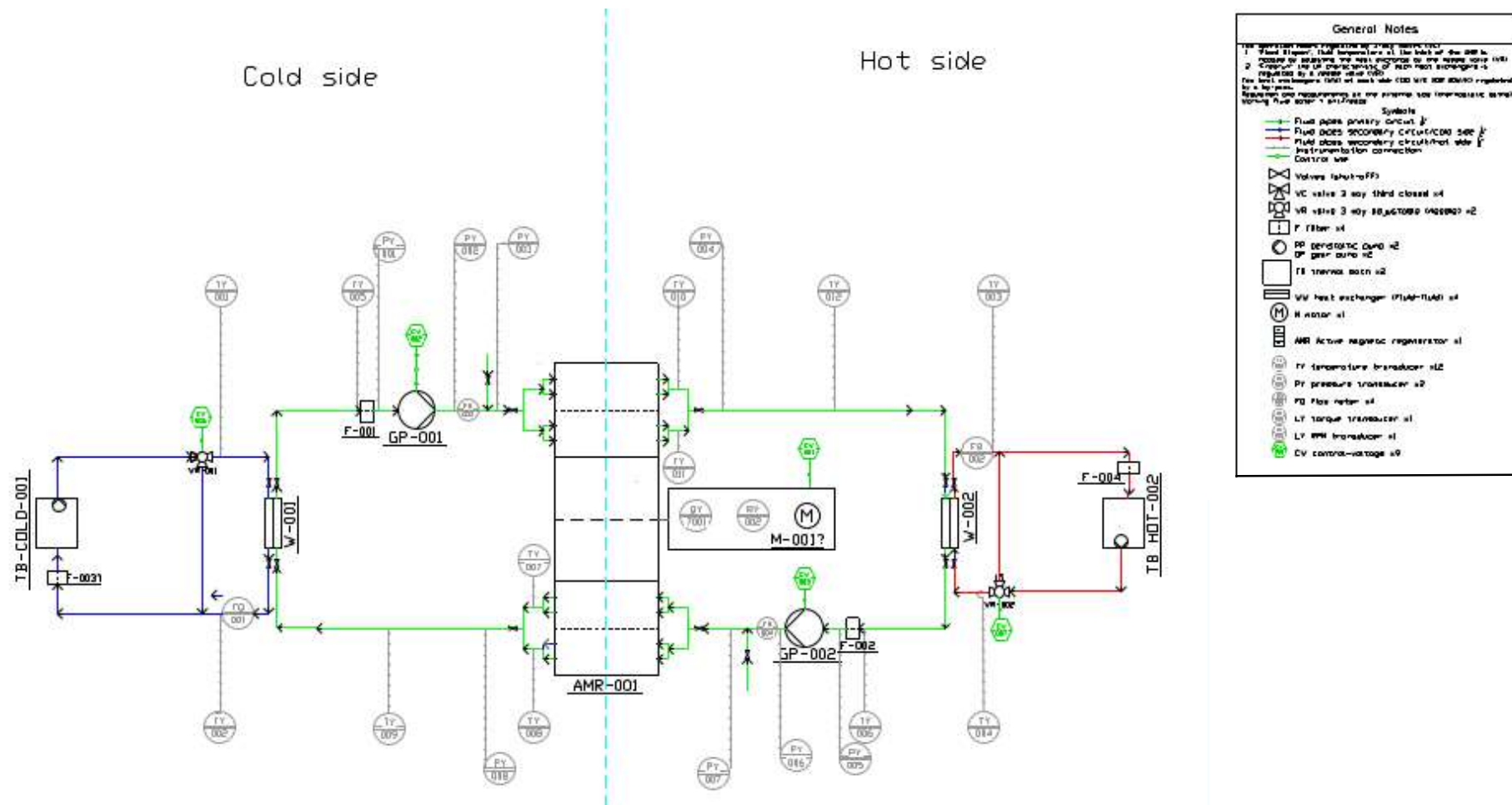


Figura 3. 6 Schema del banco di prova utilizzato per la validazione sperimentale delle prestazioni del dispositivo

3.4 Condizioni operative

I. Modalità “span” di temperatura imposto:

Questa modalità operativa prevede di imporre la temperatura del fluido primario all'ingresso del rigeneratore (TY-005 e TY-006), si configura un sistema di controllo che utilizza gli scambiatori per regolare l'apertura della valvola a tre vie del bypass, garantendo così la temperatura desiderata sui lati del rigeneratore (TY005 e TY006). Così facendo si potrà ottenere le curve caratteristiche di rendimento del rigeneratore (Q_{in} vs. ΔT_{span} ; COP vs. ΔT_{span} ; efficienza vs. ΔT_{span}) imponendo la differenza di temperatura all'ingresso dei letti attivi del rigeneratore o $\Delta T_{span} = T_h - T_c$.

II. Modalità free running:

In questa modalità operativa, la temperatura di ingresso al rigeneratore (TY-005 e TY-006) non è soggetta a controllo diretto. Invece, la temperatura è impostata tramite i bagni termostatici (TB-HOT e TB-COLD), che possono essere regolati come temperatura ambiente di riferimento per entrambi, ad esempio, a $T_m = 21$ °C (Modalità II.A con UA variabile). Un'alternativa consiste nell'impostare la temperatura dei bagni termostatici rispettivamente come temperatura di cella e temperatura ambiente esterno, ad esempio, $T_c = 5$ °C e $T_h = 32$ °C (Modalità II.B con Temperatura esterna imposta). Affinché il circuito rimanga chiuso, è necessario mantenere uguali le portate FQ-3 e FQ-4.

II.A Modo frigo - U variabile: Cambiando il coefficiente di scambio equivalente U degli scambiatori W (con il bypass regolabile VR-001 e VR-002) si può simulare il comportamento di un frigorifero domestico reale. Per ottenere questo risultato bisogna imporre valori di U molto bassi sul lato freddo (W-001) e valori ragionevolmente alti sul lato caldo (W-002). In questa modalità si misurano le curve caratteristiche (Q_{in} vs. ΔT_{span}) al variare del grado di isolamento simulato, variando la portata nello scambiatore lato circuito secondario.

II.B Temperatura esterna imposta: in questo modo operativo si possono verificare le potenzialità della capacità refrigerante del frigorifero al variare della temperatura media di lavoro e del salto di temperatura imposto caldo-freddo (ΔT_{span} esterno). Le portate del circuito secondario possono essere eventualmente cambiate per consentire la misura del cambio di

temperatura attraverso lo scambiatore (TY-001; TY-002) e (TY-003; TY-004). Al variare della temperatura media, per esempio $T_m=(T_h+T_c)/2$.

3.5 Descrizione generale dei componenti

3.5.1 Bagni termici- sorgente calda e sorgente fredda

Le due modalità operative richiedono l'uso di una sorgente calda e una fredda (rappresentate nella Figura 3. come bagni termici TB-COLD-001 e TB-HOT-002), le quali operano nel range di temperatura compreso tra 0°C e 50°C. Durante la modalità operativa I (ΔT_{span} imposto), i fluidi primari vengono forniti direttamente dai suddetti bagni termici. Al contrario, nella modalità operativa II (free running), avviene lo scambio termico del circuito primario con il fluido secondario attraverso gli scambiatori (W) posizionati su entrambi i lati del banco prova (lato caldo e lato freddo). Il fluido secondario su ciascuno scambiatore proviene da un bagno termostatico con temperatura impostata. Di conseguenza, è essenziale che i bagni termici siano in grado di regolare con precisione la propria temperatura. È importante notare che il bagno TB-COLD-001 è dotato di una testa termostatica riscaldante con potenza massima di 1500 W (HAAKE DC3), mentre il bagno TB-HOT-002 è costituito da una testa riscaldante da 1000 W e da un gruppo frigo (HAAKE F3-K, 150 W), in Figura 3.7 sono riportate le immagini dei due bagni termici usati in questo prototipo.



Figura 3. 7 A destra TB-COLD001, a sinistra TB-HOT-002

3.5.2 Sistema di pompaggio

Come si può osservare dallo schema riportato in Figura 3.6, il banco prova è suddiviso in un circuito primario (rappresentato dalla tubazione verde), che include il rigeneratore AMR-001,

e in due circuiti secondari (indicati dalle tubazioni blu per il lato freddo e rosse per il lato caldo), attraverso i quali scorrono i fluidi provenienti dai due bagni termostatici. Questi fluidi, tramite i rispettivi scambiatori di calore, interagiscono con il circuito primario tramite gli scambiatori W. Ciascun circuito, sia primario che secondario, è dotato del proprio sistema di pompaggio.

Nella modalità free running, il circuito primario utilizza le pompe GP-001 e GP-002, mentre il circuito secondario sul lato freddo è gestito dalla pompa GP-003 e quello sul lato caldo dalla pompa GP-004.

Entrambi il circuito primario e i circuiti secondari (rappresentati esternamente e distinti dai colori rosso per il lato caldo e blu per il lato freddo) sono equipaggiati con pompe a ingranaggi, identificate come GP-001 e GP-002 per il circuito primario e per quanto riguarda il circuito secondario, si fa affidamento alle pompe già presenti all'interno dei bagni termostatici.

La scelta di adottare pompe a ingranaggi per entrambi i circuiti è stata determinata da considerazioni di costo e di stabilità della portata: si è ipotizzato che il calore generato dalle pompe possa comportare un aumento, seppur minimo, della temperatura del fluido nel circuito, ma tale incremento è compensato dal sistema. La regolazione delle pompe avviene tramite un motore brushless, il quale consente di variare il numero di giri delle pompe per ottenere le portate desiderate.

3.5.3 Caratteristiche delle pompe

Le caratteristiche delle pompe del circuito primario PP sono state calcolate utilizzando il simulatore MAGROT, le pompe del circuito primario sono scelte per assicurare la circolazione attraverso la matrice porosa del rigeneratore (quindi attrito alto) e invece quelle del circuito esterno possono essere circolatori semplici, per lo quale si utilizzano quelli già presenti sui bagni. La tabella 3.2 presenta valori da considerare nella scelta delle pompe: questi sono stati calcolati a una temperatura media di 21°C.

La tabella 3.2 presenta valori da considerare nella scelta delle pompe: questi sono stati calcolati a una temperatura media di 21°C.

Tabella 3.2 Estimati delle prestazioni delle pompe.

Pompa	Fluido	Portata	Caduta pressione	Potenza
GP-001 e GP-002	Acqua + glicole	15 L/min	2.7 bar	73 W

3.5.4 Regolazione dello scambio termico

Sono stati scelti scambiatori di calore a piastre (Figura 3.8) che permettono di ottenere un design molto compatto, un'estrema facilità di pulizia e di evitare la miscelazione dei fluidi che scambiano calore. Per la scelta dello scambiatore a catalogo è necessario conoscere l'efficienza globale di scambio termico UA, con la quale, imponendo il gradiente di temperatura, differente per le varie case produttrici, è possibile determinare la potenza di scambio termico dello scambiatore ed effettuare la scelta più idonea.



Figura 3. 8 Scambiatore di calore a piastre

La regolazione dello scambio termico si ottiene attraverso un bypass che varia la portata del fluido secondario che circola nello scambiatore. Il bypass cambia la caratteristica effettiva del prodotto tra il coefficiente globale di scambio termico dello scambiatore e l'area di scambio termico UA. La Figura 3.9 mostra che, variando i parametri operativi della macchina, frequenza e portata (f e ϕ), non è possibile regolare lo scambio termico e avere prestazioni ottimali. La Figura 3.10 presenta la media del coefficiente globale di scambio termico $UA_m=(UA_c+UA_h)/2$ necessario per stabilire un ΔT_{span} desiderato. La Figura 3.12 presenta il bypass calcolato per regolare uno scambiatore con $UA_0=150$ W/K. Dalla figura si vede che il valore del bypass è alto; pertanto, si pensa all'utilizzo di due scambiatori per ogni lato del circuito, uno con la caratteristica $UA_0=150$ W/K per essere utilizzato col ΔT_{span} da 5 °C a 10 °C e uno con $UA_0=30$ W/K per regolare tra 10 °C e 35 °C.

Supponendo di avere a disposizione scambiatori idonei a ottenere la prestazione ottima a $\Delta T_{span} = 15$ °C, con tali scambiatori non si potrà regolare la prestazione del sistema a piacimento. Infatti, variando sia la portata (ϕ) che la frequenza (f), ci si sposta sulla curva subottimale indicata (una specie di parabola inclinata). Vedere Figura 3.9.

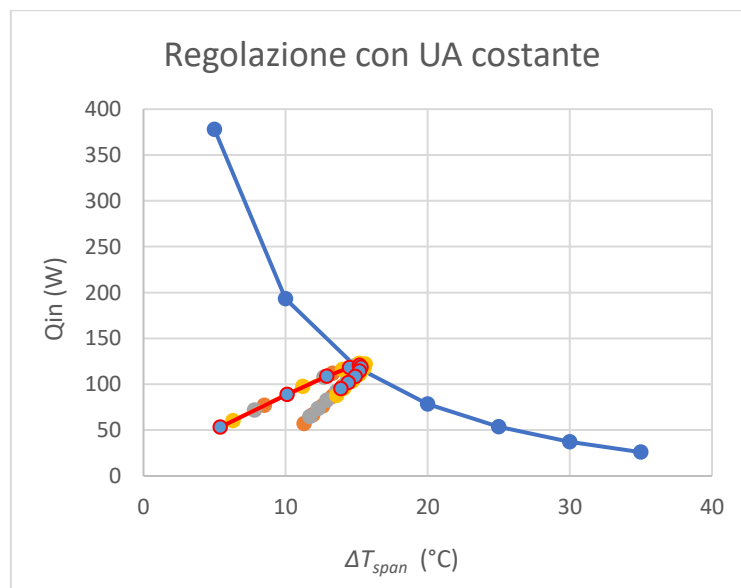


Figura 3. 9 Curva di prestazioni ottimali (blu) del AMR-001 e curva subottimale (rossa) per

$$\Delta T_{span} = 15 \text{ °C}$$

La Figura 3.10 mostra i valori di UA degli scambiatori di calore lato caldo e lato freddo per ottenere la curva ottimale di funzionamento della macchina per ogni valore di ΔT_{span} desiderato.

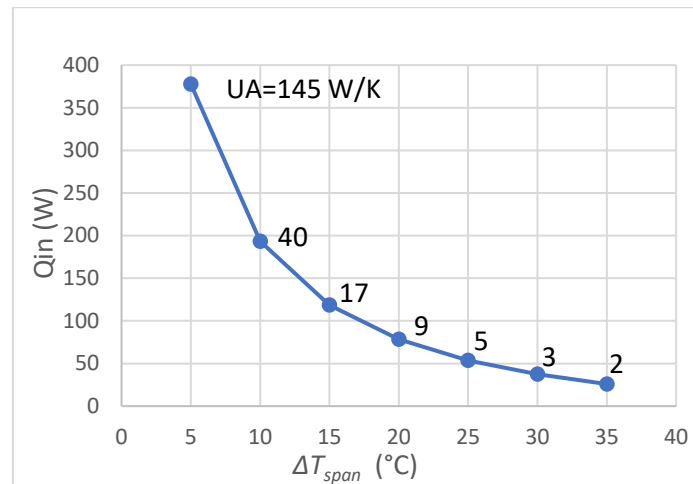


Figura 3. 10 Indicazione del valore UA per avere i diversi punti della curva di prestazioni ottimali

La medesima curva si può ottenere con scambiatori $UA_0 = 145$ W/K e un sistema di bypass. Supponiamo di realizzare gli scambiatori (lato caldo e lato freddo) uguali e con valore di UA pari a UA_0 in grado di smaltire la massima potenza termica, per esempio quella per

$\Delta T_{span} = 5$ °C. Per ottenere i punti a ΔT_{span} più grande della caratteristica Q_{in} vs. ΔT_{span} occorrerebbe sostituire gli scambiatori con elementi a UA minore. Invece, si inseriscono due bypass (VR-001 e VR-002) e si cerca di ottenere 2 scambiatori equivalenti a quelli desiderati.

L'introduzione di un bypass peggiora le caratteristiche di uno scambiatore in quanto parte della portata non scambia più con "l'esterno". Considerando per esempio il lato freddo, dovrà essere:

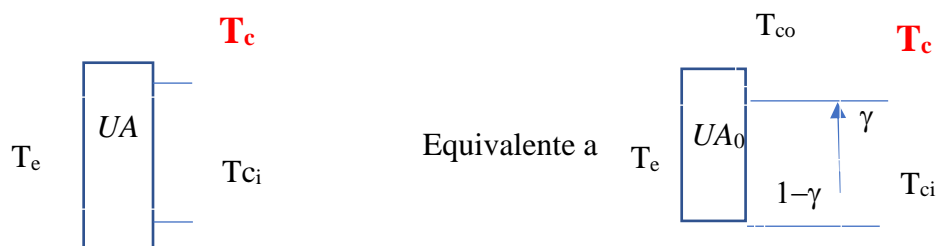


Figura 3. 11 Sistema di bypass per controllare lo scambio termico.

Non dovrebbe essere necessario dimensionare gli scambiatori per $\Delta T_{span}=5\text{ }^{\circ}\text{C}$, trattandosi di una condizione operativa di scarsa utilità. In ogni caso, come riportato nella Figura 3.12, i valori da assegnare al bypass sono piuttosto alti: per passare a $\Delta T_{span}=10\text{ }^{\circ}\text{C}$ bisogna bypassare il 90% della portata.

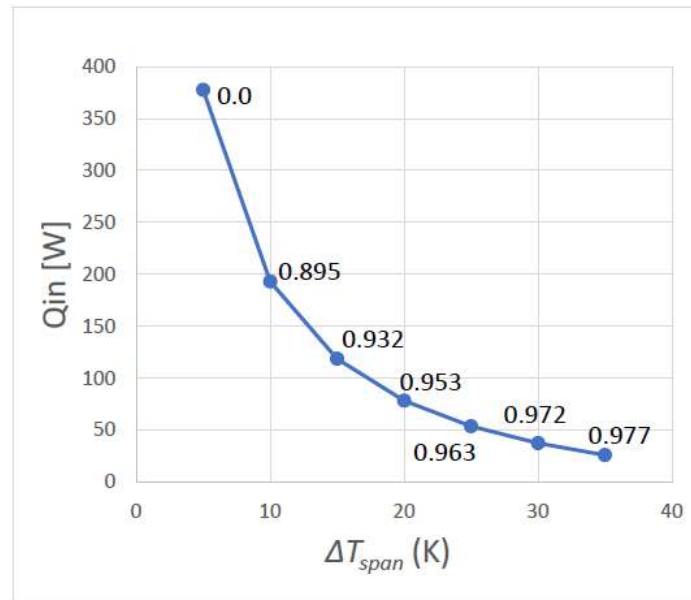


Figura 3. 12 Valori di bypass stimato per avere la caratteristica UA desiderata utilizzando $UA_0=150$ W/K.

3.5.5 Lista componenti impiantistici

Segue la lista dei componenti per l'impianto banco prova (Tabella 3.3).

Tabella 3.3 Lista componenti banco prova

Tipo	Ref.	Descrizione	Quantità	Tipologia	Controllo	Sensoristica (per singolo pz)	Sicurezza	Note	Fornitore	Modello
AMR	AMR-001	AMR	1	Rotazionale (magneti fissi), 4 letti porosi (lamelle) 8 ingressi 8 uscite di fluido	-	PY-003, PY-004, TY-007, TY-008, TY-010, TY-011	Erosione, corrosione, depositi	Circuito del fluido primario	OMS	REFMAG
Termico	W-001;	HEX scambiatore di calore	1	Scambiatore acqua/ acqua-glicole UA=150 W/K: 750 W ($\Delta T = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Manuale (chiusura)	TY-001, TY-002, TY-003, TY-004; DP	-	W001 XOR W002, W003 XOR W005	ALFA LAVAL	Custom
	W-002	HEX scambiatori di calore PICCOLI	1	Scambiatore Acqua/ acqua-glicole UA=30 W/K: 150 W ($\Delta T = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$)	Manuale (chiusura)	TY-005, TY-006, TY-009, TY-012; DP	-	W001 XOR W002, W003 XOR W004	ALFA LAVAL	Custom
	TB-COLD-001	Bagno termostatico (COLD)	1	Temperatura variabile, riscaldamento	VC-008 (temperatura)	DT; DP	-	Deve cedere il calore al fluido di lavoro (Q_{in})	Unige	HAAKE DC3
	TB-HOT-002	Bagno termostatico (HOT)	1	Temperatura variabile, gruppo frigo	VC-009 (temperatura)	DT; DP	-	Deve prendere il calore dall' AMR (Q_{out}),	Unige	HAAKE F3K
Meccanico	M-001	Motore elettrico brushless	1	24 VDC, campi velocità 0-180 giri/min (con misuratore di torque), potenza 750 W, coppia 16 Nm	VC-001 (frequenza di rotazione)	Torque (QY-7001), f(RY-002), VR-001	-	Fino a 20 Nm, 0.1: 2.6 Hz, diretto sull'asse meccanico del AMR	ABB	ABB
	-	Motore elettrico brushless	4	Potenza 0,2kW	VC-002 VC-003 VC-004 VC-005 (frequenza di rotazione)	f (RY-003, RY-004, RY-005, RY-006)	-	0.1-2.6 Hz	ABB	ABB
Idraulico	GP-001; GP-002	Pompa a ingranaggi portata regolabile	2	Acqua/acqua-glicole 72 W, 20 L/min	VC-002, VC-003 (portata)	DP; portata; Tout	-	Circuito primario, il numero di giri si utilizza per calcolare la portata	Mazzocchi	GPH2-12

Tipo	Ref.	Descrizione	Quantità	Tipologia	Controllo	Sensoristica (per singolo pz)	Sicurezza	Note	Fornitore	Modello
	-	Valvola di chiusura	12	Solenoide	Manuale (chiusura)	-	-	Smontaggio del AMR Logica XOR tra gli scambiatori grandi e piccoli	-	-
	F-001; F-002; F-003; F-004	Filtro liquido	4	Per pompe	-	-	Range - 2°C: 50°C	Posizionati dove non interferiscono con le misure	keyence	Einhell 4173851
	VR-001; VR-002	Valvola a tre vie regolabile by-pass	2	Valvola a spillo	VC-006, VC-007	-	-	Regolato con un motore passo-passo	CALEFFI	-
		Vaso di espansione	2	Da definire	-	-	-	Prevenzione di overshooting della pressione	CALEFFI	-
	-	Tubazione	0	1/2", flessibile	-	-	-	Pezzi acciaio inox di circa 20cm per FQ-001, FQ-002, FQ-003, FQ-004	Custom	Custom
Sensoristica	TY	Trasduttore di temperatura RTD	12	PT1000 paired oppure PT100 a tre fili <i>Acqua/ acqua-glicole</i>	-	-	-	Utilizzare RTD pari a minima incertezza nella misura differenziale Scelta PT100 o PT1000 valutata con compatibilità sistema acquisizione	-	-
	TY	Trasduttore di temperatura RTD	1	PT1000 paired oppure PT100 a tre fili	-	-	-	Per misurare temperatura ambiente, Scelta PT100 o PT1000 valutata con compatibilità sistema acquisizione	-	-

Tipo	Ref.	Descrizione	Quantità	Tipologia	Controllo	Sensoristica (per singolo pz)	Sicurezza	Note	Fornitore	Modello	
	PY	Misuratore differenziale di pressione	4	Acqua/ acqua-glicole	-	-	-	Caduta di pressione delle pompe GP-001-GP-002, e attraverso l'AMR	Carel	-	
	FQ	Misuratore di portata Mass flow rate meter	4	Acqua/ acqua-glicole, misuratore a ultrasuoni	-	-	-	Reversibile	KEYENCE	-	
	QY	Misuratore di torque	1	Integrato al motore M-001	-	-	-	Se il motore fosse dotato di freno si potrebbe utilizzare il refrigeratore in modo inverso (motore) e misurare l'uscita di lavoro meccanico attraverso l'asse	ABB	-	
	RY	Misuratore di velocità di rotazione	1	Integrato al motore M-001	-	-	-	Il motore deve lavorare a frequenze di rotazione tra 0.1 e 2.6Hz (6:156 rpm)	ABB	-	
	-	DAQ	Acquisizione e controllo di diversi moduli	1		-	-	-	Numero minimo di canali ingresso / uscita (I/O): 20/9	DA-TEXEL	80 Series
	DAQ	-	Modulo di temperatura RTD	1	Lettura di 12 RTD PT 1000 4wires, massimo sample rate (fast)	-	-	-		DA-TEXEL	80 Series
-		Modulo di lettura delle tensioni analogico	1	Lettura di 10 tensioni provenienti di sensori PY, FQ, QY, RY +/-10V	-	-	-		DA-TEXEL	80 Series	
-		Modulo output I/V	1	Uscita di almeno 9 segnali di controllo analogici	-	-	-		DA-TEXEL	80 Series	

Tipo	Ref.	Descrizione	Quantità	Tipologia	Controllo	Sensoristica (per singolo pz)	Sicurezza	Note	Fornitore	Modello
	-	Chassis	1	Protocollo MODBUS TCP/IP		-	-	Capacità di collegare i moduli sensori con il PC ()	DA- TEXEL	80 Series
DAQ soft- ware	-	LabView	1	Compatibile con modbus & TCP/IP	-	-	-		NI	LV2021
PC	-	PC	1	Windows, soporte TCP/IP	-	-	-	Compatibile con LabView (Win- dows), porta per TCP/IP (ethernet)	-	-
DISEGNO V1.7.2										

3.6 Acquisizione dei dati di controllo

Lo scopo di questo Sistema è permettere di collegare il PC al banco prova per:

- acquisire i dati durante i vari cicli operativi dell'AMR e fare un primo passo sul post-processing.
- generare i diversi segnali di controllo per definire le condizioni di lavoro del rigeneratore (ΔT_{span} , f , $\dot{m}_f(\phi)$, T_m).

L'acquisizione dei dati deve prendere in considerazione che:

- Le temperature devono essere acquisite durante ogni ciclo per determinare il calore totale scambiato a ogni lato del rigeneratore AMR-001, pertanto si deve conoscere anche il valore di portata in ogni circuito.
- Alcune differenze di temperatura possono essere minori di 1°C, pertanto la misura deve essere accurata e precisa.
- Si deve determinare la convergenza a uno stato stazionario.

Oltre alla misura della temperatura si devono acquisire i segnali di misura della condizione di lavoro (ΔT_{span} , f , $\dot{m}_f(\phi)$, T_m): tali misure sono la base per il sistema di controllo e di regolazione.

I parametri di controllo sono:

- meccanici (frequenza di rotazione)
- fluidodinamici (portata del circuito primario e secondario)
- termici (temperature del bagno freddo e del bagno caldo, ΔT_{span} e temperatura media).

L'elenco completo dei segnali di acquisizione e controllo è presentato nella Tabella 3.4, suddiviso in segnali DAQ (Data Acquisition) e segnali di controllo. Questi segnali includono misurazioni di temperatura in vari punti del sistema, pressioni differenziali, portate nei circuiti, velocità di rotazione, e la torque del motore. Ciascun segnale è identificato in base alla sua posizione e al tipo di sensore utilizzato, con indicazioni sui range, precisione e velocità di acquisizione. Queste misurazioni sono fondamentali per il funzionamento e il monitoraggio dell'impianto.

Tabella 3.4 *Elenco di canali di sensoristica/controllo.*

Tipologia	Nome	Canale	Posizione	tipo di sensore	range	precisione	velocità di acquisizione
							veloce, 10 samples/ciclo=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-001	1	Cold side – circuito secondario- HEX inlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-002	2	Cold side- circuito secondario- HEX outlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-003	3	Hot side-circuito secondario- HEX outlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-004	4	Hot side – circuito secondario- HEX inlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-005	5	Cold side- primario circuito HEX outlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-006	6	Hot side- primario circuito HEX outlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-007	7	Cold side- circuito primario- AMR outlet bed i (HEX inlet)	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-008	8	Cold side- circuito primario- AMR outlet bed ii (HEX inlet)	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-009	9	Cold side- circuito primario-HEX inlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-010	10	Hot side-circuito primario- AMR outlet bed iii (HEX inlet)	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-011	11	Hot side-circuito primario-AMR outlet bed iii (HEX inlet)	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-012	12	Hot side- circuito primario-HEX inlet	PT1000/PT100	(-2°C:50°C)	0.15 °C	
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Pressione	P-001	13	Hot side - circuito primario	pressione differenziale, +-10 V	0:6 bar	1 % fs	media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
							media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Pressione	P-002	14	Cold side - circuito primario	pressione differenziale, +-10 V	0:6 bar	1 % fs	media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
							media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Pressione	P-003	15	AMR - bed i-ii	pressione differenziale, +-10 V	0:6 bar	1 % fs	media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
							media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Pressione	P-004	16	AMR - bed ii , iv	pressione differenziale, +-10 V	0:6 bar	1 % fs	media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
							media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Portata	FQ-001	17	Cold side- circuito secondario		1.5:20L/min	1 % fs	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Portata	FQ-002	18	Hot side- circuito secondario		1.5:20L/min	1 % fs	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
							veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Portata	FQ-003	19	Cold side letto A		1.5:20L/min	1 % fs	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)

Tipologia	Nome	Canale	Posizione	tipo di sensore	range	precisione	velocità di acquisizione
Portata	FQ-004	20	Hot side letto B		1.5:20L/min	1 % fs	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Velocità di rotazione	RY	21	asse meccanico	ottico	6:180 rpm (0.1Hz:3Hz)	0-1 rpm	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Torque	QY	22	asse meccanico	rotativo	2:20Nm	0.1 Nm	veloce, 10 samples/cycle=>0.04s/sample(26Hz)
Temperatura	TY-013	23	esterno	TC	0°C:40°C	0.5 °C	Lenta (nessun requisito)
Controllo Elettrici- tensione	VC-001	1	M-001	Segnale di controllo in tensione al motore	0.1 Hz : 2.6 Hz		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici- tensione	VC-002	2	GP-001	Segnali controllo pompa primaria	0.1 L/min : 20 L/min		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici- tensione	VC-003	3	GP-002	Segnali controllo pompa primaria	0.1 L/min : 20 L/min		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici- tensione	VC-004	4	GP-003	Segnali controllo pompa secondaria	0.1 L/min : 20 L/min		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici- tensione	VC-005	5	GP-004	Segnali controllo pompa secondaria	0.1 L/min : 20 L/min		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici-tensione	VC-006	6	VR-001	Motore passo-passo per chiudere/aprire la valvola a spillo	-		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)
Controllo Elettrici- tensione	VC-007	7	VR-002	Motore passo-passo per chiudere/aprire la valvola a spillo	-		media, 1 sample/cycle =>0.4 s/sample (2.6Hz)

3.7 Costruzione e assemblaggio

La costruzione e l'assemblaggio del banco prova sono stati eseguiti presso lo stabilimento dell'Azienda Bi-freezer.

La Figura 3.13 mostra una foto del banco prova termo-idraulico. Nella parte inferiore sono visibili i bagni termostatici, con il lato caldo sulla sinistra e il lato freddo sulla destra, insieme a tutto il sistema di alimentazione elettrica. Nella parte superiore, frontalmente, è evidente il sistema di circolazione dei fluidi con i relativi sensori, mentre sullo sfondo si intravede il prototipo in acciaio, collegato a un motore elettrico mediante un giunto meccanico di colore nero.

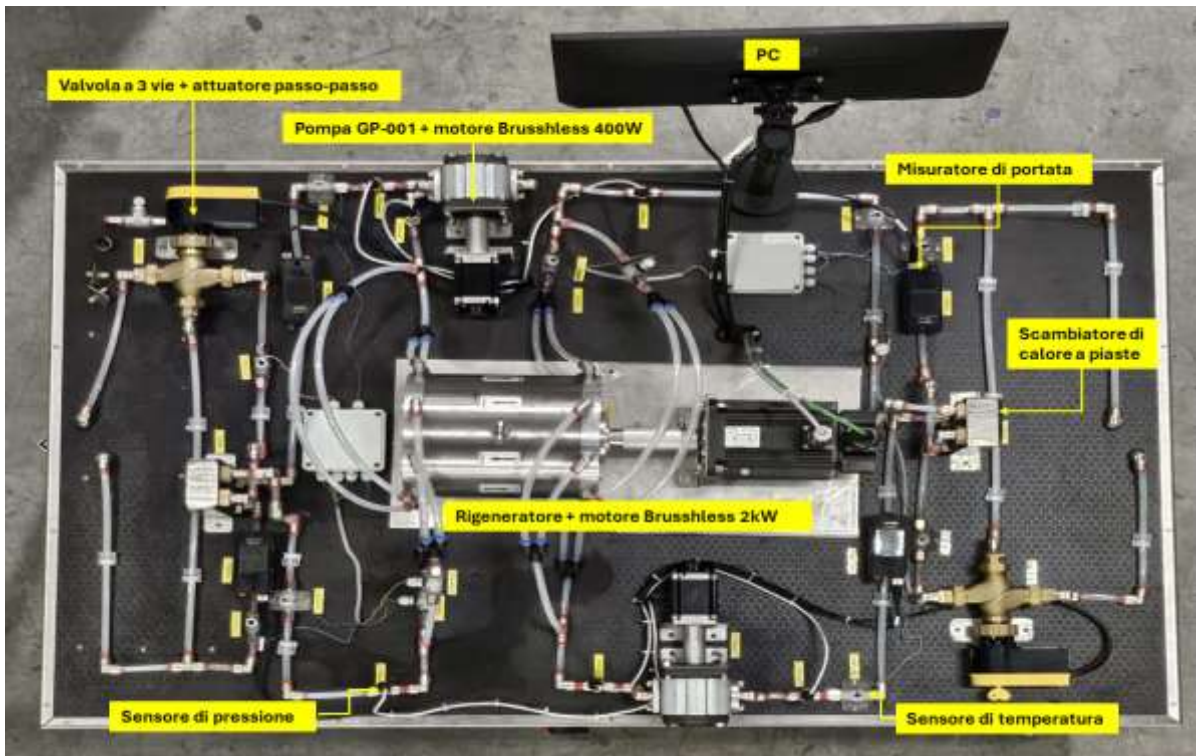


Figura 3. 13 Banco prova per il refrigeratore magnetico

In conclusione, il banco prova progettato si è rivelato efficace per caratterizzare operativamente il prototipo in varie condizioni di lavoro.

L'integrazione del sistema in un banco prova dotato di scambiatori di calore e circuiti secondari di compensazione esterni ha rappresentato un passo imprescindibile per valutare il suo potenziale applicativo nei circuiti di raffreddamento reali. In sintesi, il banco prova si è confermato uno strumento indispensabile e adeguato allo sviluppo e la validazione del refrigeratore magnetico.

CAPITOLO 4. Progettazione sistema di acquisizione

Il presente capitolo si concentra sull'analisi e sulla progettazione di un sistema di acquisizione dati mirato a soddisfare specifiche esigenze di monitoraggio e del prototipo assemblato. L'obiettivo principale di questo capitolo è fornire un'introduzione dettagliata alla progettazione del sistema di acquisizione dati, gli obiettivi prefissati e le metodologie adottate per raggiungere tali obiettivi.

4.1 Componenti Hardware

L'hardware di un sistema di acquisizione dati comprende i sensori, la DAQ, l'interfaccia di comunicazione, l'alimentazione, i cavi e i connettori, e il computer, che lavorano insieme per raccogliere e trasmettere i dati dai sensori al computer per l'elaborazione e la visualizzazione.

4.1.1 PLC

Per la gestione dei dati provenienti dai diversi moduli di lettura e scrittura del sistema si è utilizzato il PLC PM554, prodotto da ABB. Il PLC è un componente fondamentale per l'acquisizione, l'elaborazione e la trasmissione dei dati, garantendo un flusso efficiente e affidabile all'interno del sistema complessivo.

Il PLC PM554 è un controllore logico programmabile (PLC) di ultima generazione, progettato per applicazioni industriali complesse. Le sue caratteristiche principali includono:

- Elevata capacità di elaborazione e gestione dati
- Ampia gamma di I/O per la connessione con diversi tipi di sensori e attuatori
- Interfaccia di programmazione intuitiva e flessibile
- Funzionalità di comunicazione avanzate per la rete e l'integrazione con altri sistemi

Le principali funzioni che il PLC PM554 svolge sono:

- Acquisisce i dati dai moduli di lettura in tempo reale.
- Elabora i dati applicando algoritmi di analisi e filtraggio
- Memorizza i dati in un database interno per l'accesso e l'analisi successivi.
- Trasmette i dati ad altri sistemi o dispositivi di controllo.

La Figura 4.1 mostra il pannello di controllo nel quale si possono individuare i moduli di acquisizione delle temperature e pressione così come il o i PLC. I moduli di lettura e scrittura sono collegati al PLC tramite I/O digitali e analogici. Il PLC elabora i dati e li memorizza nel database interno. I dati possono essere accessibili da remoto tramite una rete Ethernet o una connessione seriale

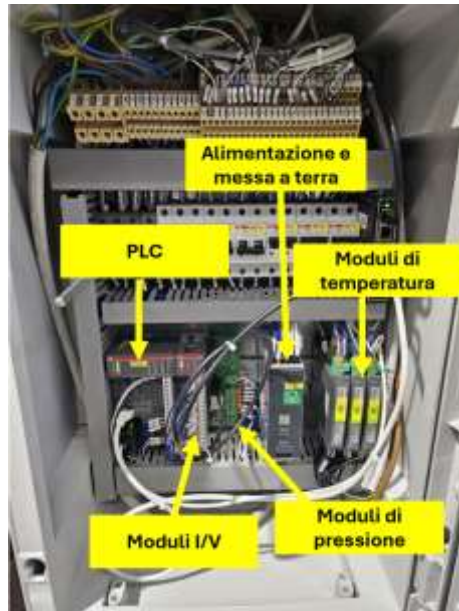


Figura 4. 1 Architettura del Sistema di acquisizione Dati

Le specifiche del PLC PM554 sono riportate nella Tabella 4.1

Tabella 4.1 Specifiche PLC PM554

CPU	32 bit RISC
Memoria	128 kB RAM, 512 kB Flash
I/O	8 ingressi digitali, 6 uscite digitali, 2 ingressi analogici, 2 uscite analogiche
Porte di comunicazione	RS-232, RS-485, Ethernet
Software di programmazione	CoDeSys

4.1.2 Sensori di temperatura

Tra i diversi trasduttori che si possono impiegare per la misura di temperatura si è preferito usare delle termoresistenze. In particolare, 12 termoresistenze di tipo PT100 a tre fili, sono state

allocate in punti significativi dell'apparato sperimentale. Nella figura 4.2 è mostrato una di queste termoresistenze.



Figura 4. 2 Termoresistenza PT100

Come è ben noto la RTD sfrutta la variazione della resistenza elettrica per misurare la temperatura. La caratteristica di una RTD è che al crescere della resistenza misurata cresce anche il valore di temperatura. In particolare, la tipologia di termoresistenza utilizzata (PT100) significa che il filamento utilizzato per realizzare la resistenza è di platino ed essa è “costruita” in maniera tale da misurare una resistenza di 100Ω alla temperatura di 0°C . Si sono scelte le termoresistenze perché hanno una legge di dipendenza dalla temperatura molto più lineare rispetto ad esempio ad una termocoppia. A titolo di esempio in Figura 4.3 è rappresentata la dipendenza della resistenza elettrica con la temperatura, mentre in Fig. 4.4 si sono messi a confronto in termini di vantaggi e svantaggi le RTD con le termocoppie.

Nei trasduttori di temperatura PT100 a tre fili, la resistenza del sensore viene misurata utilizzando tre fili. Due fili sono collegati ai capi del PT100, mentre il terzo filo è collegato al punto centrale del PT100, Figura 4.5. Questo schema di cablaggio compensa l'effetto delle resistenze dei cavi di collegamento e consente misurazioni più accurate.

I PT100 a tre fili offrono una maggiore precisione rispetto a quelli a due fili, poiché l'effetto delle resistenze dei cavi di collegamento può essere compensato. Ciò li rende adatti per applicazioni in cui è richiesta una misurazione precisa della temperatura.

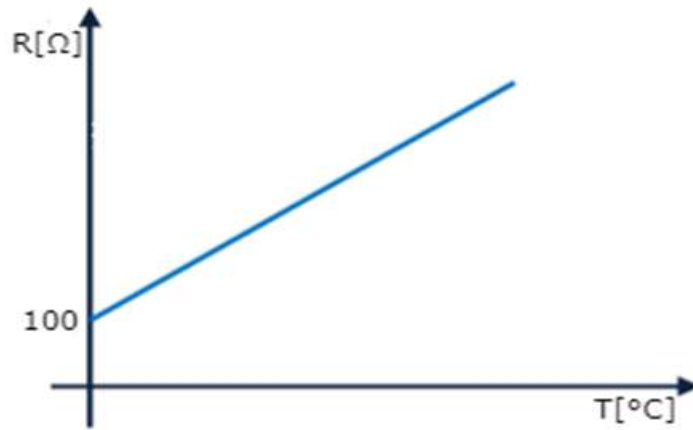


Figura 4. 3 R[Ω]-T[°C] Termoresistenze PT100


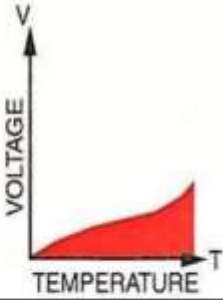


	Thermocouple  	RTD  
Vantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • Autoalimentate • Semplici • Robuste • Economiche • Vasta varietà • Vasto range di temperature 	<ul style="list-style-type: none"> • Grande stabilità • Ottima accuratezza • Caratteristica più lineare delle termocoppie
Svantaggi	<ul style="list-style-type: none"> • Caratteristica non lineare • Basso voltaggio • Richiedono esperienza • Bassa stabilità • Bassa sensibilità 	<ul style="list-style-type: none"> • Costose • Richiedono alimentazione • Piccolo ΔR • Bassa resistenza assoluta • Auto riscaldamento

Figura 4. 4 Termocoppie vs. Termoresistenze

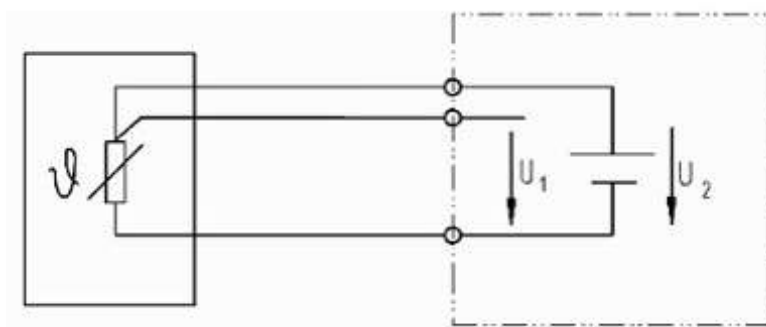


Figura 4. 5 Schema elettrico PT100 a tre fili.

In Tabella 4.2 sono indicate le specifiche delle RTD PT100 utilizzate.

Tabella 4.2 Specifiche trasmettitore (galvanicamente isolato) a 25°C nelle condizioni nominali

Alimentazione	18-30 Vcc
Uscita analogica	0-10 V
Minimo span impostabile	50°C
Errore di trasmissione	0.1% del FS
Temperatura ambiente di funzionamento	-40÷85 °C
Umidità relativa senza condensa	0÷90%

4.1.3 Modulo di temperatura DAT3014

Definito il tipo di sensore di temperatura utilizzato (PT100) i diversi segnali sono stati portati a 3 moduli ognuno dei quali può gestire fino a 4 segnali. In particolare, per questo prototipo si sono utilizzati 3 moduli DAT3014 della DATEXCEL, Figura 4.6.



Figura 4. 6 Moduli di temperatura DAT3014

Questo modulo offre una precisione e una risoluzione elevate nelle misurazioni della temperatura, garantendo risultati affidabili e accurati.

Il DAT3014 può essere integrato facilmente in sistemi di monitoraggio e controllo grazie alla sua interfaccia di comunicazione standard RS485 o RS232. Il modulo offre un isolamento galvanico (separazione elettrica tra due parti di un sistema elettronico o elettrico per evitare il passaggio diretto di corrente elettrica tra di esse. Questa separazione è realizzata attraverso un'interfaccia isolante che impedisce il flusso di corrente ma consente il passaggio di segnali o informazioni. Viene utilizzato per proteggere dagli incidenti elettrici, eliminare interferenze elettromagnetiche e consentire l'interfacciamento tra dispositivi con diversi livelli di tensione, contribuendo alla sicurezza e all'affidabilità dei sistemi elettronici industriali) tra il circuito di ingresso e quello di uscita, garantendo sicurezza e protezione contro interferenze elettromagnetiche.

Il DAT3014 può essere integrato facilmente in sistemi di monitoraggio e controllo grazie alla sua interfaccia di comunicazione standard, come ad esempio RS-485, che consente la trasmissione di dati a lunga distanza e l'integrazione con altri dispositivi.

Il modulo è progettato per il montaggio su guida DIN (una guida DIN è una struttura standardizzata utilizzata per il montaggio di componenti e dispositivi elettrici ed elettronici all'interno di armadi elettrici o quadri di controllo, offrendo un sistema stabile e uniforme per l'installazione e il fissaggio dei componenti), facilitando l'installazione in quadri elettrici e armadi di controllo.

In Tabella 4.3 sono riportate le specifiche dei moduli DAT3014 utilizzati.

Tabella 4.3 Specifiche modulo di temperatura DAT3014

Precisione	$\pm 0,1$ °C
Risoluzione	0.01 °C
Intervallo di misura	-200÷600 °C
Uscite digitali	RS-485 e RS-232
Alimentazione	10÷30 Vdc
Ingressi per sensori di temperatura RTD	PT100 o PT100

4.1.4 Sensori di pressione

La misura della pressione è stata eseguita utilizzando 8 misuratori trasduttori della Carel (serie SPKT). Essi possono essere impiegati sia con acqua o una miscela di acqua e glicole. In Figura 4.7 sono mostrati i trasduttori utilizzati.



Figura 4. 7 Sensori di pressione Carel serie SPKT

Questi trasduttori sono progettati per misurare la pressione relativa, il che significa che misurano la differenza tra la pressione del fluido e la pressione atmosferica.

Il principio di funzionamento dei misuratori di pressione relativa della serie SPKT di Carel si basa sull'utilizzo di un elemento sensibile alla pressione, come ad esempio un sensore piezoresistivo o capacitivo (nel nostro caso piezoresistivi), che varia la sua resistenza o capacità in risposta alla pressione del fluido circostante. Questo elemento sensibile è in grado di misurare la differenza tra la pressione del fluido e la pressione atmosferica esterna, fornendo così una lettura della pressione relativa. Quando il fluido esercita una pressione sul sensore, questo reagisce modificando la sua resistenza o capacità elettrica. Questa variazione è proporzionale alla differenza tra la pressione del fluido e la pressione atmosferica esterna.

Il segnale elettrico prodotto dall'elemento sensibile viene quindi elaborato e condizionato all'interno del misuratore di pressione. Questo può includere amplificazione del segnale, filtraggio del rumore e compensazione della temperatura per garantire una misurazione accurata e affidabile. In Tabella 4.4 sono indicate le specifiche dei trasduttori utilizzati.

Tabella 4.4 Specifiche trasduttori di pressione Carel serie SPKT

Tecnologia	Sensori piezoresistivi
Segnale di uscita	4÷20mA; 0÷5V; 0÷10V
Alimentazione	12÷24 Vdc
Campo di misura	0÷1 bar fino a 0-1000 bar
Precisione	±0.5% FS
Temperatura di funzionamento	-40°C a +125°C
Materiale	Acciaio inossidabile, ottone, polimeri
Grado di protezione	IP65(protetto contro la polvere e contro i getti d'acqua da qualsiasi direzione)

4.1.5 Modulo di pressione BFP8

Il segnale generato dai trasduttori di pressione viene portato ad un modulo BFTP8, sempre prodotto dalla Carel, il quale è progettato per acquisire fino a 8 segnali.

Il BFTP8 è dotato di un sensore di pressione di alta precisione in grado di misurare con accuratezza la pressione di un fluido, che può essere liquido o gas, in una varietà di applicazioni industriali e commerciali

Questo modulo è dotato di un'interfaccia di comunicazione che consente di trasmettere i dati di pressione a un sistema di controllo o monitoraggio esterno, questa interfaccia può includere opzioni come RS485, Modbus, o altre comunicazioni digitali.

Il modulo BFTP8 è progettato per essere facilmente integrato nei sistemi esistenti. Può essere montato su guida DIN o direttamente sul pannello di controllo.

In Tabella 4.5 sono indicate le specifiche dei moduli BFTP8.

Tabella 4.5 Specifiche modulo BFTP8

Precisione	±0,25% FS
Risoluzione	0.01% FS
Intervallo di misura	0÷10 bar
Uscite digitali	RS-485, Modbus
Alimentazione	9÷30 Vdc

4.1.6 Misuratori di portata

Per misurare la portata del fluido si sono utilizzati 4 misuratori ad ultrasuoni della Keyence FD-H10. La misura della portata con questi trasduttori permette di non essere invasivi e quindi senza disturbare il misurando, Figura 4.8.

Questi misuratori utilizzano il principio dell'eco ultrasonico per determinare la portata del fluido. Il trasduttore è costituito da un generatore ultrasonico ed un ricevitore. In Figura 4.9 è schematizzato il funzionamento di uno di questi trasduttori. Si invia un segnale noto in frequenza all'interno del fluido. Poiché il fluido è in movimento le riflessioni delle particelle sono sfasate rispetto a quelle di partenza. La frequenza dello sfasamento è proporzionale alla velocità media e quindi alla portata. I misuratori di portata a ultrasuoni, come precisato precedentemente, sono non invasivi, il che significa che non richiedono modifiche strutturali al sistema in cui vengono installati. Possono essere montati esternamente ai condotti del fluido senza interrompere il flusso o causare perdite.



Figura 4. 8 Misuratore di portata KEYENCE FD-H10

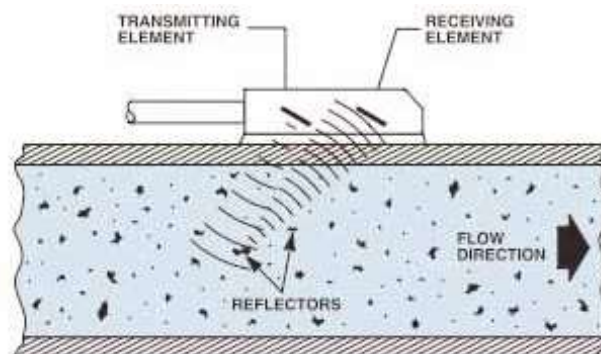


Figura 4. 9 Schema di funzionamento trasduttori a ultrasuoni

Questi misuratori di portata offrono una misurazione precisa della portata del fluido grazie alla tecnologia a ultrasuoni avanzata ed a seconda della portata del trasduttore possono misurare anche portate molto modeste

Sono progettati per essere facili da installare, configurare e utilizzare. includono un'interfaccia utente intuitiva che consente agli operatori di monitorare facilmente la portata del fluido e accedere a informazioni pertinenti sul dispositivo, così come potere interfacciarsi con un sistema di acquisizione dati. In Tabella 4.6 sono riportate le specifiche dei misuratori Keyence FD-H10, in Figura 4.10 è riportato l'andamento del flusso istantaneo in funzione della corrente di uscita analogica.

Tabella 4.6 Specifiche misuratore Keyence FD-H10

Adatto per tubi di dimensioni	da 1/4" a 2"
Opzioni di uscita	Analogica o digitale
Metodo di misurazione	Ultrasuoni
Alimentazione	10÷30 Vdc
Consumo di corrente	30 mA max
Temperatura di esercizio	-20÷70 °C
Errore di misura	±2% della portata misurata
Grado di protezione	IP67(Protetto contro la polvere, protetto contro l'immersione in acqua a 1 metro di profondità per 30 minuti)
Materiale involucro	PBT (polibutilene tereftalato)

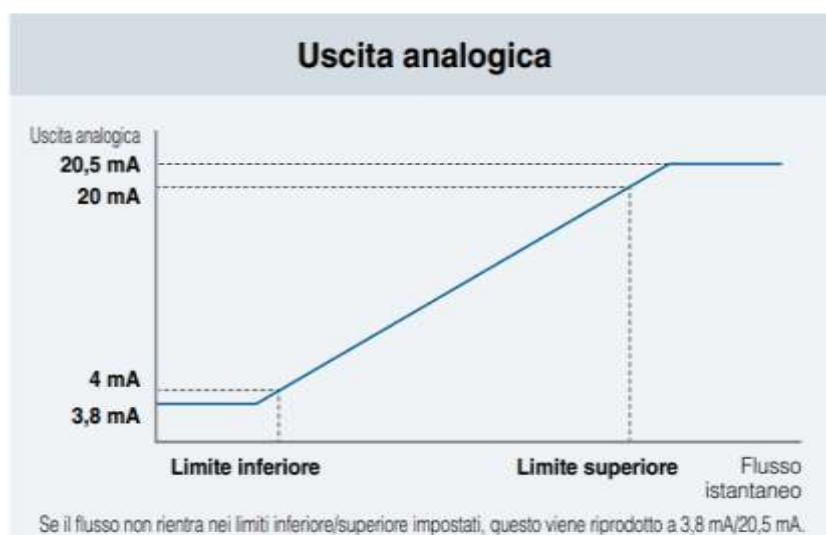


Figura 4. 10 Andamento del flusso istantaneo in funzione della corrente di uscita analogica

4.1.7 Valvola a 3 vie

Per regolare la portata, sia del circuito lato caldo sia di quello lato freddo, tramite by-pass, si sono utilizzate due valvole a 3 vie Caleffi con regolazione passo-passo, Figura 4.11.

Le valvole a tre vie con regolazione passo-passo sono dispositivi utilizzati per controllare il flusso di fluidi in sistemi idraulici, pneumatici o di riscaldamento. Queste valvole sono dotate di un attuatore a passo-passo, Figura 4.12, che consente di regolare con precisione la posizione del pistone o dell'elemento interno della valvola, influenzando così la quantità di fluido che passa attraverso di essa. Le specifiche delle valvole utilizzate sono riportate in Tabella 4.7.

Le valvole a tre vie con regolazione passo-passo funzionano regolando la posizione dell'elemento interno (come un pistone o un manicotto) all'interno della valvola stessa.

In tabella 4.8 sono riportate le specifiche dell'attuatore passo-passo AVM115SF132 montato sulla valvola a 3 vie Caleffi.

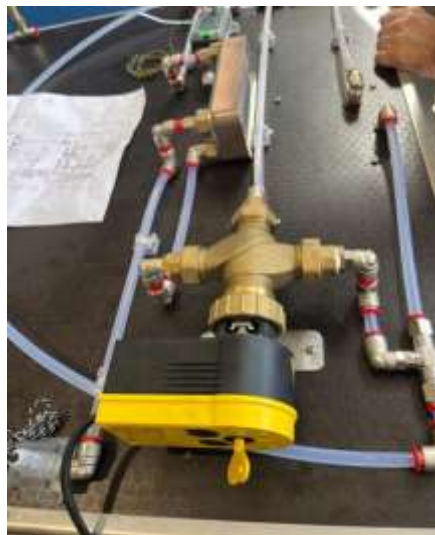


Figura 4. 11 Valvola a 3 vie passo-passo Caleffi

Tabella 4.7 Specifiche valvola a 3 vie passo-passo Caleffi

Pressione massima di esercizio	10 bar
Temperatura massima di esercizio	120°C
Tensione di alimentazione	24 V CA/CC
Coppia di tenuta	10 Nm



Figura 4. 12 Attuatore a passo-passo AVM115SF132

Tabella 4.8 Specifiche attuatore passo-passo AVM115SF132

Forza di regolazione	Fino a 500 N per movimentare valvole di grandi dimensioni
tensione di alimentazione	24 V CA/CC
Temperatura massima del fluido	100 °C
Temperatura ambiente	-10÷55 °C
Umidità relativa	5÷95% rv
Grado di protezione	IP54
Tempo di risposta	200 ms
Corsa	8 mm
Interruttore di fine corsa elettronico per protezione contro il sovraccarico	Presente

4.1.8 Controllo Torque e RPM (numero di giri) del rigeneratore e delle pompe.

Per il controllo di questi due parametri si fa riferimento al motore elettrico brushless BSDS 2kW di ABB, Figura 4.13. In Tabella 4.8 sono riportate le specifiche del motore elettrico brushless BSDS 2kW di ABB.

Il controllo di velocità e il controllo di coppia (o torque) sono integrati nei sistemi di controllo dei motori brushless. Controllo di velocità: è il processo di regolazione della velocità di rotazione del motore brushless. Questo può essere fatto regolando la frequenza del segnale di controllo inviato al motore o variando la tensione applicata.



Figura 4. 13 Motore brushless BSDS2kW abbinato al rigeneratore

Tabella 4.8 Specifiche motore elettrico brushless BSDS 2kW

Potenza	2,0 kW (continua)
Velocità	Fino a 4000 giri/min
Tensione	380-480 V CA
Coppia	5,6 Nm (continua), 11,2 Nm (di picco)
Raffreddamento	Aria forzata (necessita di ventola esterna)
Peso	8,0 kg
Dimensione del telaio	IEC 80
Albero di uscita	Albero cavo con chiavetta

Controllo di coppia: si riferisce alla capacità di regolare la forza di torsione prodotta dal motore brushless. Questo può essere ottenuto regolando la corrente fornita al motore o tramite tecniche di controllo avanzate che monitorano la corrente e la posizione del rotore per regolare la coppia in base alle esigenze del sistema.

Il controllo di velocità e il controllo di coppia possono essere interdipendenti. Ad esempio, in un sistema in cui è richiesto un certo livello di velocità e di coppia, il controllo di velocità può essere regolato per raggiungere la velocità desiderata, mentre il controllo di coppia può essere utilizzato per mantenere la coppia richiesta durante l'operazione. Tuttavia, questi due tipi di controllo possono anche essere separati e gestiti indipendentemente l'uno dall'altro, a seconda delle esigenze specifiche dell'applicazione.

Per quanto riguarda il controllo delle pompe invece si sono utilizzati due motori brushless BSDS 400W, Figura 4.14. Le specifiche dei motori brushless BSDS 400W sono riportate in Tabella 4.9.

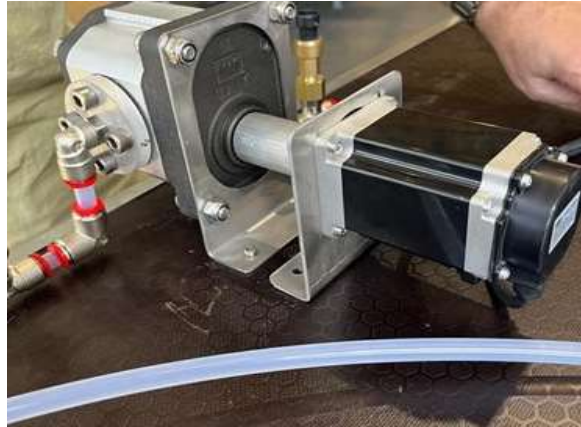


Figura 4. 14 Motore brushless BSDS 400W abbinato alla pompa

Tabella 4.9 Specifiche motore brushless BSDS 400 W

Potenza	400 W (continua)
Velocità	Fino a 3000 giri/min
Tensione	380-480 V CA
Coppia	1.5 Nm
Raffreddamento	Aria forzata
Peso	4.5 kg
Dimensione del telaio	IEC 80
Albero di uscita	Albero cavo con chiavetta

4.1.9 Modulo I/V ABB DX561

Per l'acquisizione e il controllo dei segnali provenienti dai misuratori di portata, dalle valvole a 3 vie, dai misuratori di torque e RPM del rigeneratore e delle pompe si sono utilizzati due moduli di Input/output I/V ABB DX561 è un componente utilizzato nei sistemi di controllo e automazione industriale prodotto da ABB, un'azienda leader nel settore dell'elettrificazione, dell'automazione industriale e delle soluzioni digitali.

Il modulo DX561 fornisce un'interfaccia di output corrente/tensione (I/V) per comunicare con dispositivi esterni o per controllare processi industriali. Può convertire i segnali di controllo provenienti dal sistema di automazione in segnali di corrente o tensione da inviare ai dispositivi di campo. Il modulo DX561 offre flessibilità nella configurazione dei suoi canali di output, consentendo agli utenti di selezionare il tipo di segnale (corrente o tensione), la scala di uscita e altre opzioni di configurazione in base alle esigenze specifiche dell'applicazione.

Il modulo DX561 può essere integrato facilmente nei sistemi di automazione esistenti grazie alla sua interfaccia di comunicazione standard, che può includere protocolli come Profibus, Modbus o altri protocolli di comunicazione comuni nell'industria.

Questo modulo è progettato per essere montato su guida DIN, facilitando l'installazione in armadi elettrici o quadri di controllo standard.

In Tabella 4.10 sono riportate le specifiche del modulo DX561.

Range di ingresso corrente	da 0 a 20 mA, da 4 a 20 mA o da 0 a 10 mA (selezionabile dall'utente)
Range di uscita tensione	da 0 a 10 V o da -5 a +5 V (selezionabile dall'utente)
Precisione	$\pm 0,1\%$ della scala
Deriva termica	Bassa
Isolamento	galvanico tra ingresso e uscita
Alimentazione	10÷30 V

4.2 Software

Il sistema di acquisizione dati che permette il dialogo tra il software e i diversi componenti hardware del prototipo è rappresentato nella Figura 4.15.

Come si può osservare dallo schema tutti i segnali dati vengono indirizzati al PLC. Nella Tabella 4.11 sono indicati gli indirizzi di collegamento.

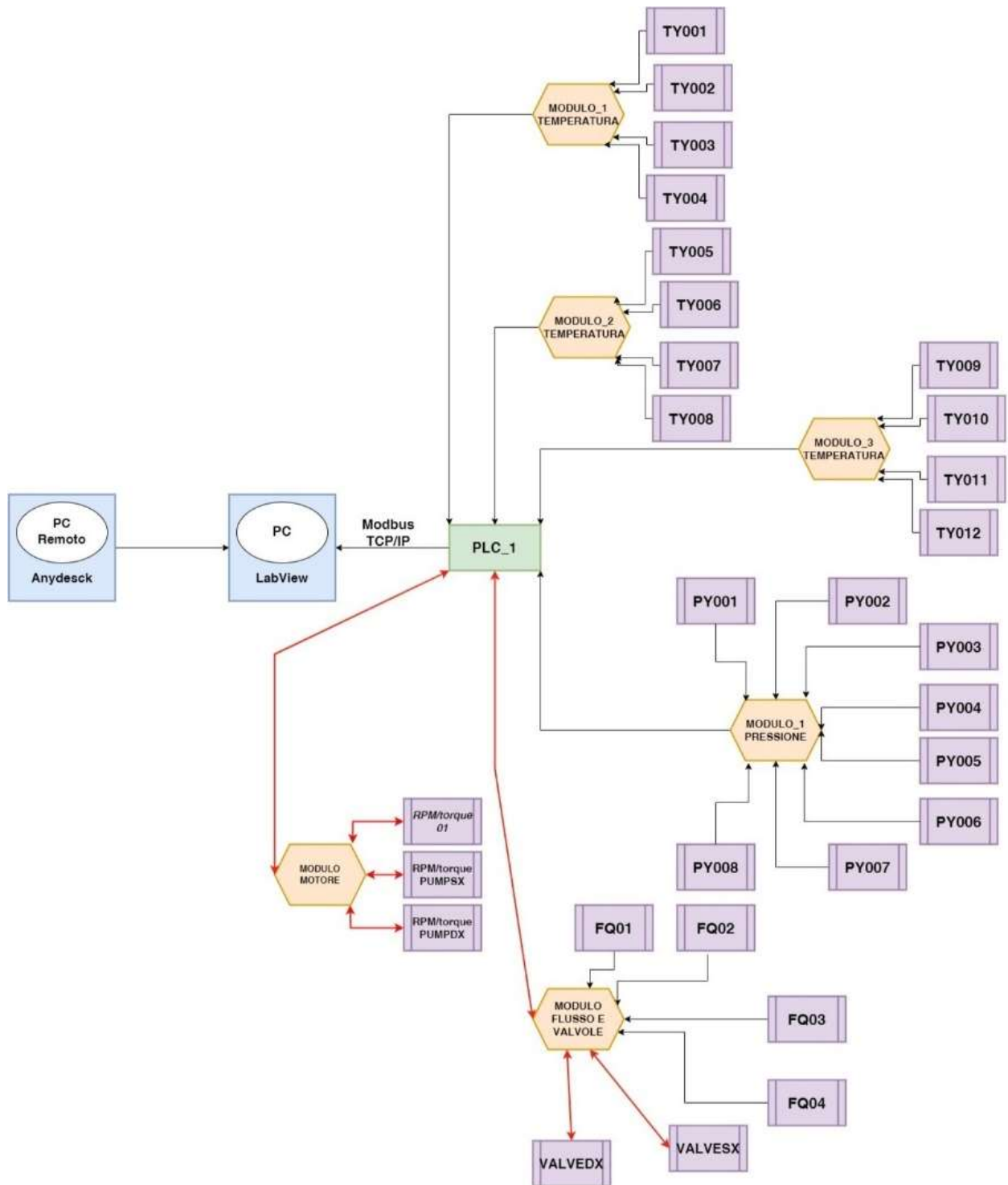


Figura 4. 15 Schema di dialogo Hardware-Software

Tabella 4.11 Lista segnali di acquisizione

SENSORE	LOCAZIONE	Funzione
T1	0	R
T2	1	R
T3	2	R
T4	3	R
T5	4	R
T6	5	R
T7	6	R
T8	7	R
T9	8	R
T10	9	R
T11	10	R
T12	11	R
P1	12	R
P2	13	R
P3	14	R
P4	15	R
P5	16	R
P6	17	R
P7	18	R
P8	19	R
PUMP_DX_RPM	20	R
PUMP_1_RPM	21	R
PUMP_2_RPM	22	R
DRUM_TORQUE	23	R
PUMP_1_TORQUE	24	R
PUMP_2_TORQUE	25	R
FLOW_1	26	R
FLOW_2	27	R
FLOW_3	28	R
FLOW_4	29	R
VALVE_SX_POS	30	R/W
VALVE_DX_POS	31	R/W
DRUM_STATUS	32	R/W
PUMP_1_STATUS	33	R/W
PUMP_2_STATUS	34	R/W

Questi indirizzi si distinguono in:

- R: indirizzi di collegamento di sola lettura dati (indicati con le frecce nere in Figura 4.14)
- W/R: indirizzi di collegamento di lettura e di scrittura dati (indicati in Figura 4.14 con le frecce bidirezionali rosse)

I primi 12 ingressi (0-11) del PLC sono riservati alle misure di temperatura, mentre gli ingressi dal 12 fino al 19 sono riservati per la misura di pressione, infine gli ingressi (20-25) e (26-29) sono dedicati rispettivamente alla misura della coppia e della portata, gli ingressi (30-31) sono dedicati al by pass delle valvole a 3 vie e per ultimo gli ingressi (32-34) sono quelli dedicati allo status (ON/OFF) del motore e delle pompe.

4.2.1 MODBUS TCP/IP

L'interfacciamento con il PC avviene tramite il protocollo di comunicazione MODBUS TCP/IP. Modbus TCP/IP è protocollo di comunicazione seriale comunemente utilizzato nell'automazione industriale per lo scambio di dati tra dispositivi e sistemi di controllo. Modbus TCP/IP estende le funzionalità del protocollo Modbus attraverso l'utilizzo di connessioni TCP/IP, consentendo la comunicazione su reti Ethernet.

IN Modbus TCP/IP, i dispositivi vengono tipicamente configurati in uno dei due ruoli: server o client. Il server è il dispositivo che fornisce i dati e i servizi, mentre il client è il dispositivo che richiede e riceve i dati dal server. Questo modello Client-Server consente una comunicazione bidirezionale tra dispositivi sulla rete.

Le transazioni di dati nel Modbus TCP/IP avvengono attraverso richieste e risposte. Un client invia una richiesta al server per leggere o scrivere dati su uno o più registri Modbus, e il server risponde con i dati richiesti o una conferma dell'operazione.

Ogni dispositivo sulla rete Modbus TCP/IP ha un indirizzo IP univoco, che lo identifica sulla rete Ethernet. Inoltre, ogni dispositivo Modbus ha un indirizzo di registro univoco che specifica la posizione dei dati all'interno del dispositivo.

Il Modbus TCP/IP supporta diversi tipi di messaggi, inclusi messaggi di lettura (Read), scrittura (Write), richieste diagnostica e messaggi di controllo. Questi messaggi consentono la comunicazione di dati in tempo reale e la configurazione dei dispositivi sulla rete.

4.2.2 LABVIEW

Il software utilizzato per il sistema di acquisizione dati è LabView. Quest'ultimo è stato scelto per la sua grande versatilità e per la possibilità di gestire segnali provenienti da strumentazione/sensori diversi tra loro. LabView è un ambiente di sviluppo software che utilizza un linguaggio di programmazione grafico capace di semplificare molto sia la funzione di acquisizione dati così come il controllo ed automazione dei sistemi. È prodotto e commercializzato da National Instruments e si basa su una interfaccia grafica che riproduce il pannello frontale (Front Panel) di strumenti e sistemi ed una seconda interfaccia grafica con la quale si effettua la vera e propria programmazione (Block Diagram). L'insieme delle due interfacce viene definito come un'unica interfaccia virtuale (Virtual Instrumentations – file denominati con la estensione VI). A titolo di esempio nella Figura 4.16 sono mostrate sia il “Front Panel” e sia il “Block Diagram” per una semplice operazione di somma e sottrazione di due numeri.

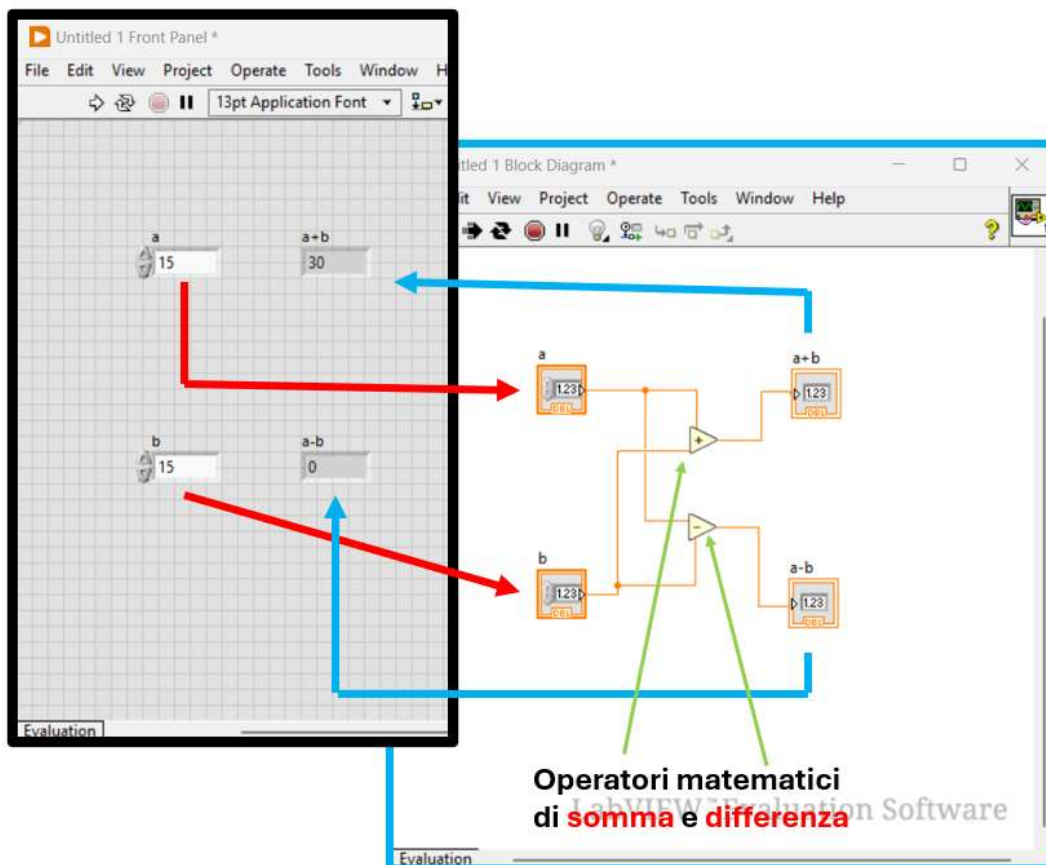


Figura 4. 16 Esempio di dialogo Front Panel-Block Diagram di LabView

Sulla base della sintassi di programmazione attraverso LabView nella Figura 4.17 è possibile osservare il “Front Panel” del sistema di acquisizione dati. La strumentazione virtuale sviluppata è stata suddivisa in cinque sezioni. La prima sezione è stata denominata “Home”. Nella Figura 4.17 è riportata la schermata della pagina iniziale. Le informazioni visibili nella scheda denominata “Home” sono:

- IP address e port number utilizzati dal protocollo MODBUS TCP/IP per dialogare con il computer.
- La sezione “Channel Test” che permette di conoscere il dato letto da un singolo sensore
- Il comando di arresto dell’acquisizione dati.

La seconda sezione è denominata “Monitor”, Figura 4.18: la scheda “Monitor” permette conoscere contemporaneamente i dati letti da tutti i sensori, inoltre sulla parte superiore di questa sezione vi è la possibilità di salvare in un file Excel tutti i dati misurati. Questi dati sono ubicati su un diagramma del banco prova.

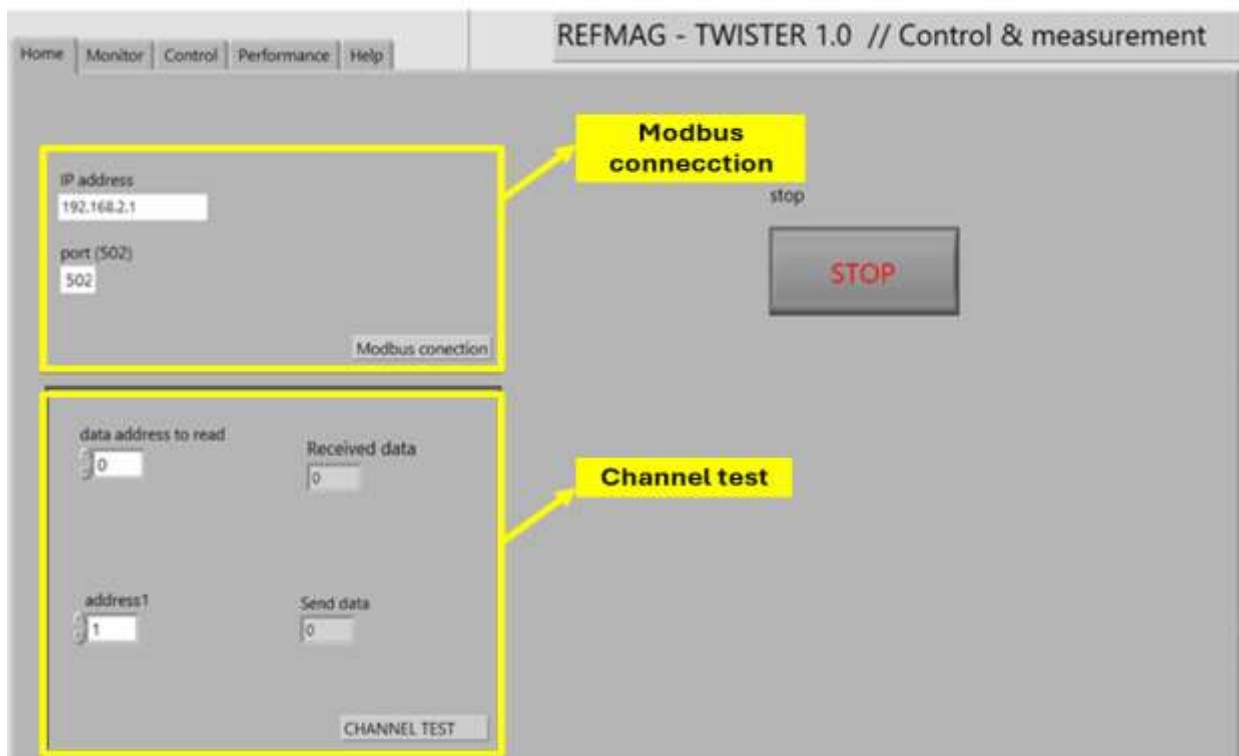


Figura 4. 17 Schermata HOME del Front Panel

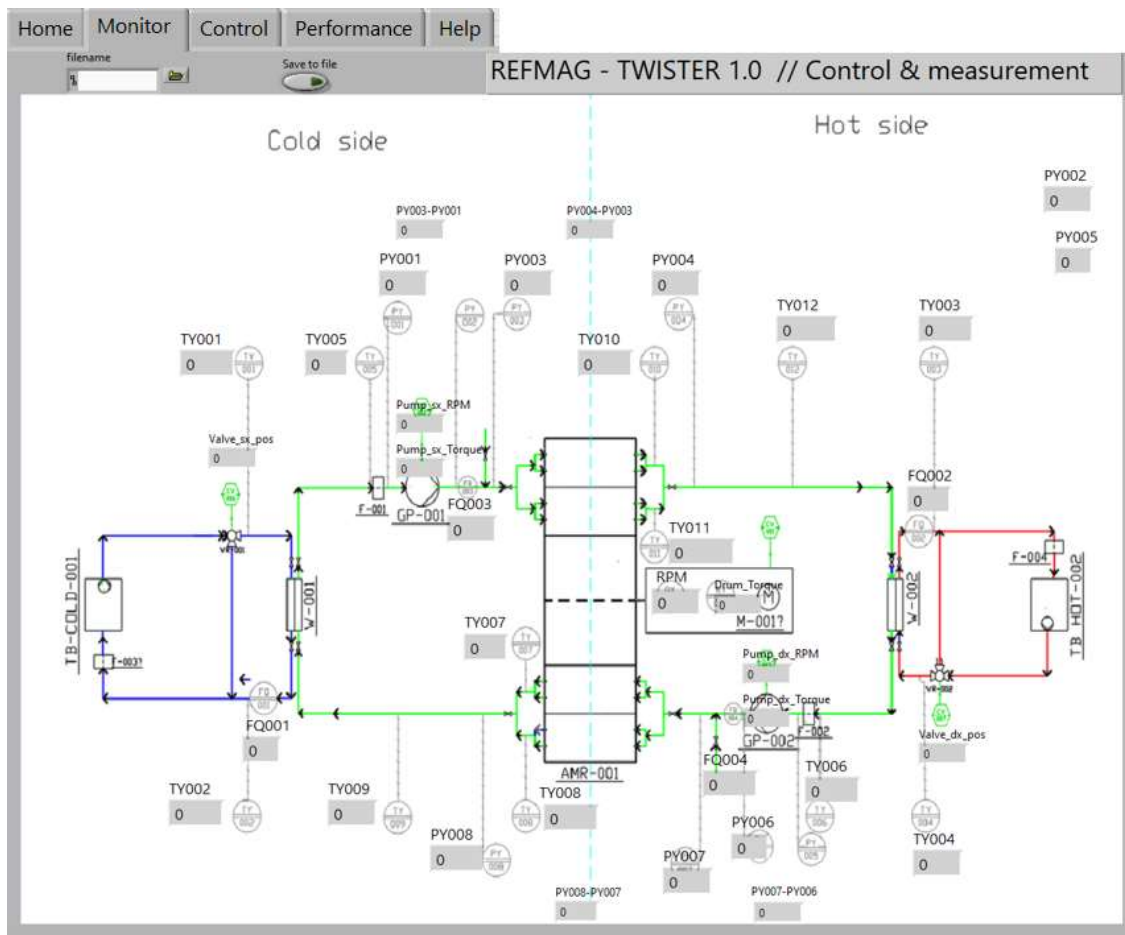


Figura 4. 18 Schermata MONITOR del Front Panel

La terza sezione, Figura 4.19, è stata denominata “Control”. Questa sezione è il vero cuore del sistema di acquisizione. Infatti, nella sezione “Control” sono presenti i comandi che permettono di controllare, ad esempio i parametri di accensione e spegnimento del motore e delle pompe e il loro regime di funzionamento (frequenza), le proprietà del fluido e del materiale magnetocalorico, inoltre, vi è un ulteriore comando che ci permette di cambiare la modalità di funzionamento da quella in “free running” in quella a ΔT_{span} imposto. Attraverso questa sezione è possibile controllare i parametri fondamentali e che influenzano il funzionamento del prototipo. Questi parametri includono l'aspetto meccanico, fluidodinamico e termico, così come è possibile controllare la frequenza di rotazione delle pompe di circolazione, la portata nei circuiti primario e secondario, e le temperature dei bagni caldo e freddo. Questo controllo è cruciale per stabilire e mantenere le condizioni desiderate, come ΔT_{span} , frequenza, portata, e temperatura media.

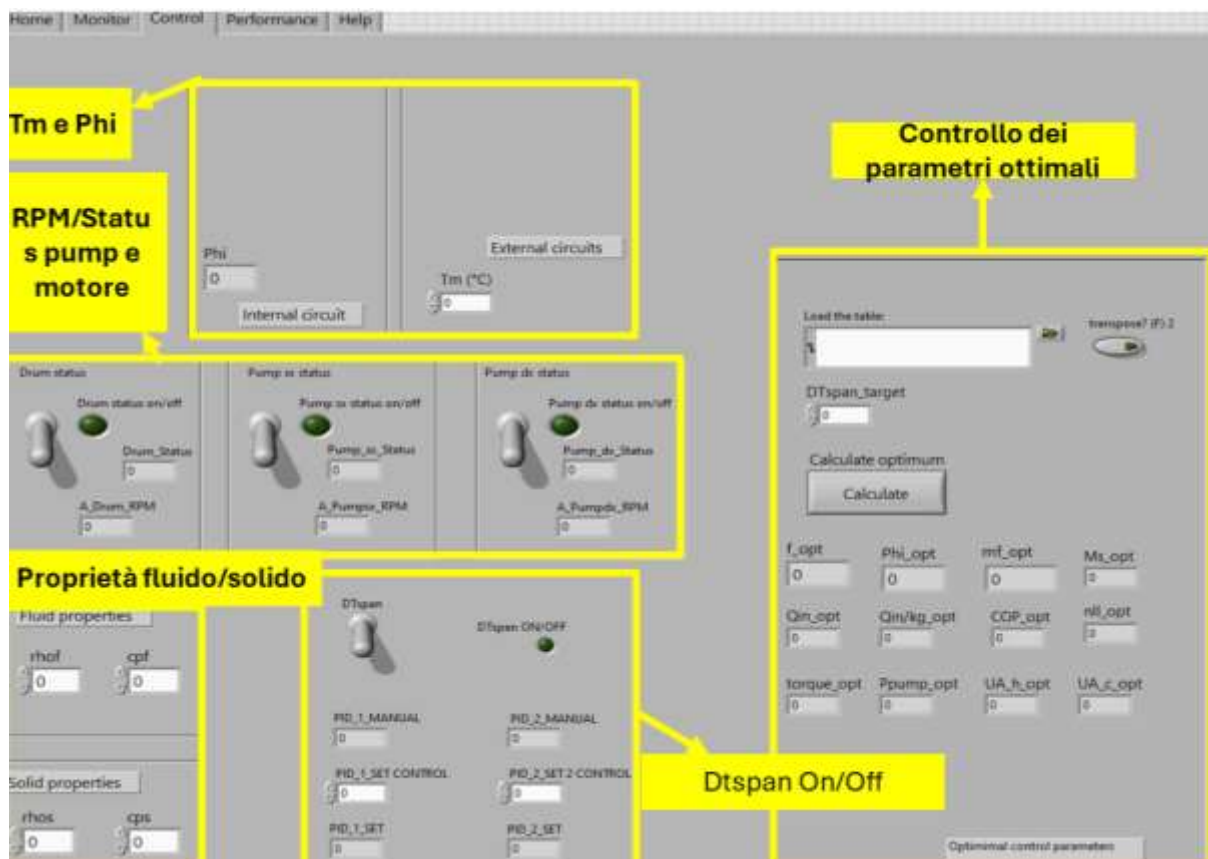


Figura 4. 19 Schermata CONTROL del Front Panel

I parametri di controllo sono:

- Meccanici (frequenza di rotazione),
- fluidodinamici (portata del circuito primario e secondario)
- termici (temperature del bagno freddo e del bagno caldo, span di temperatura e temperatura media).

In questa schermata è rilevabile una sezione specifica dedicata al calcolo dei parametri di controllo ottimale, visibile sulla destra del diagramma. Quest'area include un pannello che consente di variare ΔT_{span} di target e di caricare un file contenente i dati relativi alle curve di controllo ottimale. È da notare che questa sezione è caratterizzata da una programmazione distinta nel diagramma a blocchi, identificata dalla Figura 4.20.

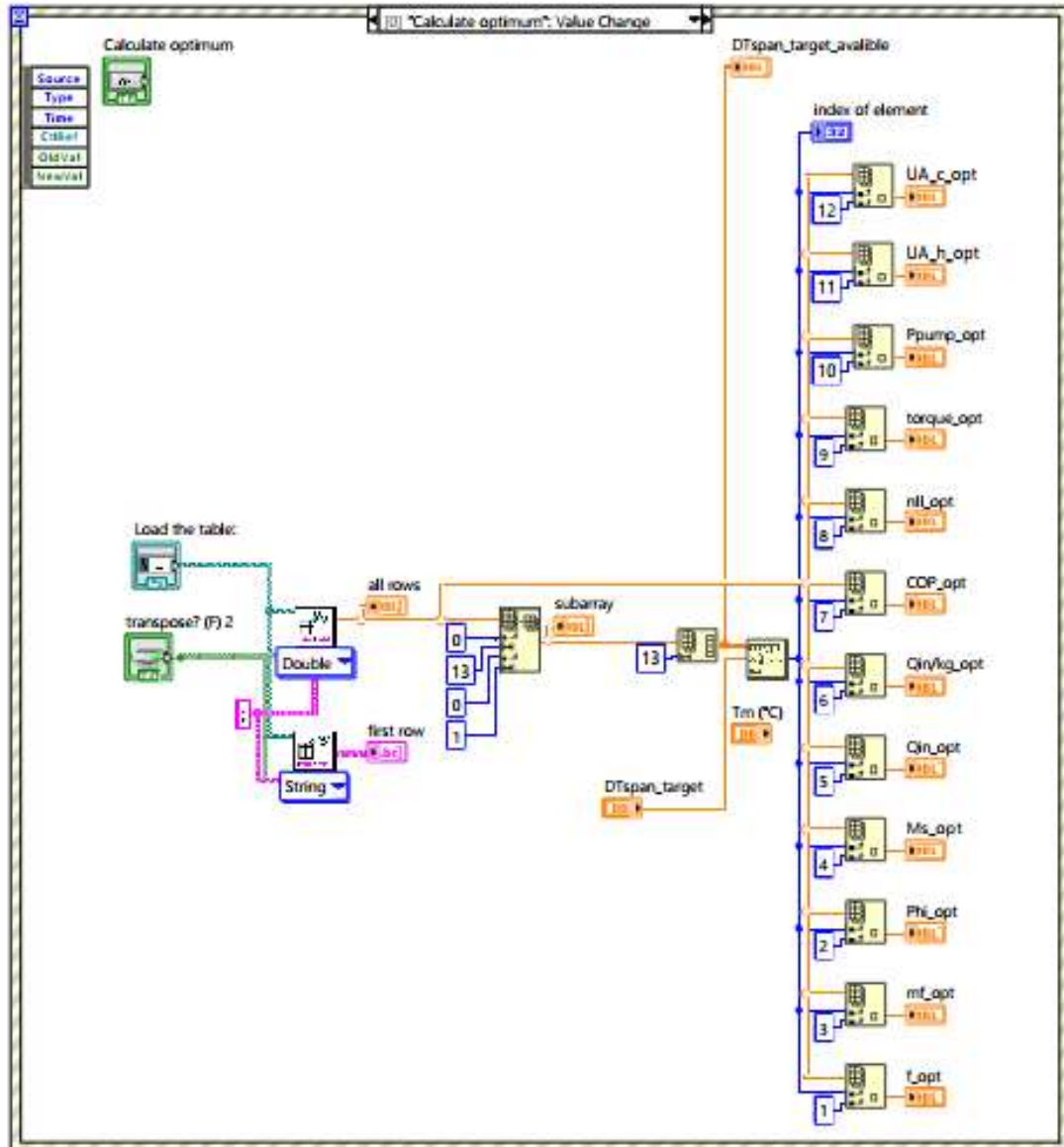


Figura 4. 20 Sezione del Block Diagram dedicata al calcolo dei parametri ottimali di controllo

Curve di controllo ottimo: le curve di controllo ottimo (ricavate a monte attraverso MARGOT) indicano il valore di frequenza di rotazione e fattore di utilizzo (proporzionale alla portata di fluido) che determinano portano a un massimo della cooling capacity, sta indicato sulle le curve una zona di tolleranza dove le prestazioni sono in torno al 95% di detto massimo. Questi parametri di controllo variano a seconda del ΔT_{span} , Figure 4.21 e 4.22.

Queste curve di controllo sono accese traverso “look-up tables” per fare una stima del valore dei parametri a impostare per un valore di DTspan valuto.

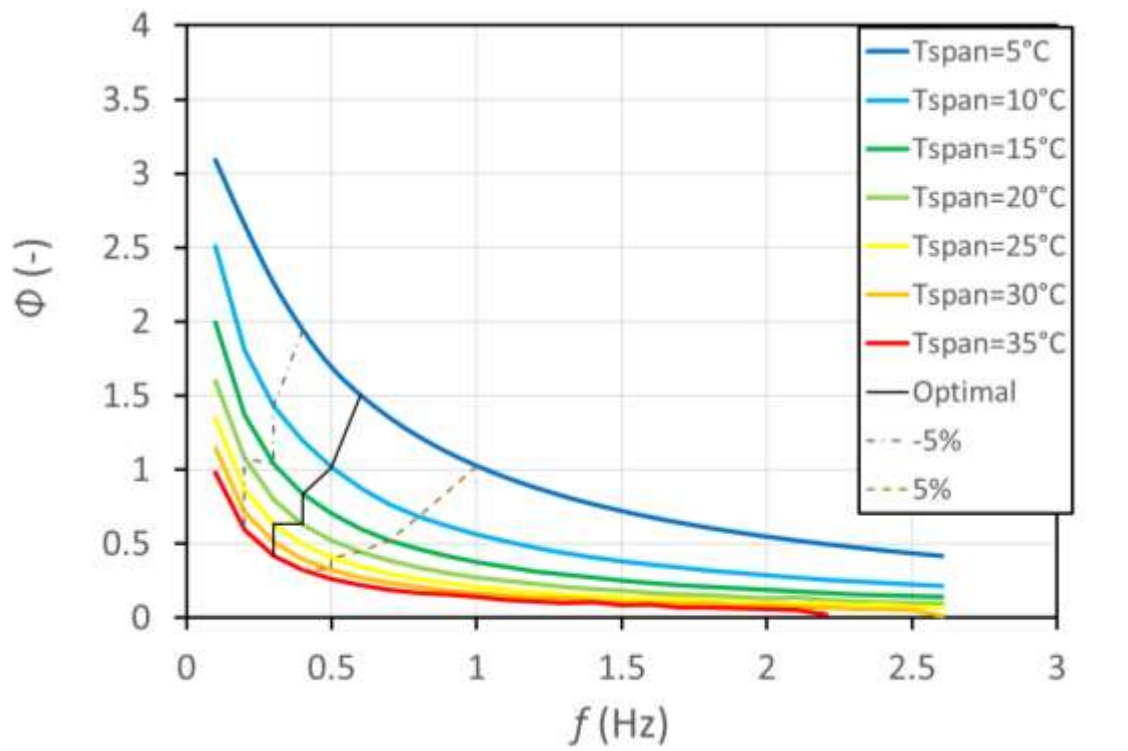


Figura 4. 21 Parametri di controllo, fattore di utilizzo vs frequenza (temperatura media 21 °C)

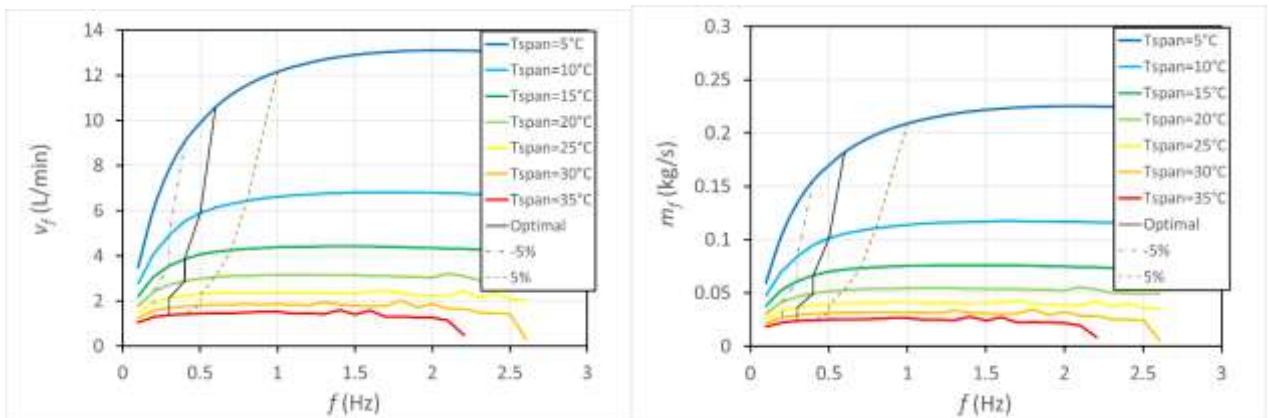


Figura 4. 22 Parametri di controllo (temperatura media 21 °C)

Nella schermata performance, Figura 4.23, invece si possono controllare i valori calcolati della performance e inoltre vi è un monitor che grafica quello che è l'andamento della temperatura calda e fredda.

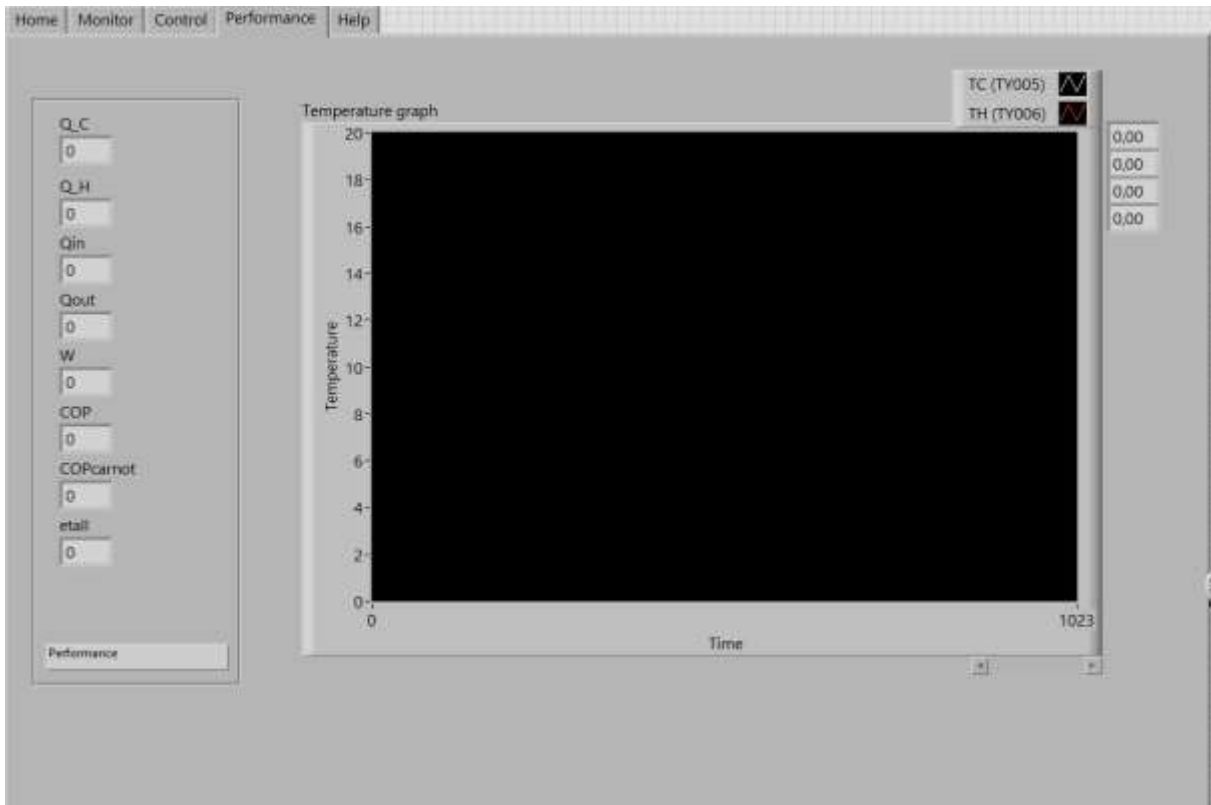


Figura 4. 23 Schermata PERFORMANCE del Front Panel

Infine, nella schermata help vi è riportata la nomenclatura dei vari termini usati, Figura 4.24.



Figura 4. 24 Schermata HELP del Front Panel

Tutto ciò che è stato appena visto, è stato costruito attraverso un diagramma a blocchi di LabView, Figura 4.25.

In conclusione, il sistema di acquisizione e controllo rappresenta un elemento cruciale per il successo del banco prova AMR-001, permettendo di acquisire dati accurati e di mantenere condizioni operative ottimali per l'analisi e la valutazione del rigeneratore. La progettazione attenta di questa interfaccia LabView è essenziale per garantire la robustezza e l'affidabilità dell'intero sistema sperimentale.

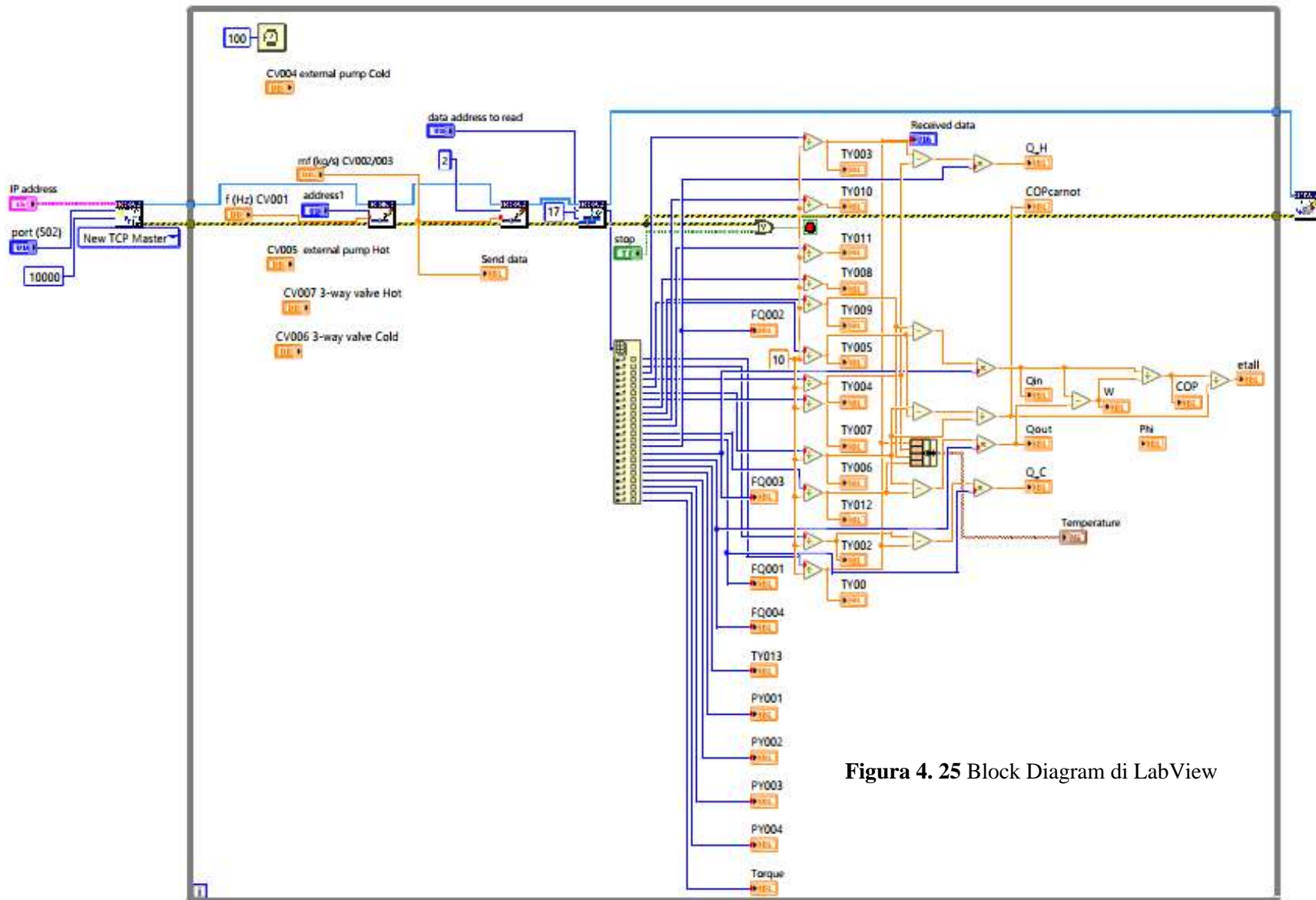


Figura 4. 25 Block Diagram di LabView

CAPITOLO 5. Prove di funzionamento e problemi

Dopo aver completato l'assemblaggio del banco prova e aver programmato il sistema di acquisizione dati, sono state condotte prove preliminari al fine di valutare l'efficacia complessiva del banco prova e di tutti i suoi componenti.

5.1 Prime prove di funzionamento

In questo primo test i parametri studiati sono:

- Fluido: Acqua e glicole
- Rotazione: 1Hz (60 giri/min)

Durante queste prove sono stati identificati due principali problemi critici, nelle due modalità diverse testate, funzionamento a portata nulla e funzionamento con portata di 10litri/min:

1. Funzionamento portata nulla: a 1 Hz di rotazione, con le pompe ferme, si è riscontrata una coppia resistente variabile tra 5 e 8 Nm. Il movimento era irregolare (a scatti) a causa dei quattro setti di gadolinio e delle spalle di plastica interposte.
2. Funzionamento con portata di 10 litri/min: a 1 Hz di rotazione, la coppia resistente è aumentata drasticamente fino a circa 27 Nm, pari al 280% della coppia nominale del motore. La pressione di mandata è stata misurata a circa 1 bar. L'incremento della coppia da circa 7 Nm a 27 Nm con l'avvio della circolazione dell'acqua è in linea con le previsioni teoriche (iniziando in condizioni isoterme, il DT_{span} è zero e la coppia è massima, circa 20Nm), ma con difficoltà nel superare il transitorio iniziale. Potrebbero essere necessarie prove con diverse portate e velocità di rotazione.

Inoltre, si sono osservati ulteriori problemi e nodi di funzionamento riscontrati

- Nuovi problemi di tenuta al rigeneratore.
- Discrepanza significativa nella portata nei quattro setti di gadolinio, suggerendo un possibile intasamento o presenza di aria in uno dei setti.
- Impossibilità per il motore di mantenere a lungo la coppia di 27 Nm, il motore va in allarme di overload.
- Regolarità della rotazione delle pompe e accettabile variazione di pressione di 1 bar.

- Aria intrappolata e carica del fluido di lavoro. Si ha evidenziato aria intrappolata dentro del circuito primario e secondario Figura 5.1. Questa aria comporta problemi di funzionamento per non garantire tutta la rigenerazione, e comporta anche problemi per rilevare dati dei sensori, in particolare nei sensori di flusso che non riscontrano lettura in presenza di aria.

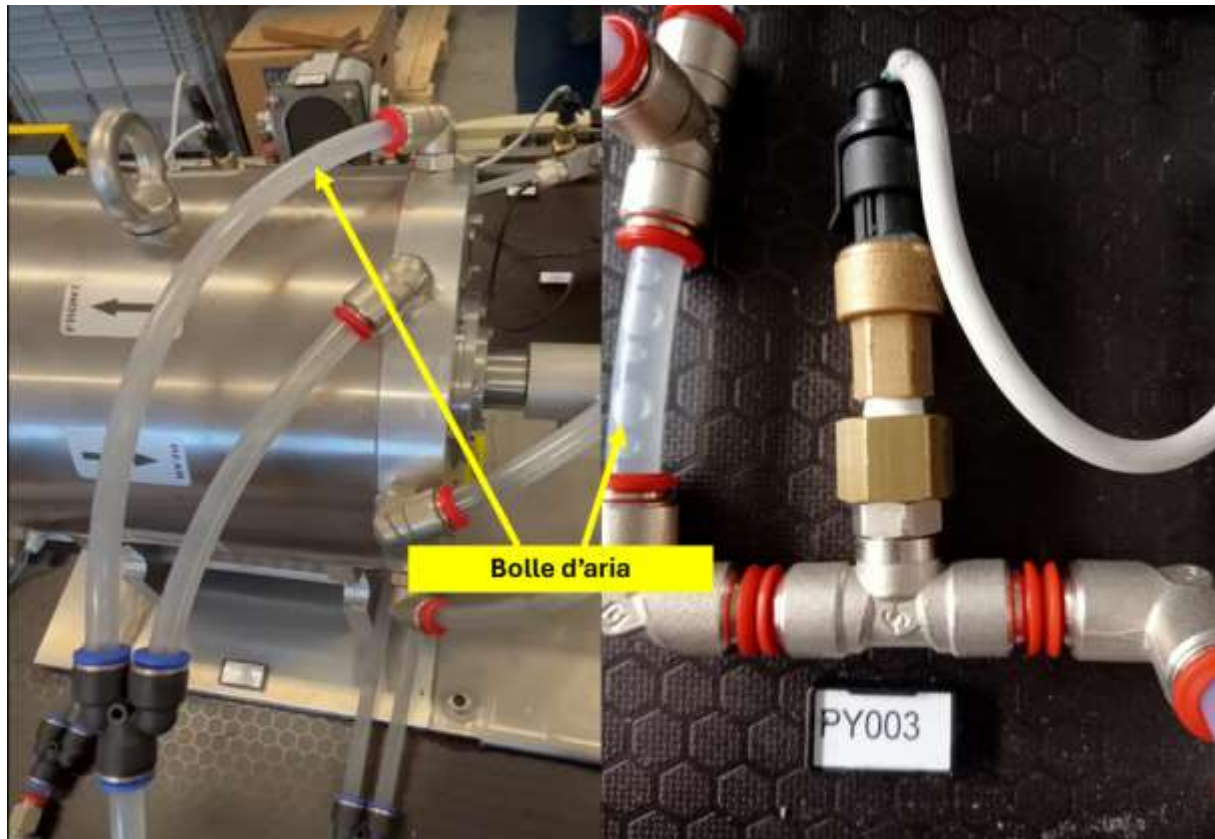


Figura 5. 1 Aria intrappolata nel circuito idraulico

Soluzioni adottate:

- Problema di Tenuta Idraulica: Dopo aver risolto il problema di tenuta al rigeneratore, sono emerse infiltrazioni nei pozzetti delle sonde PT.1000, le quali sono state corrette mediante una riconfigurazione precisa dei pozzetti.
- Aria Intrappolata nel Circuito Idraulico: Per affrontare l'accumulo di aria nel circuito, è stato apportato un intervento al circuito stesso, introducendo più punti di caricamento del fluido di lavoro e di uscita dell'aria (Figura 5.2). Questa soluzione si è dimostrata efficace sui due circuiti secondari. Tuttavia, il circuito primario ha presentato maggiori difficoltà nel

caricamento del fluido di lavoro, richiedendo un processo di carica sotto pressione per eliminare l'aria intrappolata tramite condotti di sfogo aggiuntivi.

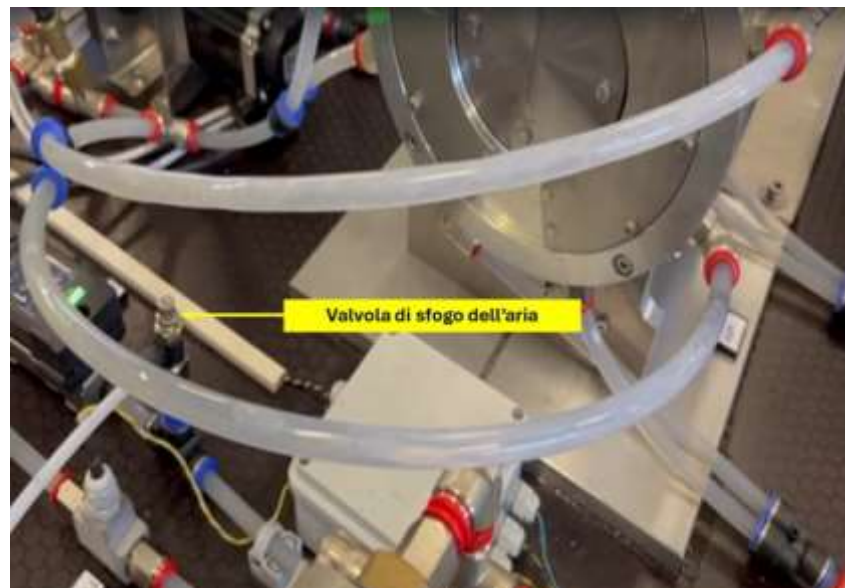


Figura 5. 2 Valvola di sfogo dell'aria

- Effetti della Rotazione: Al fine di affrontare le sfide legate alla richiesta di elevata coppia motore, è stato installato un motoriduttore, Figura 5.3. Questo dispositivo aumenta la coppia del motore, garantendo un funzionamento più efficiente e resistente nel tempo.



Figura 5. 3 Motoriduttore

Un motoriduttore è un dispositivo che integra un motore e un riduttore di velocità in un'unica unità. La sua funzione principale è quella di diminuire la velocità di rotazione dell'albero di uscita del motore, aumentando contemporaneamente la coppia. Questo permette di trasmettere una maggiore potenza a carichi più pesanti o di garantire una precisione di movimento superiore in applicazioni che richiedono una velocità controllata.

Le funzioni chiave di un motoriduttore includono:

- **Riduzione della Velocità:** Il riduttore incorporato riduce la velocità di rotazione dell'albero di uscita del motore. Questo è particolarmente utile in situazioni in cui è necessario un movimento più lento e controllato, come nel nostro caso operativo a frequenze inferiori a 2 Hz.
- **Aumento della Coppia:** Il riduttore incrementa la coppia del motore, consentendo al motore di gestire carichi più pesanti o di fornire una maggiore forza in applicazioni lavorative.
- **Conversione del Movimento:** Un motoriduttore può convertire il movimento da un tipo all'altro, ad esempio da rotativo a lineare, a seconda delle esigenze specifiche dell'applicazione.
- **Protezione del Motore:** Il riduttore contribuisce a proteggere il motore riducendo il carico meccanico che deve sopportare, aumentando così la sua durata e affidabilità nel tempo.

Tuttavia, è importante notare che questo comporta la necessità di una conversione del dato di coppia fornito dal segnale del motore, poiché questa coppia non rappresenta direttamente il valore di coppia applicato all'AMR. In questo contesto, è necessario applicare un fattore di moltiplicazione (nel nostro caso, pari a 5) per ottenere la corretta correlazione con la coppia effettivamente applicata.

5.2 Ulteriori test

In una successiva fase di prova, con il motoriduttore già installato, si è riscontrata una soluzione efficace per i problemi di rotazione. Il sistema di acquisizione dati è stato corretto e il fattore di moltiplicazione della coppia è già integrato nel PLC, con un rapporto di riduzione di $1225/225 = 5.4444$, il quale è già calcolato nel valore letto dal sistema.

Successivamente, sono state condotte due prove: una con il rigeneratore spento e una con il rigeneratore acceso. Durante queste prove, sono stati impostati i set point dei bagni termostatici, con il bagno caldo a 20°C e quello freddo a 10°C, mentre le pompe sono state regolate a una velocità di 300 giri al minuto e le valvole a 3 passi senza effettuare by-pass.

Motore Spento

In Figura 5.4 sono presenti i valori letti nel front panel di LabView durante questa prova

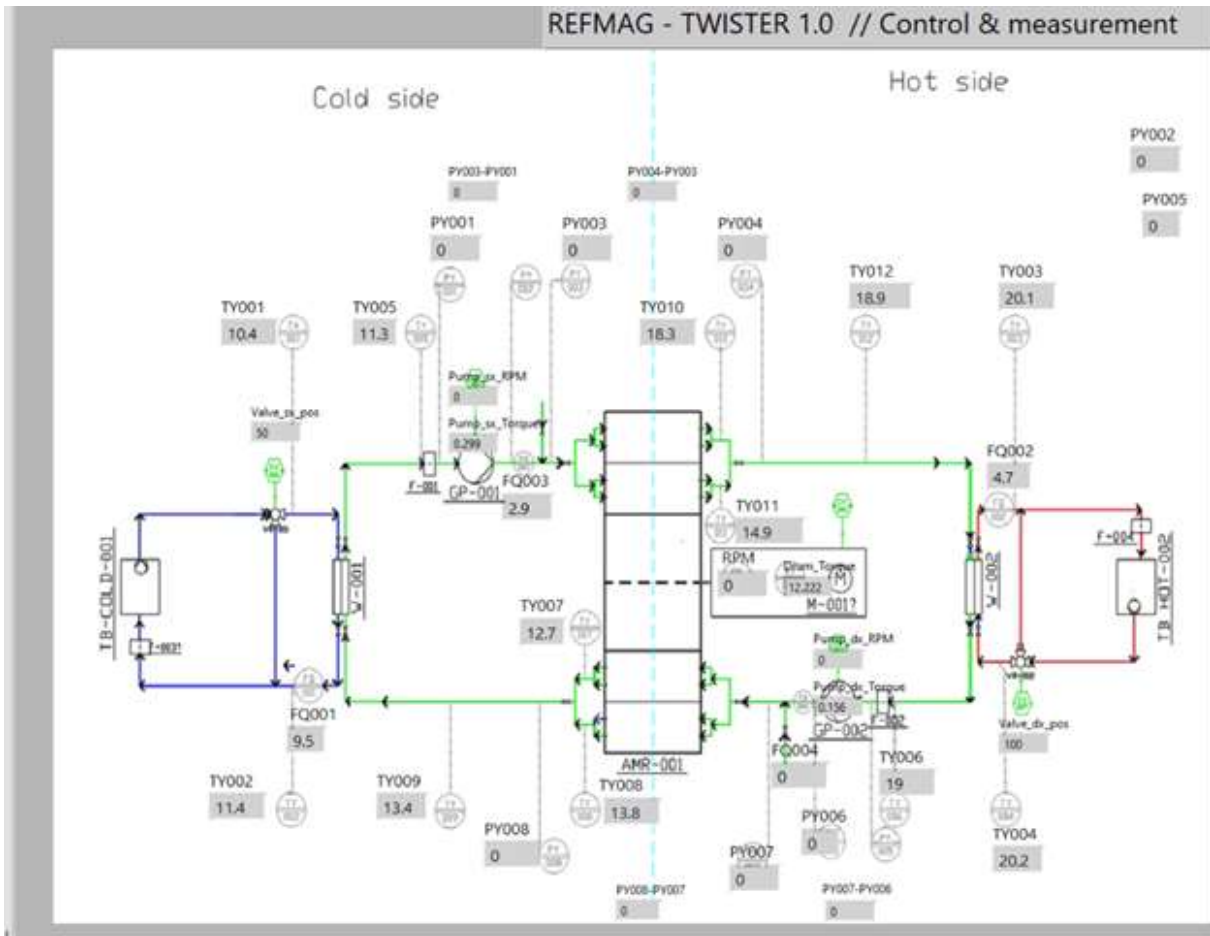


Figura 5. 4 Monitor a motore spento

Le principali osservazioni emerse da questo test includono:

- I misuratori di pressione non forniscono alcuna lettura, il che è probabilmente dovuto alla presenza persistente di aria nel circuito.

- Si osserva un transitorio iniziale durante il quale i sensori di temperatura non registrano le temperature impostate, fino a quando non raggiungono una fase di stabilità conforme ai parametri da noi definiti. Questo transitorio è chiaramente evidente nella Figura 5.5.

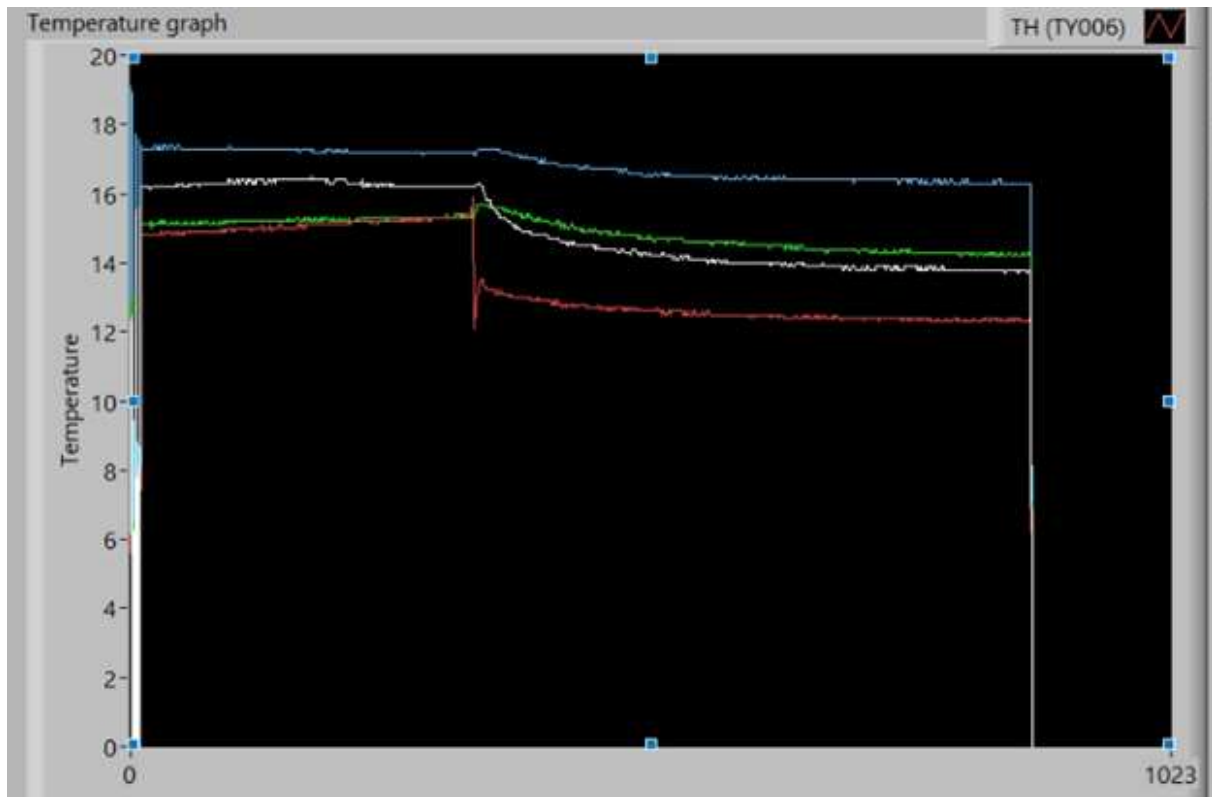


Figura 5. 5 Transitorio iniziale a motore spento

Motore Acceso:

Una volta raggiunta la fase di stabilità, il motore è stato avviato con successo. Il prototipo ha operato ininterrottamente per circa un'ora, come evidenziato nelle foto che mostrano oltre 5000 giri a 1 Hz (Figura 5.6), mantenendo una coppia costante ed evitando situazioni di overload. Durante questo periodo, è stata confermata l'efficace operatività e la corretta acquisizione dei dati provenienti dai diversi sensori. Tuttavia, i sensori di pressione continuano a non registrare alcuna misura, evidenziando ancora il problema persistente dell'aria intrappolata. È stato inoltre possibile definire un intervallo di temperatura di alcuni gradi.

È importante sottolineare che l'intervallo di temperatura osservato è limitato dalla presenza ancora intrappolata di aria nel letto del rigeneratore, e anche dalle condizioni costanti di frequenza e portata utilizzate durante le prove, in questo caso è by-passata il 50% della portata dei circuiti secondari. Per ottimizzare le prestazioni, sarà necessario regolare sia questi parametri che i valori di scambio su entrambi i lati del sistema.

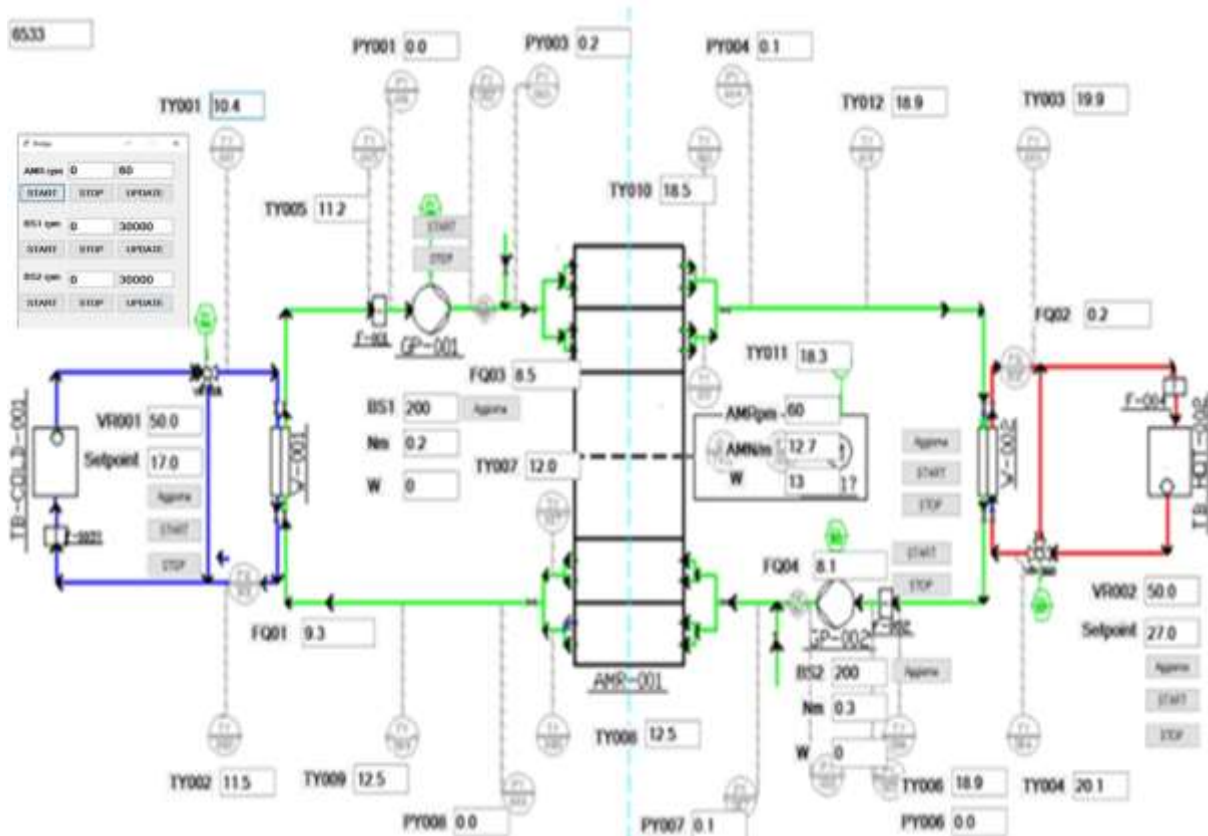


Figura 5. 6 Monitor a motore acceso

In figura 5.7 sono presenti gli andamenti di temperatura relativi a questo test.

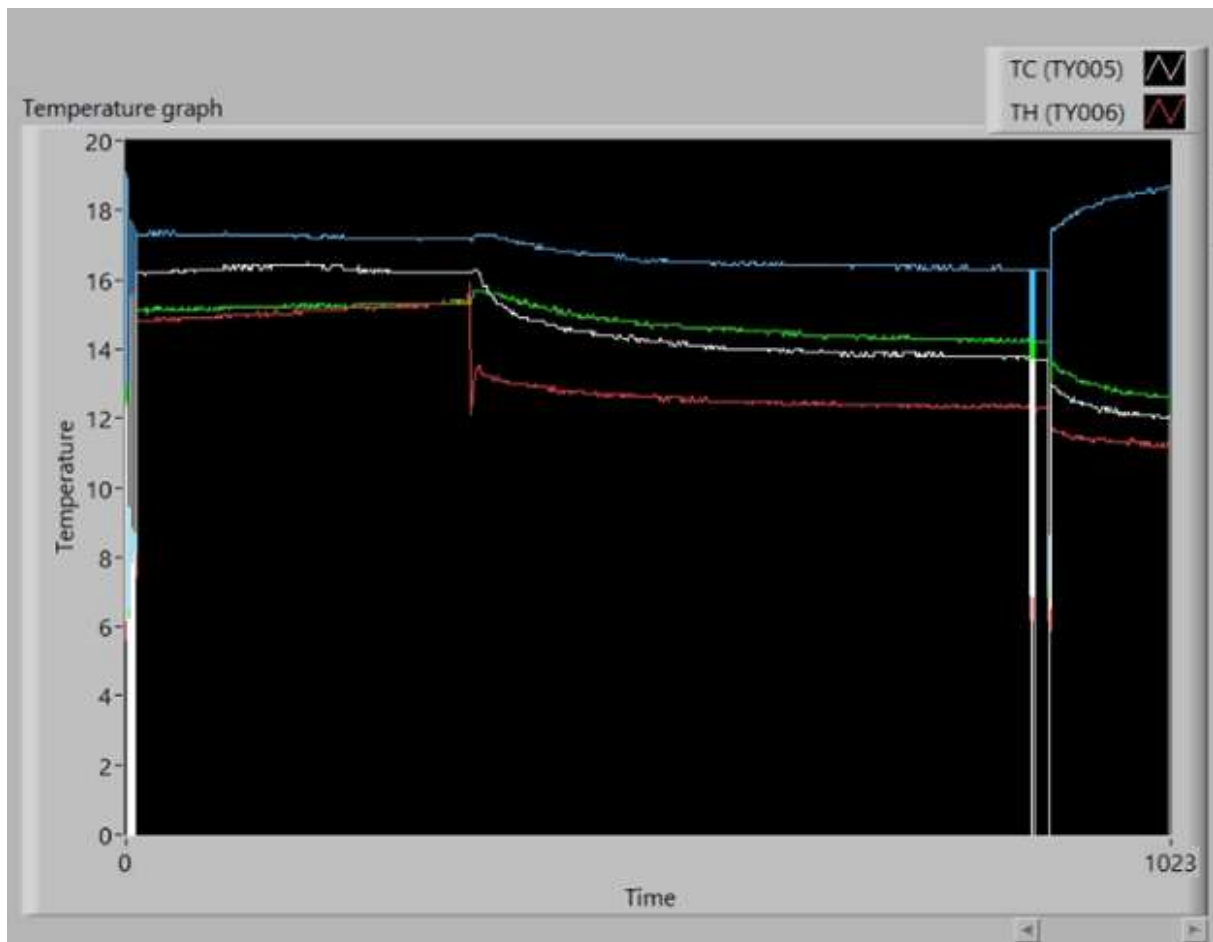


Figura 5.7 Andamenti di temperatura a motore acceso

CAPITOLO 6. Conclusioni

L'obiettivo di questa tesi è stato la realizzazione di un banco prova per la caratterizzazione delle performance di una apparecchiatura innovativa che sfrutta l'effetto magnetico realizzando un ciclo frigorifero ad alta efficienza (REFMAG). In particolare, si è condotta un'analisi critica finalizzata alla scelta dei componenti utilizzati per il prototipo e il successivo dimensionamento degli stessi. Infine, è stato condotto l'assemblaggio definitivo. In particolare, si è progettata la sensoristica per le misure che caratterizzano il ciclo frigorifero, ed in parallelo si è realizzata la parte hardware del sistema di acquisizione. Infine, si è sviluppato, in ambiente LabView, il software di gestione e memorizzazione dei dati. L'insieme dell'hardware e del software è stato definito e progettato al fine di condurre test sul prototipo REFMAG in una serie di scenari operativi (temperatura imposta, portata del fluido termovettore variabile, frequenza di rotazione dell'AMR variabile, variazione dell'efficienza globale di scambio termico UA degli scambiatori di calore).

Dalla configurazione lineare di un precedente banco prova, il prototipo realizzato durante questo lavoro di tesi adotta invece una macchina rotativa per la generazione del campo magnetico. Questa scelta ha richiesto una rivisitazione complessiva del disegno del banco prova. Le principali problematiche emerse sono qui sintetizzate:

Il nuovo design del banco prova è stato definito, prendendo in considerazione le simulazioni matematiche condotte con il codice MAGROT. Ciò ha permesso di identificare i componenti impiantistici ottimali, come gli scambiatori di calore, i bagni termostatici, il sistema di pompaggio e le caratteristiche delle pompe, tenendo conto che con il nuovo prototipo può lavorare in modalità span di temperatura impostata (ΔT_{span} imposto) o in modalità free running.

Sono stati definiti i parametri più strategici da acquisire durante i cicli operativi dell'AMR e i segnali di controllo per definire le condizioni di lavoro. In seguito, è stato assemblato il banco prova.

Successivamente all'assemblaggio, è stata avviata la progettazione di un sistema di acquisizione dati mirato alle specifiche esigenze di monitoraggio del prototipo. Sono stati

definiti i componenti hardware (sensori di misura e moduli di acquisizioni dati, PLC) e il relativo schema di dialogo con il software sviluppato tramite LabView.

Infine, sono stati condotti test preliminari al fine di valutare l'idoneità del banco prova per la caratterizzazione operativa del prototipo. Questi test hanno messo in luce la complessità del funzionamento dell'intero sistema e hanno evidenziato l'emergere di nuove sfide. Tra queste, si è manifestato il problema della presenza d'aria nel circuito idraulico, che ha causato malfunzionamenti nella sensoristica e un'incompleta rigenerazione del fluido. Questa problematica è stata affrontata parzialmente con l'aggiunta di punti di sfiato lungo il circuito. Inoltre, sono stati riscontrati problemi correlati alla richiesta di elevata coppia motore, risolti mediante l'installazione di un motoriduttore.

6.1 Sviluppi futuri

Una volta completato ed ottimizzato il sistema di controllo di acquisizione dati del banco prova, sarà necessario:

- Testare il prototipo per confrontare i risultati numerici con i risultati reali e per poter validare il modello numerico costruito.
- Prove a portata costante cambiando la velocità di rotazione. Bypass fisso.
- Prove a frequenza costante cambiando la portata del circuito primario. Bypass fisso.
- Valutare il massimo ottenibile e la massima potenza refrigerante ottenibile per valutare le performance della macchina e la possibilità di poter brevettare questo prototipo;
- Affinare l'ottimizzazione della macchina in termini di AMR, utilizzando materiali magnetocalorici alternativi al Gadolinio o testare la possibilità di utilizzare materiale magnetocalorico sotto forma di particelle sferiche, cavi o fogli;
- Valutare la possibilità di utilizzare altri fluidi termovettori per migliorare le prestazioni della macchina;
- Mettere a punto successive versioni del prototipo nell'ottica dell'efficientamento economico di questo promettente sistema di refrigerazione innovativo.

Bibliografia

- Alahmer, Ali, Malik Al-Amayreh, Ahmad O. Mostafa, Mohammad Al-Dabbas, e Hegazy Rezk. «Magnetic Refrigeration Design Technologies: State of the Art and General Perspectives». *Energies* 14, fasc. 15 (31 luglio 2021): 4662. <https://doi.org/10.3390/en14154662>.
- Jacobs, S., J. Auringer, A. Boeder, J. Chell, L. Komorowski, J. Leonard, S. Russek, e C. Zimm. «The Performance of a Large-Scale Rotary Magnetic Refrigerator». *International Journal of Refrigeration* 37 (gennaio 2014): 84–91. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.025>.
- Kitanovski, Andrej, e Peter W. Egolf. «Innovative Ideas for Future Research on Magnetocaloric Technologies». *International Journal of Refrigeration* 33, fasc. 3 (maggio 2010): 449–64. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.11.005>.
- Nielsen, K.K., J. Tusek, K. Engelbrecht, S. Schopfer, A. Kitanovski, C.R.H. Bahl, A. Smith, N. Pryds, e A. Poredos. «Review on Numerical Modeling of Active Magnetic Regenerators for Room Temperature Applications». *International Journal of Refrigeration* 34, fasc. 3 (maggio 2011): 603–16. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.026>.
- Scarpa, F., G. Tagliafico, e L.A. Tagliafico. «Classification Proposal for Room Temperature Magnetic Refrigerators». *International Journal of Refrigeration* 35, fasc. 2 (marzo 2012): 453–58. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.09.010>.
- Scarpa, F, L A Tagliafico, e M Gigante. «ROTARY MAGNETIC REGENERATOR DESIGN AND ASSEMBLY», 2016.
- Scarpa, Federico, Giulio Tagliafico, e Luca A. Tagliafico. «A Classification Methodology Applied to Existing Room Temperature Magnetic Refrigerators up to the Year 2014». *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50 (ottobre 2015): 497–503. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.05.029>.
- Scarpa, Federico, Luca A Tagliafico, e Giulio Tagliafico. «Room Temperature Magnetic Refrigeration: A New Way to Cool for Air Conditioning Applications? », s.d.

Tagliafico, G., F. Scarpa, e F. Canepa. «A Dynamic 1-D Model for a Reciprocating Active Magnetic Regenerator; Influence of the Main Working Parameters». *International Journal of Refrigeration* 33, fasc. 2 (marzo 2010): 286–93. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.10.001>.

Tagliafico, Giulio, Federico Scarpa, e Luca A. Tagliafico. «A Dimensionless Description of Active Magnetic Regenerators to Compare Their Performance and to Simplify Their Optimization». *International Journal of Refrigeration* 36, fasc. 3 (maggio 2013): 941–49. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.10.024>.

Tagliafico, Giulio, Federico Scarpa, e Luca Antonio Tagliafico. «Dynamic 1D Model of an Active Magnetic Regenerator: A Parametric Investigation». *Strojniški Vestnik – Journal of Mechanical Engineering* 58, fasc. 1 (15 gennaio 2012): 9–15. <https://doi.org/10.5545/sv-jme.2010.112>.

Tagliafico, L.A., F. Scarpa, F. Canepa, e S. Cirafici. «Performance Analysis of a Room Temperature Rotary Magnetic Refrigerator for Two Different Gadolinium Compounds». *International Journal of Refrigeration* 29, fasc. 8 (dicembre 2006): 1307–17. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.07.017>.

Tagliafico, Luca Antonio, Federico Scarpa, Federico Valsuani, e Giulio Tagliafico. «Preliminary Experimental Results from a Linear Reciprocating Magnetic Refrigerator Prototype». *Applied Thermal Engineering* 52, fasc. 2 (aprile 2013): 492–97. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.12.022>.

Trevizoli, Paulo, Yifeng Liu, Armando Tura, Andrew Rowe, e Jader Barbosa. «Experimental Assessment of the Thermal–Hydraulic Performance of Packed-Sphere Oscillating-Flow Regenerators Using Water». *Experimental Thermal and Fluid Science* 57 (settembre 2014): 324–34. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2014.06.001>.

Trevizoli, Paulo V., Jader R. Barbosa, e Rogério T.S. Ferreira. «Experimental Evaluation of a Gd-Based Linear Reciprocating Active Magnetic Regenerator Test Apparatus». *International Journal of Refrigeration* 34, fasc. 6 (settembre 2011): 1518–26. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.05.005>.

- Trevizoli, Paulo V., Jader R. Barbosa, Armando Tura, Daniel Arnold, e Andrew Rowe. «Modeling of Thermomagnetic Phenomena in Active Magnetocaloric Regenerators». *Journal of Thermal Science and Engineering Applications* 6, fasc. 3 (1 settembre 2014): 031016. <https://doi.org/10.1115/1.4026814>.
- Trevizoli, Paulo V., Guilherme F. Peixer, e Jader R. Barbosa. «Thermal–Hydraulic Evaluation of Oscillating-Flow Regenerators Using Water: Experimental Analysis of Packed Beds of Spheres». *International Journal of Heat and Mass Transfer* 99 (agosto 2016): 918–30. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.03.014>.
- Tura, A., K.K. Nielsen, e A. Rowe. «Experimental and Modeling Results of a Parallel Plate-Based Active Magnetic Regenerator». *International Journal of Refrigeration* 35, fasc. 6 (settembre 2012): 1518–27. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.04.016>.
- Tura, A., e A. Rowe. «Permanent Magnet Magnetic Refrigerator Design and Experimental Characterization». *International Journal of Refrigeration* 34, fasc. 3 (maggio 2011): 628–39. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.009>.
- Tušek, Jaka, Andrej Kitanovski, Urban Tomc, Chiara Favero, e Alojz Poredoš. «Experimental Comparison of Multi-Layered La–Fe–Co–Si and Single-Layered Gd Active Magnetic Regenerators for Use in a Room-Temperature Magnetic Refrigerator». *International Journal of Refrigeration* 37 (gennaio 2014): 117–26. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.003>.
- Yu, Bingfeng, Min Liu, Peter W. Egolf, e Andrej Kitanovski. «A Review of Magnetic Refrigerator and Heat Pump Prototypes Built before the Year 2010». *International Journal of Refrigeration* 33, fasc. 6 (settembre 2010): 1029–60. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.04.002>.

Desidero esprimere la mia più profonda gratitudine al Prof. Antonio Barletta per avermi concesso l'opportunità di svolgere la mia tesi.

Un sentito ringraziamento va anche ai correlatori, Prof Luca Antonio Tagliafico e Prof. Annalisa Marchitto, per il loro prezioso contributo, per le loro critiche costruttive e per il tempo dedicato alla revisione e alla valutazione del mio lavoro. I loro preziosi suggerimenti e il loro interesse nel mio progetto hanno arricchito significativamente questa esperienza di ricerca.