

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA (LM) – 0938

TESI DI LAUREA

in

Impatto ambientale dei sistemi energetici M

**“Studio e caratterizzazione del circuito idraulico di
un prototipo di refrigeratore magnetico”**

CANDIDATO

Guglielmo Dosi

RELATORE:

Ch.mo Prof. Ing. Andrea De Pascale

CORRELATORI

Prof. Ing. Francesco Melino

Ing. Jessica Rosati

Ing. Saverio Ottaviano

Anno Accademico 2016/17

Sessione II

Indice

Abstract	VII
Nomenclatura	VIII
Indice delle figure	XI
Indice delle tabelle	XIV
Introduzione	1
Motivazione.....	1
Sommaro	2
Capitolo 1 La refrigerazione convenzionale	5
1.1 Tecnologie di refrigerazione tradizionali	5
1.2 Impianti frigoriferi a compressione	7
1.3 Impianti ad assorbimento	9
1.4 Energy Efficiency Ratio	10
1.5 Fluidi refrigeranti	13
1.5.1 Impatto ambientale dei fluidi refrigeranti	14
Capitolo 2 La refrigerazione magnetica	17
2.1 Principio fisico	17
2.2 Effetto magnetocalorico	19
2.2.1 Termodinamica dietro al MCE	20
2.2.2 Materiali per il MCE	23
2.3 Ciclo AMR	27
2.4 Stato dell'arte	30
2.4.1 Classificazione dei refrigeratori magnetici	31

2.4.1.1	Reciprocating devices	32
2.4.1.2	Rotating devices	33
2.4.2	Panoramica dei prototipi realizzati	34
2.5	Fondamenta del progetto iniziale	38
Capitolo 3	Il circuito idraulico	39
3.1	Informazioni di input	40
3.1.1	Ambiente frigorifero	41
3.2	Progettazione del circuito idraulico	43
3.3	Progettazione dei componenti del circuito idraulico	48
3.3.1	Scambiatori termici	49
3.3.2	Valvole	50
3.3.2.1	Valvole di non ritorno	50
3.3.2.2	Valvole a doppia via	51
3.3.2.3	Serbatoio	51
3.3.3	Pompa	52
3.4	Assieme finale	54
3.5	Rigeneratori	55
3.5.1	Requisiti di progettazione	56
3.5.2	Ciclo rigenerativo	57
3.5.3	Fasi della progettazione	60
Capitolo 4	L'analisi delle perdite di carico	63
4.1	Modello teorico	63
4.1.1	Caratterizzazione del moto del fluido	64
4.1.2	Perdite distribuite	65

4.1.3	Perdite concentrate	68
4.2	Perdite nelle tubazioni	70
4.3	Perdite negli scambiatori termici.....	73
4.4	Perdite nei rigeneratori	73
4.5	Risultati finali	77
Capitolo 5	Il prototipo	81
5.1	Struttura	82
5.2	Magneti.....	83
5.3	Gruppo motore	84
5.3.1	Motore	86
5.3.2	Variatore.....	88
5.3.3	Riduttore.....	90
5.4	Rigeneratori	92
5.5	Circuito idraulico.....	96
Capitolo 6	L'implementazione del software di acquisizione dati	99
6.1	Catena di misura	99
6.2	Dispositivi FPGA	101
6.3	CompactRIO.....	102
6.4	Ambiente LabVIEW.....	105
6.5	Software di acquisizione dati	106
6.5.1	Nuovo progetto FPGA.....	106
6.5.2	FPGA VI	108
6.5.2.1	Compilazione	109
6.5.3	<i>Real Time</i> VI	110

6.5.3.1	Calibrazione dei segnali	112
6.5.3.2	Trasmissione dei dati al VI <i>Host</i>	114
6.5.4	<i>Host</i> VI	114
Conclusioni	117
Sviluppi futuri	119
Bibliografia	121
Ringraziamenti	125

Abstract

The original idea for this dissertation came during the internship at DIN (Department of Industrial Engineering – University of Bologna). This study's aim is to develop knowledge in understanding the magnetic refrigeration (MR) technology, theoretical design skills and practical ability to perform a complete characterization of a MR device. All these efforts will lead to the design of a MR prototype, hopefully useful for a future mass production and commercialization.

MR is an innovative technology for cooling devices and it could be a breakthrough in the field of room temperature refrigeration thanks to its potential. This dissertation is divided into three parts: the theoretical introduction to refrigeration and more precisely MR, the development of the design process of the MR device, the experimental characterization of the behavior of the hydraulic infrastructure of the prototype. Chapter 5 is between the last two parts and it sums up the development of this project, in order to help the reader see the forest instead of the trees.

After a short explanation about traditional cooling technologies, the introduction shows the state of the art of MR, focusing the attention on magnetocaloric effect (MCE) thermodynamic and on the active magnetic regenerative (AMR) regenerators.

The core activity of this study is illustrated in the second couple of chapters. Chapter 3 describes the design process of the hydraulic circuit and its components, drawn on Creo PTC®. The analytical part of this design process is in chapter 4, with the study of pressure drops through original algorithm.

The last part illustrates the determination, the development and the first results of the testing system, which is applied to the hydraulic circuit. During this phase the software used is LabVIEW® from the National Instruments Company.

Nomenclatura

$\Delta p_{\text{dist}}, \Delta p_{\text{conc}}$	perdite di carico (distribuite, concentrate)
ΔS_T	variazione isoterma di entropia
ΔT_{ad}	variazione adiabatica di temperature
ΔT_{span}	salto di temperatura
AMR	active magnetic refrigerator
B	induzione magnetica
c	velocità del fluido
CFC	fluidi refrigeranti clorofluorocarburi
C_H	capacità termica specifica
C_k	coefficiente di Kirschmer
D	diametro della condotta
D_{eq}	diametro equivalente
dM	differenziale della magnetizzazione
EER	coefficiente energy efficiency ratio
f_s	fattore di servizio
G	energia libera di Gibb
GWP	Global Warning Potential
H	campo magnetico
HCFC	fluidi refrigeranti idroclorofluorocarburi
H_e	energia libera di Helmholtz
HFC	fluidi refrigeranti idrofluorocarburi
HFO	fluidi refrigeranti olefine
i	rapporto di trasmissione
I_N	corrente nominale
I_s	corrente di spunto
K	fattore di accelerazione delle masse
L	lunghezza della condotta

m	massa
M	magnetizzazione
M_{c2}	coppia di calcolo
MCE	magnetocaloric effect
MCM	magnetocaloric material
M_N	coppia nominale
MR	magnetic refrigeration
n_N	velocità nominale
ODP	Ozone Depletion Potential
pdV	differenziale del lavoro esplicitato
P_N	potenza nominale
P_{r1}	potenza richiesta in ingresso al variatore
Q_c	potenza frigorifera
Q_{th}	potenza termica da asportare
Re	numero di Reynolds
RC	capacità frigorifera
R_{n1}	carico radiale nom in ingresso al riduttore
s	spaziatura tra le barre della griglia
T_c	temperatura di Curie
T_{cond}	temperatura di condensazione
TdS	differenziale del calore esplicitato
T_{ev}	temperature di evaporazione
T_{max}, T_{hot}	temperatura massima
T_{min}, T_{cold}	temperatura minima
V	volume
w	larghezza barre della griglia
W	lavoro
α	angolo griglia rispetto alla verticale
β	coefficiente di perdite concentrate
δQ	differenziale del calore

δU	differenziale dell'energia interna
δW	differenziale del lavoro
ε	rugosità o scabrezza assoluta
η_D	efficienza massima
η_{max}	rendimento dinamico
ρ	densità
μ	viscosità dinamica
μ_0	permeabilità magnetica
ν	viscosità cinematica
ξ	fattore di attrito
Ω	sezione della condotta

Indice delle figure

Figura 1.1 Schema di una macchina frigorifera	6
Figura 1.2 Layout schematizzato di un impianto frigorifero a compressione	7
Figura 1.3 Diagramma entropico del ciclo frigorifero a compressione	8
Figura 1.4 Layout schematizzato di un impianto frigorifero a compressione	10
Figura 1.5 Ciclo di Carnot nel diagramma entropico	11
Figura 1.6 Ciclo frigorifero reale nel diagramma entalpico	12
Figura 2.1 Schema intuitivo del MCE.....	20
Figura 2.2 Sistema rotante per generare il MCE	21
Figura 2.3 Diagramma entropico di Brayton applicato al MCE.....	22
Figura 2.4 Comportamento dei materiali magnetocalorici	25
Figura 2.5 Risultati degli studi teorici svolti sul gadolinio.....	26
Figura 2.6 Fasi successive del ciclo AMR	28
Figura 2.7 Diagramma delle fasi di magnetizzazione e demagnetizzazione periodiche	29
Figura 2.8 Potenza refrigerante in funzione del salto di temperatura T_{span}	30
Figura 2.9 Diversi tipi di refrigeratori magnetici a confronto	31
Figura 2.10 Schema semplificato di un dispositivo a singolo effetto	32
Figura 2.11 Schema semplificato del doppio effetto	33
Figura 2.12 Evoluzione dei sistemi a MR	34
Figura 3.1 Frigobar analizzato in laboratorio	41
Figura 3.2 Layout di base del circuito idraulico: magnetizzazione	44
Figura 3.3 Layout di base del circuito idraulico: demagnetizzazione	45
Figura 3.4 Bozza di layout ottimizzato.....	46
Figura 3.5 Viste del circuito idraulico progettato.....	47
Figura 3.6 Vista 3D del circuito idraulico progettato.....	48

Figura 3.7 Scambiatore di calore con l'ambiente esterno.....	49
Figura 3.8 Particolare del catalogo SMC delle valvole di ritegno	50
Figura 3.9 Valvola a doppia vita comandata elettronicamente.....	51
Figura 3.10 Serbatoio da catalogo CIMM	52
Figura 3.11 Caratteristica della pompa selezionata	53
Figura 3.12 Particolare da catalogo Calpeda della pompa selezionata	54
Figura 3.13 Assieme finale del circuito idraulico disegnato con Creo PTC.....	54
Figura 3.14 Disposizione teorica dei piani della matrice di MCM nei rigeneratori.....	56
Figura 3.15 Fasi e componenti del ciclo AMR.....	58
Figura 3.16 Schema dei rigeneratori.....	61
Figura 4.1 Diagramma di Moody	66
Figura 4.2 I rigeneratori.....	74
Figura 4.3 Percorso del fluido nel rigeneratore	79
Figura 5.1 Struttura dei magneti permanenti	83
Figura 5.2 Particolare del campo magnetico	84
Figura 5.3 Gruppo motore: vista frontale	85
Figura 5.4 Gruppo motore: vista 3D.....	85
Figura 5.5 Disegno tecnico del motore da catalogo.....	86
Figura 5.6 Curve caratteristiche qualitative del motore.....	87
Figura 5.7 Diagramma del fattore di servizio del variatore	88
Figura 5.8 Curva caratteristica del variatore.....	89
Figura 5.9 Disegno tecnico del variatore	90
Figura 5.11 Disegno tecnico del riduttore	91
Figura 5.10 Diagramma del rendimento per il riduttore	91
Figura 5.12 Struttura portante dei rigeneratori	92
Figura 5.13 Cicli di magnetizzazione dei rigeneratori.....	93
Figura 5.14 Case esterno dei rigeneratori	94

Figura 5.15 Sezione del rigeneratore.....	95
Figura 5.16 Interno del rigeneratore.....	95
Figura 5.17 Layout finale del circuito idraulico	96
Figura 5.18 Banco prova del circuito idraulico creato	97
Figura 6.1 Schema di una catena di misura tradizionale	100
Figura 6.2 Chassis NI cRIO-9114	102
Figura 6.3 Controller NI cRio-9022	103
Figura 6.4 Moduli FPGA NI 9211, NI 9213 e NI 9203	104
Figura 6.5 Schema della catena di misura per il banco prova del circuito idraulico	105
Figura 6.6 Project Explorer di un nuovo progetto FPGA.....	107
Figura 6.7 BD del VI FPGA.....	109
Figura 6.8 Catena delle fasi di compilazione	110
Figura 6.9 Flat Sequence VI RT con prima parte del ciclo While	110
Figura 6.10 Seconda porzione del ciclo While nel VI RT.....	111
Figura 6.11 BD del VI di calibrazione delle termocoppie.....	113
Figura 6.12 While Loop del VI Host per il salvataggio dei dati in formato Excel	115

Indice delle tabelle

Tabella 1.1 GWP da fonte IPCC dei principali idrocarburi alogenati	14
Tabella 1.2 ODP di alcuni fluidi utilizzati nel campo della refrigerazione.....	15
Tabella 2.1 Analogia tra un ciclo frigorifero tradizionale ed un ciclo di refrigerazione magnetica..	18
Tabella 2.2 Breve stato dell'arte dei prototipi a MR.....	37
Tabella 4.1 Scabrezza assoluta di alcuni materiali	71
Tabella 4.2 Risultati delle iterazioni per calcolare il fattore di attrito.....	72
Tabella 4.3 Dati fisici e geometrici relativi ai rigeneratori	75

Introduzione

L'obiettivo di questa trattazione è quello di sviluppare e caratterizzare l'impianto idraulico di un refrigeratore magnetico, che si basa cioè sull'effetto magnetocalorico proprio di particolari elementi.

L'idea di trattare tale argomento all'interno di questa tesi è nata successivamente al tirocinio svolto presso i laboratori DIN (dipartimento di Ingegneria Industriale) dell'Università di Bologna. Da qui è stato approfondito il mondo della refrigerazione magnetica, grazie anche all'apporto del lavoro svolto precedentemente.

Questo lavoro si inserisce in un più ampio progetto nato nel 2016 e che non terminerà con questa trattazione, ma che proseguirà con la produzione di un prototipo di refrigeratore magnetico, con l'obiettivo di concludersi nel 2018.

Motivazione

La refrigerazione magnetica è un metodo di refrigerazione innovativo, che con ottime potenzialità propone un'auspicabile svolta nel campo dei frigoriferi domestici, ovvero di impianti di refrigerazione che lavorano a temperatura ambiente. Negli ultimi anni l'interesse per questa tecnologia ha vissuto una forte crescita all'interno della comunità scientifica a livello mondiale, diventando oggetto di nuovi spunti di ricerca nel campo energetico.

Rispetto ai cicli frigoriferi tradizionali, questo metodo elimina completamente i due processi a maggiore irreversibilità, cioè la compressione e l'espansione del gas frigorifero. Per questo motivo il processo di conversione energetica potrebbe essere più efficiente rispetto ai cicli tradizionali ed allo stesso con un minore impatto sull'ambiente.

Inoltre – potendo anche utilizzare come vettori termici liquidi a bassissimo impatto ambientale, e.g. H₂O in condizioni ambiente – si allinea con le regolamentazioni in materia di impatto ambientale dei fluidi frigoriferi, candidandosi come tecnologia emergente nel panorama energetico della refrigerazione

Alla luce di queste considerazioni, l'attività di ricerca sta approfondendo questo tema, cercando di ottimizzare i dispositivi già brevettati e di progettarne di nuovi, tra i quali il prototipo oggetto di questa tesi. Si tratta di un sistema refrigerante di dimensioni limitate (in linea di massima ad un cubo di lato 1 m), atto a sfruttare il principio dell'effetto magnetocalorico. Una volta ottenuto il prototipo, l'obiettivo successivo sarà quello di produrlo e commercializzarlo su vasta scala.

Una parte fondamentale del processo di progettazione di un prototipo è la fase di testing. Perciò questa esperienza di tesi è nata con lo scopo di proporre un prototipo per un impianto a refrigerazione magnetica, per poi concentrarsi sulla prima fase della progettazione: quella che va dalle ipotesi iniziali fino alle analisi di testing.

Il fine ultimo di questo studio è quello di sviluppare le conoscenze riguardanti la tecnologia della refrigerazione magnetica, le capacità teoriche di progettazione per dispositivi di questo tipo e quelle pratiche per caratterizzarli.

Sommario

Questa trattazione accompagnerà lungo il percorso che è stato seguito durante le fasi appena presentate, procedendo secondo un tragitto ben delineato, che dall'ipotesi 0 – o come direbbero gli anglosassoni *from scratch* – è giunto fino alle verifiche sul primo prodotto, precedente al prototipo finale. La struttura della tesi si sviluppa su sei capitoli: i primi due si fondano sulla letteratura e identificano tutti i temi teorici utili alla descrizione del caso in esame, i successivi due capitoli mostrano il processo di design iniziale del prototipo, il quinto descrive il prototipo nel suo complesso, mentre l'ultimo riporta le conclusioni sperimentali ottenute tramite le analisi di testing.

In modo particolare, nel Capitolo 1 viene illustrato un rapido excursus delle tecnologie di refrigerazione tradizionali (quali i gruppi frigoriferi a compressione e ad assorbimento), assieme ad una valutazione delle problematiche sul tema dell'impatto ambientale causate dai fluidi refrigeranti. Per questa trattazione non risulta di particolare importanza l'aspetto teorico che antecede la refrigerazione magnetica, perciò ci si soffermerà soltanto brevemente su questi temi, proponendo un ristretto ventaglio di formulazioni dei principi fondamentali della termodinamica ad essi connessi.

Segue poi un'analisi più approfondita del concetto di refrigerazione magnetica, all'interno del Capitolo 2. Questa sezione si baserà su di una fase di ricerca bibliografica particolarmente incentrata sull'area disciplinare in oggetto, a cui seguirà una panoramica dello stato dell'arte, con i brevetti principali e le fondamenta di questa tecnologia. Nello specifico, in questo capitolo sarà sviscerato il principio fisico dell'effetto magnetocalorico, i materiali utilizzati per la produzione dei sistemi di refrigerazione magnetica e i relativi cicli termodinamici.

Al termine di questa sezione iniziale relativa all'impalcatura teorica del prototipo, nel Capitolo 3 si presenterà la principale attività di questa tesi. Il cuore di questa esperienza è frutto dell'attività di studio e di progettazione del circuito idraulico del dispositivo: partendo dalle ipotesi iniziali del progetto, è stato ideato e disegnato – prima a mano e successivamente con Creo PTC® – lo schema del circuito idraulico che permette la refrigerazione magnetica. Tale circuito è fondamentale in quanto deve permettere la corretta sincronizzazione dei componenti e viene attraversato dal fluido vettore di scambio termico, in questo caso H₂O allo stato liquido. A conclusione di questo capitolo è stato realizzato un disegno dell'assieme del circuito, con annessi i componenti selezionati.

Il Capitolo 4 prosegue la fase di progettazione, descrivendo l'analisi ed il calcolo delle perdite di carico, prendendo spunto dalle ipotesi iniziali e da alcuni dati geometrici noti. Tale attività affianca quella presentata nel capitolo precedente, ma in questo caso si lavorerà più di lima, andando a correggere ed ottimizzare gli aspetti che erano stati considerati di meno nella fase di design. Lo strumento più

utilizzato sarà il foglio elettronico, grazie al quale sono stati implementati – e talvolta ideati – gli algoritmi necessari al calcolo delle perdite di carico. Prima di applicare questi artifici matematici al calcolo delle perdite di carico si presenterà brevemente il modello teorico su cui essi si basano.

Il Capitolo 5 serve a racchiudere – ed allo stesso tempo riassumere – ciò che è stato presentato nei quattro capitoli precedenti: si tratta di una sezione atta a fare da collante tra le varie fasi di design delle diverse componenti del prototipo, utile a mostrare l'avanzamento del percorso di progettazione da un punto di vista globale.

Terminata la prima fase di progettazione, seguirà un'altra attività fondamentale di questa esperienza di tesi, che concluderà la trattazione. Nel Capitolo 6 infatti si affronterà l'attività di testing del circuito idraulico, attraverso l'ausilio del software di programmazione LabVIEW.

In conclusione si riporteranno gli obiettivi raggiunti e quelli prefissati per gli sviluppi futuri.

Capitolo 1

La refrigerazione convenzionale

Quando si parla di refrigerazione magnetica si fa leva su diversi concetti fondamentali della materia: è perciò necessario chiarirne alcuni, iniziando dalla definizione di refrigerazione.

Il seguente capitolo presenta alcune definizioni ed esplicazioni dei processi termodinamici che governano la refrigerazione, e nello specifico quella convenzionale. Si descrivono le tecnologie tradizionali e le problematiche ambientali che hanno diretto la ricerca scientifica verso tecnologie di refrigerazione differenti.

1.1 Tecnologie di refrigerazione tradizionali

La refrigerazione tradizionale si basa principalmente su due tecnologie: i gruppi frigoriferi a compressione e i gruppi frigoriferi ad assorbimento.

In linea generale, gli impianti frigoriferi tradizionali sono macchine termiche che mantengono uno specifico volume – delimitato da pareti, solitamente isolanti – ad una temperatura T_f inferiore rispetto a quella ambiente T_0 , esterna. I valori di tali temperature – nello specifico la T_f – sono determinati dai singoli casi applicativi.

La potenza frigorifera Q_c è un parametro indicatore del lavoro per unità di tempo che l'impianto frigorifero deve compiere per raggiungere l'effetto previsto.

Si evidenzia come la Q_c debba uguagliare la potenza termica dispersa dovuta al contatto con l'ambiente esterno tramite le pareti e l'apertura dell'impianto frigorifero.

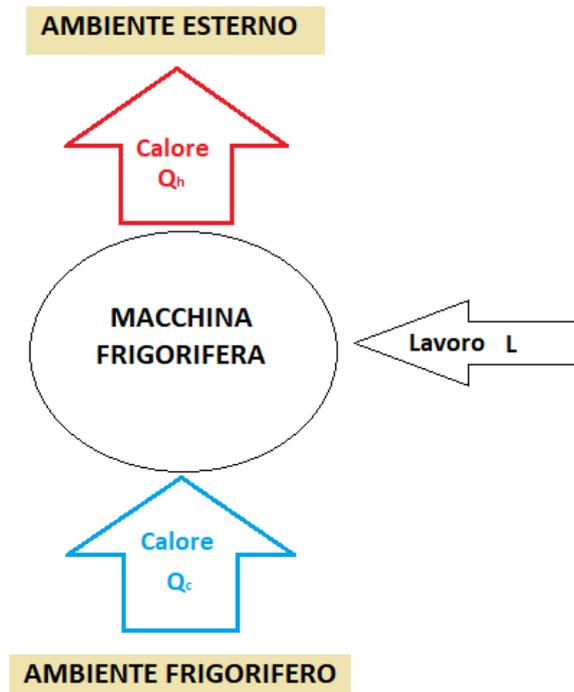


Figura 1.1 Schema di una macchina frigorifera

Per questa trattazione non risulta di particolare importanza l'aspetto teorico che regola i cicli frigoriferi, ci si soffermerà perciò soltanto brevemente su questi temi, proponendo un ristretto ventaglio di formulazioni dei principi fondamentali della termodinamica dei cicli frigoriferi.

Su tutti si ricorda il secondo principio della termodinamica, enunciato da Clausius, che afferma l'impossibilità di trasferire calore da un corpo più freddo ad uno più caldo senza lavoro dall'esterno.

Parimenti si ricorda l'aumento dell'entropia con i cicli energetici totali reali (irreversibili), mentre per le trasformazioni reversibili essa resta costante ("enunciato entropico" del secondo principio della termodinamica).

1.2 Impianti frigoriferi a compressione

Per ottenere l'effetto utile proprio dei sistemi frigoriferi solitamente si può sfruttare il lavoro meccanico di uno o più compressori: è questo il caso dei cicli frigoriferi a compressione.

In questa tecnologia l'effetto utile viene generato tramite un fenomeno endotermico, mentre il cambiamento di fase ciclico del fluido vettore permette l'asportazione del calore. Il fluido di lavoro in questi casi è l'acqua, in fase di vapore: comunemente si applica il ciclo termodinamico di compressione-espansione del gas illustrato in figura 1.2.

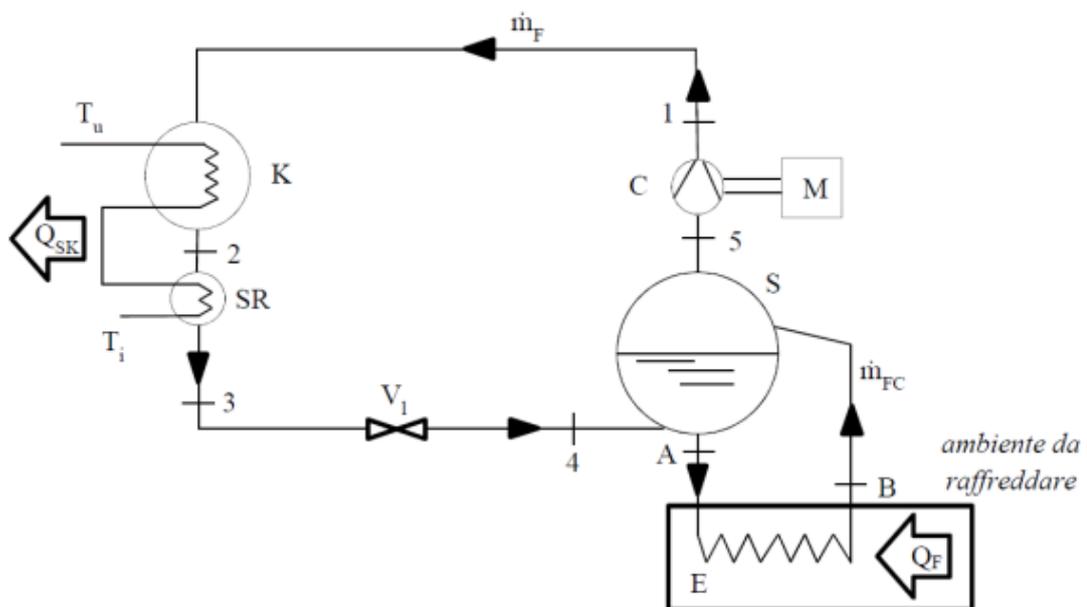


Figura 1.2 Layout schematizzato di un impianto frigorifero a compressione [14]

Si sfrutta la compressione – tramite compressore volumetrico C controllato dal motore M, che perciò ha una certa efficienza ed un determinato consumo – facendo attenzione alle problematiche di fluidi bifase nei componenti, che comporterebbero perdite di carico e danneggiamenti, principalmente usura. Esso aspira il vapor saturo secco – onde evitare i problemi dovuti a fluidi bifase – dal separatore S.

Il fluido compresso giunge al condensatore K, cede il calore Q_{sk} all'acqua di raffreddamento, fino a diventare liquido saturo e poi sottoraffreddato in SR. Il fluido conclude il ciclo termodinamico tornando nello scambiatore, dopo aver subito la laminazione in V_1 , organo atto a compiere il processo inverso rispetto alla compressione. Il ciclo viene raffigurato in un diagramma T-s in figura 1.3.

L'effetto utile è ottenuto tramite lo scambiatore E, all'interno dell'ambiente da raffreddare: il fluido vettore sottrae il calore Q_f all'ambiente frigorifero, passando dallo stato A di liquido saturo a quello di vapor saturo B.

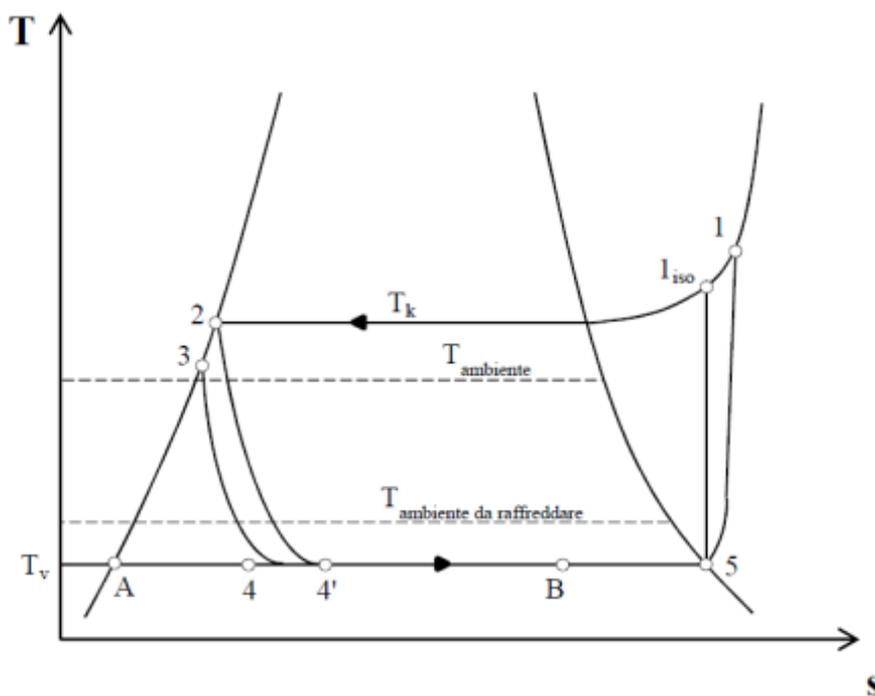


Figura 1.3 Diagramma entropico del ciclo frigorifero a compressione [14]

Il processo di laminazione – isoentalpico – diminuisce l'effetto utile, poiché la trasformazione isoentalpica termina con un titolo del fluido maggiore rispetto ad una trasformazione isoentropica alla stessa temperatura di evaporazione, dunque il salto entalpico disponibile all'evaporatore è inferiore – che è proporzionale alla differenza di temperatura e quindi alla potenza termica disponibile.

Dalle due figure precedenti è evidente una possibile formulazione dell'effetto utile, definito come la potenza termica assorbita dall'ambiente frigorifero:

$$(1.1) \quad Q_c = \dot{m}_{FC}(h_B - h_A) = \dot{m}_F(h_5 - h_4)$$

per il bilancio energetico al separatore.

La potenza consumata dal compressore risulta dal grafico di figura 1.3:

$$(1.2) \quad P = \frac{\dot{m}_F(h_1 - h_5)}{\eta_m}$$

in cui η_m è il rendimento meccanico del compressore in oggetto.

Se gli impianti frigoriferi a compressione in prima battuta propongono un aumento del fluido frigorifero, in realtà il coefficiente EER cala rispetto a quello ideale, poiché il lavoro di compressione aumenta più del beneficio energetico di evaporazione.

$$(1.3) \quad EER = \frac{Q_c}{P} = \eta_m \frac{\dot{m}_F(h_5 - h_4)}{\dot{m}_F(h_1 - h_5)} = \eta_m \frac{h_5 - h_4}{h_1 - h_5}$$

1.3 Impianti ad assorbimento

La via alternativa ai frigoriferi a compressione è quella che utilizza il calore fornito da una sorgente termica ad alta temperatura: si tratta nello specifico dei cicli frigoriferi ad assorbimento. Gli impianti frigoriferi ad assorbimento si distinguono da quelli a compressione grazie alla differente sorgente energetica.

Infatti nei dispositivi ad assorbimento si sfrutta la potenza termica introdotta nel ciclo al fine di generare l'effetto utile "del freddo", mentre nei sistemi a compressione questo compito era svolto dal motore del compressore.

In questo modo dunque il lavoro meccanico dovuto alla gestione del circolatore risulta trascurabile.

Nell'immagine di figura 1.4 viene mostrato lo schema di un ciclo frigorifero ad assorbimento, in cui è evidente che il compressore è stato "energeticamente" sostituito dal sistema assorbitore-desorbitore-pompa (P), che sfrutta la potenza termica entrante Q_i direttamente dalla sorgente "calda", cioè ad una temperatura maggiore di quella ambiente.

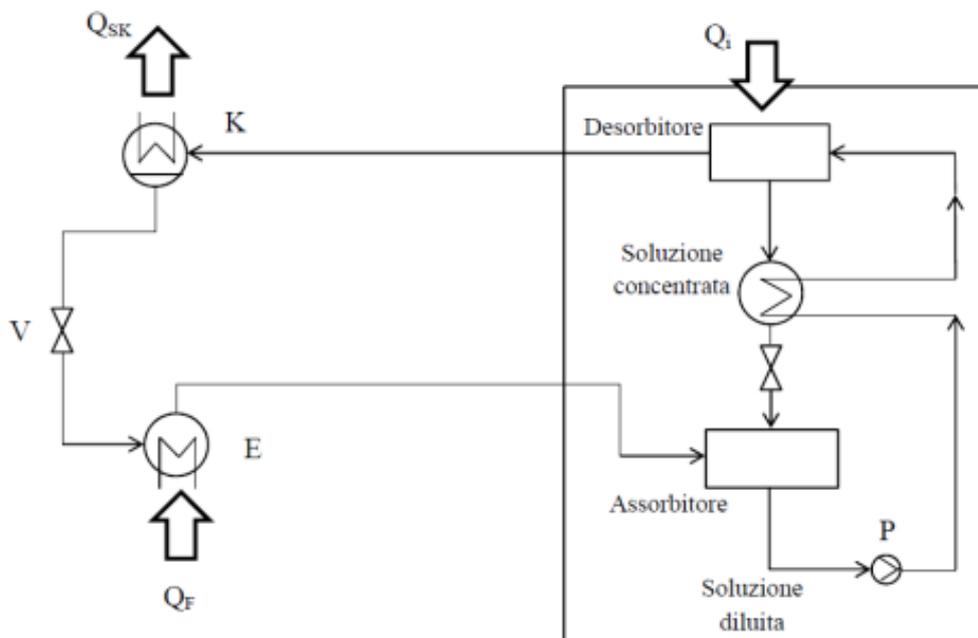


Figura 1.4 Layout schematizzato di un impianto frigorifero a compressione [14]

Come metro di paragone si adotta anche qui il coefficiente di prestazione EER , questa volta definito come segue:

$$(1.4) \quad EER = \frac{Q_f}{Q_i}$$

Il fluido di lavoro in questi casi è sostanzialmente una miscela di fluidi, generalmente individuabili in $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ o $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Nel primo caso si tratta di refrigerazione spinta (con temperature intorno ai -20°C), con fluido economico – ma assorbitore più costoso – che però presenta rischi per l'uomo, dovuti a tossicità ed infiammabilità dell'ammoniaca. Invece il Bromuro di Litio è più comune nei sistemi commercializzati, con sorgente termica rappresentata da H_2O ad una temperatura compresa tra $(90\text{-}130)^\circ\text{C}$. Quest'ultima opzione può raggiungere valori del coefficiente EER intorno al 70-75 %.

1.4 Energy Efficiency Ratio

Il riferimento fondamentale per la valutazione delle prestazioni energetiche di una macchina è il ciclo di Carnot, visibile in figura 1.5. Definite due temperature, una

massima ed una minima, la macchina di Carnot rappresenta quella con il più alto rendimento energetico operante tra queste temperature.

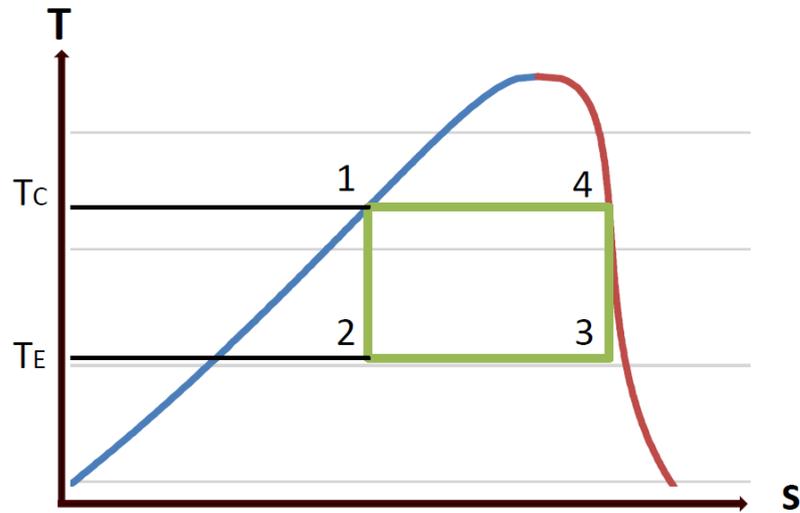


Figura 1.5 Ciclo di Carnot nel diagramma entropico

Si definisce il parametro indicatore dei cicli frigoriferi: il coefficiente di effetto frigorifero *EER* (Energy Efficiency Ratio), descritto attraverso il rapporto tra la potenza termica sottratta alla sorgente fredda – rappresentante l'effetto utile – ed il lavoro *L* (per unità di tempo) speso per compiere l'intero ciclo frigorifero.

$$(1.5) \quad EER = \frac{Q_c}{P}$$

Riferendosi ad esso, relativamente ad una macchina inversa – e quindi reversibile – si evidenzia come dipenda solo dalle temperature di evaporazione (T_{ev} corrispondente alla T_{max} di Carnot) e di condensazione (T_{cond} , cioè la T_{min}).

$$(1.6) \quad EER_{Carnot} = EER_{max} = \frac{T_{ev}}{T_{cond} - T_{ev}}$$

La maggior parte dei cicli frigoriferi coincide con il ciclo di Carnot, spesso rappresentato utilizzando la curva limite di un fluido bifase. A seconda della complessità del fluido di lavoro e delle caratteristiche termodinamiche di funzionamento, il ciclo inverso di Carnot ideale viene modificato: da una compressione bifase si passa ad una monofase, mentre l'isoentropica – come già evidenziato – risulta nella pratica un'espansione isoentalpica.

Non trattandosi perciò di macchine ideali, bensì reali, bisogna prendere in considerazione alcuni fattori che per forza di cose influenzano il ciclo frigorifero, tra tutti l'irreversibilità delle trasformazioni e le perdite di carico nelle tubazioni e nei componenti del circuito frigorifero. Si veda in figura 1.6 un esempio di perdite di carico e dissipazioni marcate.

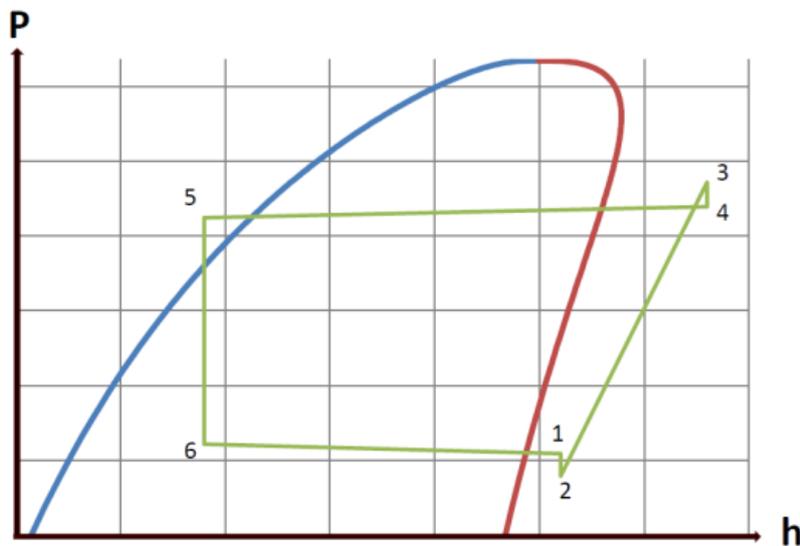


Figura 1.6 Ciclo frigorifero reale nel diagramma entalpico

Per quanto riguarda le perdite di carico, utilizzando fluidi refrigeranti a bassa densità si controlla l'impatto di questa problematica, correlando perdite di carico con una variazione di temperatura e limitandone il valore al grado Celsius.

Inoltre grazie alla perdita di pressione all'aspirazione, il volume specifico del fluido aumenta, causandone una diminuzione della portata, che porta ad un calo della capacità termica – frigorifera – del compressore.

Riferendosi invece all'irreversibilità delle trasformazioni, ovviamente i componenti presentano delle inefficienze tipiche della pratica, che vanno dunque controllate onde evitare dei danneggiamenti dovuti a titolo e/o temperatura del fluido di lavoro, diversi da quelli ideali.

1.5 Fluidi refrigeranti

Gli impianti frigoriferi tradizionali utilizzano fluidi particolari, detti fluidi refrigeranti, o frigoriferi. In questo capitolo verranno presentati brevemente, visto che per quanto riguarda il prototipo a refrigerazione magnetica in progettazione – oggetto di questa tesi – non ne è previsto utilizzo alcuno.

I refrigeranti sono identificati tramite una sigla che determina la natura del fluido frigorifero, che potrebbe essere un fluido puro, una miscela, un composto di fluidi organici o inorganici.

Questi fluidi devono essere vettori di potenza termica nel modo più ottimizzato possibile, presentando perciò particolari proprietà. Tali caratteristiche influenzano diversi parametri di esercizio, tra cui temperature e pressioni, che influiscono a loro volta sul calcolo del *EER* della macchina.

Tra tutte si ricordano le caratteristiche termodinamiche (come la temperatura critica alta e quella di solidificazione bassa – onde evitare il congelamento repentino – una conduttività termica ed un'entalpia di evaporazione elevate), una viscosità bassa (per ridurre le perdite di carico) e stabilità della composizione chimica. Inoltre bisogna sempre considerare l'aspetto economico e quello ambientale – focalizzando l'attenzione sull'impatto.

I primi fluidi frigoriferi furono di origine naturale (come NH_3 , H_2O , CO_2 , eteri), soppiantati poi da quelli di origine artificiale, che avevano caratteristiche più performanti. In primis i clorurati CFC – fluidi sintetici alogenati, Clorofluorocarburi – etichettati con il termine Freon, poi superati poiché dannosi per la presenza di cloro e fluoro, una delle cause principali dell'effetto serra e della distruzione dello strato di ozono.

Dopodiché sono stati utilizzati gli HFC (Idrofluorocarburi), senza però eliminare l'impatto ambientale sull'effetto serra e sul buco dell'ozono.

In ultima analisi sono state considerate le olefine HFO, che hanno un impatto ambientale sicuramente minore rispetto alle versioni precedenti, con un basso

danno relativo all'effetto serra ed un'influenza sull'allargamento del buco dell'ozono praticamente nulla.

1.5.1 Impatto ambientale dei fluidi refrigeranti

Le necessità di quantificare il danno ambientale dei vari fluidi ha portato alla definizione di due coefficienti, il cui scopo è proprio quello di misurare l'impatto sull'ambiente:

$$(1.7) \quad GWP_i = \frac{\int_0^t a_i d\tau}{\int_0^t a_{CO_2} d\tau}$$

dove a_i rappresenta la capacità specifica del fluido i -esimo di trattenere calore. Si tratta di un indice di compatibilità ambientale (*Global Warning Potential*) che misura l'impatto ambientale sull'effetto serra di un inquinante i -esimo.

Il GWP Esprime la quantità di energia radiante nella fascia dell'infrarosso che tale fluido può assorbire in un tempo di 100 anni, rispetto alla quantità assorbita dalla CO_2 .

FLUIDO	Anni di vita in atmosfera	GWP
HFC - 23	270	11700
HFC - 143a	52	3800
HFC - 227ea	34.2	2900
HFC - 125	29	2800
HFC - 43 - 10mee	15.9	1300
HFC - 134a	14	1300
HFC - 245 fa	7.6	n. d.
HFC - 32	4.9	650

Tabella 1.1 GWP da fonte IPCC dei principali idrocarburi alogenati

$$(1.8) \quad ODP_i = \frac{\int_0^t m_{O_3,i} d\tau}{\int_0^t m_{O_3,R11} d\tau}$$

Dove $m_{O_3,i}$ rappresenta la massa di O_3 che il gas serra i -esimo consuma, mentre $m_{O_3,R11}$ è la stessa grandezza riferita al fluido refrigerante R-11.

Si tratta di un indice di compatibilità ambientale (*Ozone Depletion Potential*) che misura l'impatto ambientale sull'ozono atmosferico di un inquinante i -esimo, rapportato rispetto all'impatto di una massa unitaria di CFC-11 (R-11).

FLUIDO	Nome	Formula chimica	ODP
CFC - 11	Tricloro-fluoro-metano	CCl_3F	1
CFC - 12	Dicloro-difluoro-metano	CCl_2F_2	1
CFC - 13	Cloro-trifluoro-metano	CF_3Cl	1
CFC - 111	Pentacloro-fluoro-etano	C_2FCl_5	1
CFC - 112	Tetracloro-difluoro-etano	$C_2F_2Cl_4$	1
CFC - 114	Dicloro-tetrafluoro-metano	$C_2F_4Cl_2$	1
CFC - 113	Tricloro-trifluoro-etano	$C_2F_3Cl_3$	0.8
HCFC – 142(b)	Cloro-difluoro-etano	$C_2H_3ClF_2$	0.06
HCFC – 22	Cloro-difluoro-metano	$CHClF_2$	0.05
HCFC – 123	Dicloro-trifluoro-etano	$CHCl_2F_3$	0.02
HCFC – 124	Dicloro-tetrafluoro-etano	C_2HClF_4	0.02
HFC – 125	Pentafluoro-etano	C_2HF_5	0
HFC – 152(a)	Difluoro-etano	CH_3CHF_2	0

Tabella 1.2 ODP di alcuni fluidi utilizzati nel campo della refrigerazione

Ad oggi l'attenzione dei maggiori Paesi industrializzati in tutto il mondo si è focalizzata soprattutto sulle problematiche di impatto ambientale, evidenziate in quest'ultima sezione.

Le regolamentazioni continuamente aggiornate in materia di emissioni inquinanti hanno perciò investito anche il campo della refrigerazione, costringendo la ricerca scientifica a studiare nuove tecnologie meno impattanti.

Se inizialmente il tema trainante è stato il fluido vettore, negli ultimi anni è stata considerata la possibilità di non dover utilizzare i fluidi refrigeranti qui presentati. Si tratta di un tema ancora inesplorato a livello commerciale, che rappresenta quindi una grande opportunità per lo sviluppo e l'industrializzazione di nuove tecnologie.

Tra queste vi è la refrigerazione magnetica – ed i sistemi AMRs (*Active Magnetic Refrigerators*) – che verranno affrontati nel prossimo capitolo.

Capitolo 2

La refrigerazione magnetica

La refrigerazione magnetica è una tecnologia emergente all'interno del mondo degli impianti di raffreddamento. Essa non presenta le problematiche ambientali descritte nel capitolo precedente e l'efficienza energetica può essere maggiore rispetto alle tecnologie convenzionali.

In questo capitolo si continua il percorso descrittivo delle tecnologie di refrigerazione, concentrandosi su quella magnetica – cuore del prototipo oggetto di questa trattazione – e sui principi che la governano, analizzando i casi applicativi e le diverse modifiche attuabili per ottimizzarne i risultati.

2.1 Principio fisico

Questa tecnologia si basa su di un fenomeno fisico noto come effetto magnetocalorico (MCE nella letteratura anglosassone) scoperto casualmente nel 1881 dal fisico tedesco E. G. Warburg durante alcuni esperimenti su campioni in acciaio. Si approfondirà il tema del MCE nella prossima sezione.

Questa tecnologia può raggiungere parametri di efficienza energetica maggiori rispetto a quelli ottenibili con impianti refrigeranti tradizionali, come ad esempio a compressione di vapore.

Solitamente la valvola di strozzatura in questi impianti fa perdere parte del lavoro di compressione, mentre gli impianti a refrigerazione magnetica possono essere progettati in modo tale da minimizzare le perdite di carico e le dissipazioni energetiche, sfruttando le “trasformazioni magnetiche” di energia. Oltretutto i refrigeranti non sono più allo stato fluido, bensì a quello solido, quindi non hanno impatto diretto né sull'ozono né sull'effetto serra.

Per quanto riguarda il campo magnetico, solitamente esso è ottenibile attraverso elettromagneti, magneti permanenti o bobine di superconduttori.

La differenza tra queste possibilità è rappresentata dal campo magnetico ottenibile:

- l'elettromagnete raggiunge una densità di flusso magnetico di circa 8 T, che però richiede alte quantità di potenza elettrica per mantenere il campo attivo, risultando quindi non praticabile da un punto di vista economico;
- i superconduttori hanno minori dissipazioni energetiche rispetto all'elettromagnete (grazie all'assenza di resistenza ohmica), ma necessitano di essere raffreddati. Si possono raggiungere i 15÷20 T, ma il raffreddamento necessario comporta alti costi, sia economicamente che energeticamente, risultando quindi difficilmente realizzabile. Sono perciò praticabili soltanto su larga scala, come ad esempio magazzini;
- in questo caso specifico sono stati utilizzati i magneti permanenti, che ad oggi risultano l'unica via percorribile per la refrigerazione domestica (frigoriferi, congelatori o aria condizionata), in cui le potenze richieste sono inferiori a 10^5 W.

Passo del processo	Processo fisico del sistema convenzionale	Processo fisico del sistema magnetico
1	Compressione	Aumento del campo magnetico
2	<i>Cessione del calore</i>	<i>Cessione del calore</i>
3	Espansione	Diminuzione del campo magnetico
4	<i>Acquisto del calore</i>	<i>Acquisto del calore</i>

Tabella 2.1 Analogia tra un ciclo frigorifero tradizionale ed un ciclo di refrigerazione magnetica

Il principio fisico della refrigerazione magnetica corrisponde a quello di funzionamento di un refrigeratore tradizionale: al posto della compressione del refrigerante si ha il passaggio del materiale magnetocalorico attraverso il campo magnetico (cioè si ha un aumento dell'intensità del campo), mentre la diminuzione

di campo magnetico corrisponde all'espansione del fluido refrigerante nel ciclo tradizionale.

Attraverso questi due passaggi il refrigerante si surriscalda – prima – e poi si raffredda al momento dell'uscita dall'influenza del campo magnetico. In tabella 2.1 è mostrato il parallelismo tra le 4 fasi della tecnologia tradizionale e quelle relative alla refrigerazione magnetica.

Il problema maggiore rimane però il range ristretto di temperatura gestibile tramite questa tecnologia, visto che la magnetizzazione permette un incremento di temperatura del refrigerante limitato.

Per aggirare questo ostacolo è stato introdotto un ciclo AMR (Active Magnetic Regenerators, Barclay nel 1982), che consiste nell'accoppiamento di più rigeneratori termici con un ciclo magnetocalorico.

Grazie a questa modifica il fluido secondario potrà essere allo stato gassoso oppure liquido, in questo caso specifico è acqua allo stato liquido, alle condizioni ambientali.

2.2 Effetto magnetocalorico

Come già evidenziato nel paragrafo precedente, l'effetto magnetocalorico – d'ora in avanti riportato come MCE – rappresenta la correlazione tra stato termodinamico di un materiale solido e l'applicazione su di esso di un campo magnetico.

Solitamente i materiali magnetocalorici subiscono un aumento di temperatura se sottoposti a campo magnetico, mentre un calo dell'intensità del campo comporta un calo della temperatura del materiale. Viceversa se si tratta di MCE inverso.

Se nel 1881 la scoperta del MCE fu sostanzialmente casuale, dal 1918 – quando Picard e Weiss teorizzarono il fenomeno – il MCE ha subito diversi sviluppi.

In primis è stato utilizzato per applicazioni a bassa temperatura – note come demagnetizzazioni adiabatiche – per raggiungere temperature criogeniche vicine allo 0 assoluto mai ottenute precedentemente (Debye e Giauque nel 1933), mentre la prima applicazione a temperatura ambiente risale al 1976 (Brown).

Negli ultimi anni l'interesse per questa tecnologia è aumentato esponenzialmente, producendo un ampio ventaglio di brevetti e pubblicazioni scientifiche.

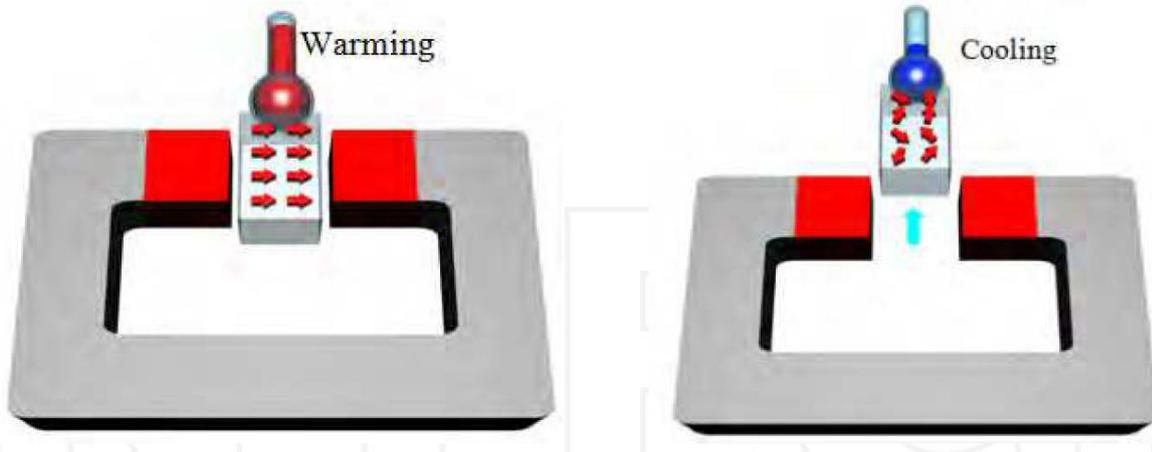


Figura 2.1 Schema intuitivo del MCE [21]

2.2.1 Termodinamica dietro al MCE

Si può schematizzare un refrigeratore magnetico come un solido magnetocalorico che oscilla periodicamente intorno ad un campo magnetico, ad esempio si consideri come elemento in materiale magnetocalorico un rotore.

L'interazione magnetotermica nel materiale magnetocalorico viene così definita attraverso il primo principio della termodinamica:

$$(2.1) \quad \delta U = \delta Q - \delta W$$

dove il calore Q viene assunto positivo se trasferito dall'esterno verso il sistema, mentre il lavoro W è positivo se viene compiuto dal sistema sull'esterno.

Aggiungendo l'equazione di bilancio chimico, con trasformazioni reversibili e campo magnetico uniforme ed esterno H :

$$(2.2) \quad \delta U = T dS - p dV + H dM$$

L'energia interna U è esprimibile come una funzione dell'entropia S , temperatura T e campo magnetico H :

$$(2.3) \quad dU = \left(\frac{\partial U}{\partial S}\right)_{T,H} dS + \left(\frac{\partial U}{\partial T}\right)_{S,H} dT + \left(\frac{\partial U}{\partial H}\right)_{T,S} dH$$

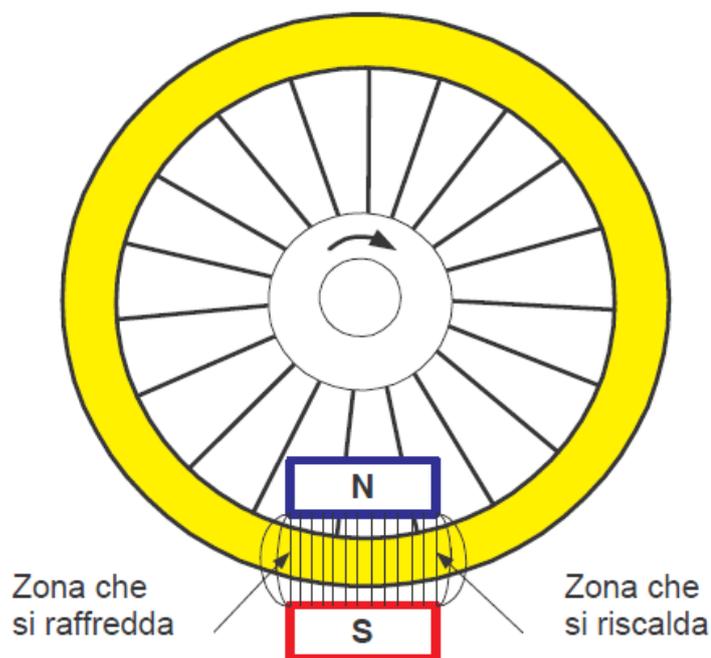


Figura 2.2 Sistema rotante per generare il MCE [20]

In questa trattazione il campo magnetico verrà indicato con la lettera H , mentre l'induzione magnetica con la lettera B ($B=\mu_0H$), che permette di esprimerne l'intensità in Tesla.

Introducendo l'energia libera di Helmholtz H_e e quella di Gibb G , si può esprimere l'entropia S come funzione della temperatura, della pressione e del campo magnetico:

$$(2.4) \quad S = S(T, H, p)$$

$$(2.5) \quad dS = \left(\frac{\partial S}{\partial p}\right)_{T,H} dp + \left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_{p,H} dT + \left(\frac{\partial S}{\partial H}\right)_{T,p} dH$$

Assumendo – realisticamente – che le trasformazioni in oggetto avvengano a pressione costante, il MCE può essere interpretato come la variazione adiabatica di temperatura o la variazione isoterma di entropia. Introducendo la capacità termica specifica C_H ed adottando le relazioni di Maxwell per il campo magnetico:

$$(2.6) \quad dS(T, H) = \frac{C_H}{T} dT + \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_H dH$$

dove M è la magnetizzazione.

Siccome le due trasformazioni dovute alla magnetizzazione che avvengono durante il MCE sono equiparabili a processi adiabatici, il ciclo in oggetto è schematizzabile con quello di Brayton: con due isoentropiche (durante la magnetizzazione e la smagnetizzazione) e due isomagnetiche (campo di intensità H_0 costante).

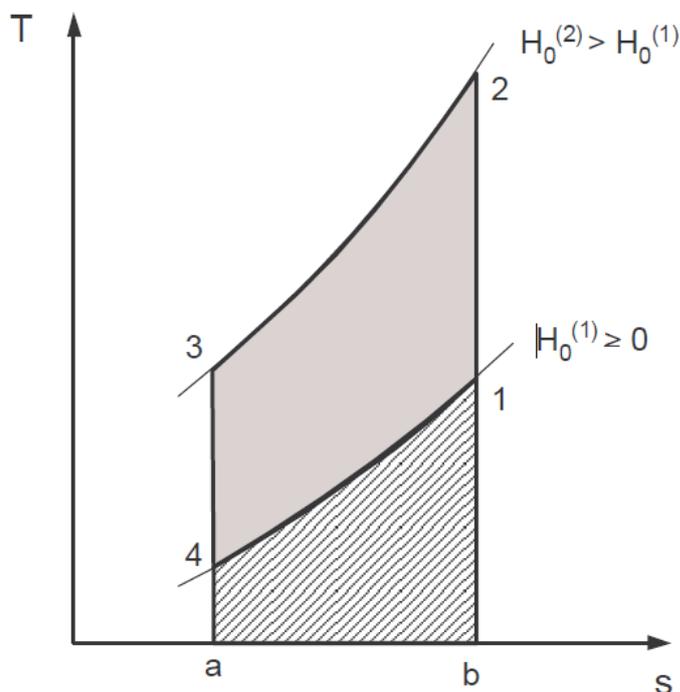


Figura 2.3 Diagramma entropico di Brayton applicato al MCE [20]

Dunque per un processo adiabatico si ha la relazione tra l'aumento (adiabatico) di temperatura ΔT_{ad} ed il MCE:

$$(2.7) \quad \Delta T_{ad} = - \int_{H_0^{(1)}}^{H_0^{(2)}} \frac{T}{c_H} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH = MCE$$

Si evidenzia come l'effetto magnetocalorico cresce con l'aumentare della derivata rispetto alla temperatura della magnetizzazione, quindi il MCE massimo si ha vicino alla temperatura di transizione magnetica, i.e. la temperatura di Curie T_C .

Da sottolineare anche come sia preferibile un materiale con capacità termica specifica bassa.

Per quanto riguarda la variazione isoterma di entropia ΔS_T si ha:

$$(2.8) \quad \Delta S_T(T, \Delta H) = \int_{H_0^{(1)}}^{H_0^{(2)}} \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_{H,p} dH$$

Un parametro utile a stimare il potenziale di refrigerazione tra due sorgenti termiche a temperatura T_{hot} e T_{cold} è la capacità frigorifera RC:

$$(2.9) \quad RC = - \int_{T_{cold}}^{T_{hot}} \Delta S_T(T, \Delta H) dT = MCE$$

Come già riportato precedentemente, in questa trattazione ci si sofferma soltanto rapidamente sui cenni teorici, in modo tale da fornire le basi per poter comprendere il lavoro presentato.

Il cuore della trattazione è la progettazione del prototipo ed il prototipo stesso, perciò per compiere una più approfondita analisi teorica degli argomenti trattati si rimanda ad altri testi presenti in bibliografia, tra cui si consigliano [19] e [20].

2.2.2 Materiali per il MCE

Non ci si soffermerà più di tanto sui materiali utilizzabili per la refrigerazione magnetica, poiché esula dall'obiettivo di questa trattazione. Si descriveranno invece i materiali più usati, con particolare attenzione per il gadolinio, selezionato per il prototipo in oggetto.

L'obiettivo principale al fine di ottenere una MR efficiente è quello di lavorare con materiali che abbiano una grande quantità di energia fornita dal MCE (equivalente ad un alto ΔS_T) disponibile sotto forma di variazione di temperatura (corrispondente ad un alto ΔT_{ad}).

I materiali più utilizzati sono ferromagnetici, come i lantanidi o le terre rare, e mostrano un cambiamento di temperatura di qualche grado se sottoposti ad una variazione di campo magnetico.

Il primo usato è stato il gadolinio (Gd), una terra rara che presenta una transizione paramagnetica del secondo ordine ($T_C = 294$ K), con un $\Delta T_{ad} = 2.1$ K ed un $\Delta S_T = -2.04$ J/(kg K) per variazione di campo magnetico unitaria; a 10 gradi dalla temperatura di Curie il MCE si dimezza.

Naturalmente il gadolinio è stato oggetto di diversi test, cercando composti che potessero soddisfare le richieste più pressanti del mercato della refrigerazione, tra tutte avere importanti caratteristiche termodinamiche per la MR a temperatura ambiente. In generale i requisiti principali per un materiale utilizzabile per il MCE sono:

- temperatura di transizione all'interno del ΔT di lavoro;
- grandi ΔT_{ad} e ΔS_T ;
- isteresi magnetica tendente a 0 per limitare la dissipazione magnetica durante il ciclo;
- resistenza elettrica alta per minimizzare le correnti parassite;
- stabilità chimica;
- facilità di lavorazione per ottenere geometrie più adatte alla specifica applicazione, massimizzandone la superficie di scambio termico.

La ricerca scientifica ha prodotto tre grandi categorie di materiali per il MCE:

- materiali con transizione magnetica del primo ordine;
- materiali con transizione magnetica del secondo ordine;
- materiali “inusuali” (dall'inglese *unusual materials*).

La dipendenza di questi materiali dalla temperatura è riassumibile con il grafico riportato sotto, che si riferisce ai tre diversi comportamenti che sono stati riscontrati nei materiali studiati.

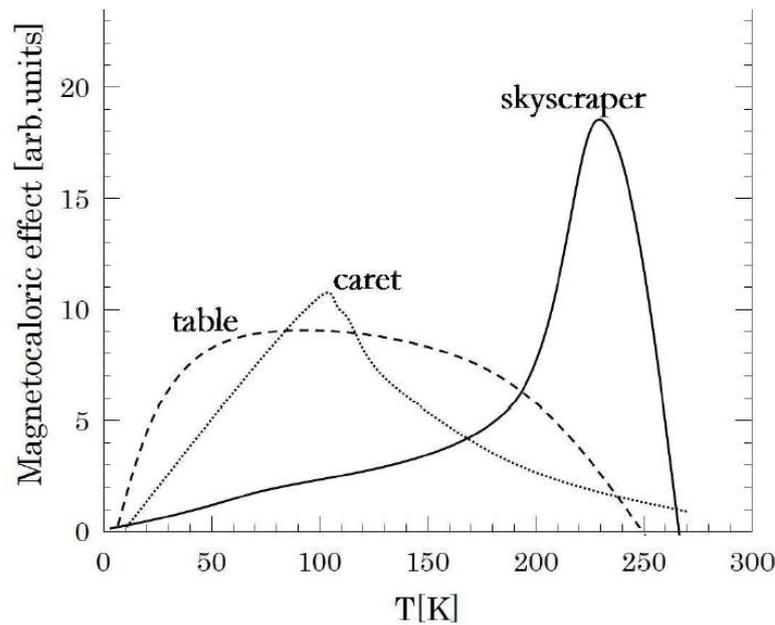


Figura 2.4 Comportamento dei materiali magnetocalorici [36]

La risposta più comune è quella a forma di apice (*caret*), propria dei materiali con transizione magnetica del secondo ordine.

Quella invece tipica dei materiali del primo ordine è a "grattacielo" (*skyscraper*), difficilmente applicabile ad un qualsiasi dispositivo per la MR.

La differenza principale tra i due tipi di materiali è che quelli di primo ordine mostrano un'isteresi molto accentuata durante il ciclo di magnetizzazione e smagnetizzazione, problematico soprattutto per cicli ad alta frequenza.

In ultimo la curva più ricercata è quella etichettata *table*, ma soltanto pochi composti mostrano questo comportamento a temperatura ambiente. Per ottenere una risposta del genere è necessario legare diversi elementi con differenti temperature di transizione, adottando rigeneratori a multiplo strato.

Per avere un parametro di riferimento, si riportano gli studi svolti sul gadolinio [21]: le soluzioni numeriche delle equazioni riportate in questo capitolo consentono di ottenere le curve mostrate in figura 2.5 rappresentanti le isoterme della magnetizzazione e la sua evoluzione in funzione dell'induzione in T (a) e della temperatura in K (b). In c si ha il grafico della capacità termica in funzione di

differenti intensità di induzione magnetica e temperatura, mentre le ultime rappresentano l'entropia durante il processo e la sua derivata rispetto alla temperatura (d, e) ed in conclusione il MCE sempre in funzione della temperatura in K.

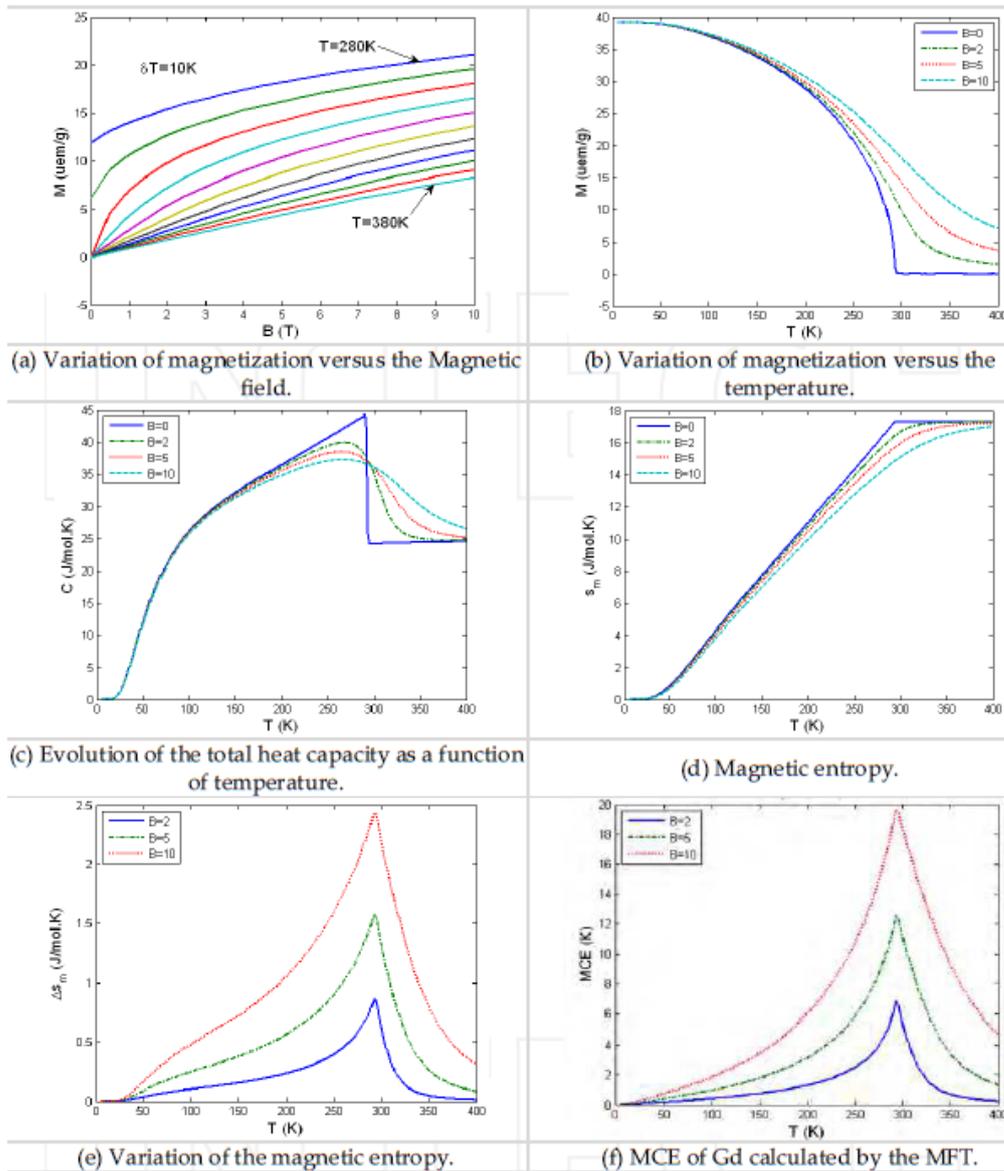


Figura 2.5 Risultati degli studi teorici svolti sul gadolinio [20]

La ricerca relativa ai materiali magnetocalorici è in continuo sviluppo ed ha prodotto diversi elementi e composti: per approfondire l'argomento si rimanda in bibliografia [35].

Ad oggi, il materiale che sembra possedere le caratteristiche migliori in termini di effetto magnetocalorico prodotto risulta essere comunque il gadolinio.

2.3 Ciclo AMR

Il ciclo AMR compare per la prima volta in letteratura nel 1976, quando cioè Brown riuscì ad aggirare i limiti imposti dai bassi ΔT imposti dal MCE. Tale dispositivo operava con un fluido intermedio che veniva periodicamente rigenerato, permettendo una differenza di temperatura tra le due sorgenti termiche (ΔT_{span}) di gran lunga maggiore rispetto al ΔT del MCE – fino ad 8 volte ΔT_{ad} – generando anche un gradiente termico spaziale nel solido.

Questo ciclo è costituito da una sequenza di 4 step sincronizzati con i tempi necessari a magnetizzare e smagnetizzare i rigeneratori, facendo attenzione alla portata del fluido intermedio, che deve avere il tempo di fluire all'interno di ogni rigeneratore: dalla figura 2.6 si possono individuare le varie fasi del ciclo, che inizia in condizioni di quiete e di isotermità tra fluido e solido.

1. *Condizione iniziale*: stessa temperatura ambiente T_0 per solido e fluido, in quiete;
2. *Magnetizzazione*: il rigeneratore entra nel campo magnetico, in questo modo il solido si surriscalda fino a raggiungere la temperatura con distribuzione uniforme $T_0 + \Delta T_{\text{ad}}$;
3. *Riscaldamento*: il fluido viene spostato dal lato freddo a quello caldo del sistema, in maniera tale da ricevere calore (mentre il solido lo cede). In questa fase il campo magnetico resta attivo;
4. *Demagnetizzazione*: il campo magnetico è disattivato ed il solido si raffredda grazie al MCE, diminuendo la propria temperatura di ΔT_{ad} . Dunque ad ora il solido è a temperatura inferiore rispetto al fluido;
5. *Raffreddamento*: il campo magnetico è ancora disattivo, il fluido compie il percorso inverso della fase 3, riscaldando il solido, cedendo calore in quanto a temperatura maggiore;

6. *Magnetizzazione*: ricomincia il ciclo, ma questa volta le condizioni iniziali sono cambiate, perciò si avranno differenze di temperatura sempre maggiori.

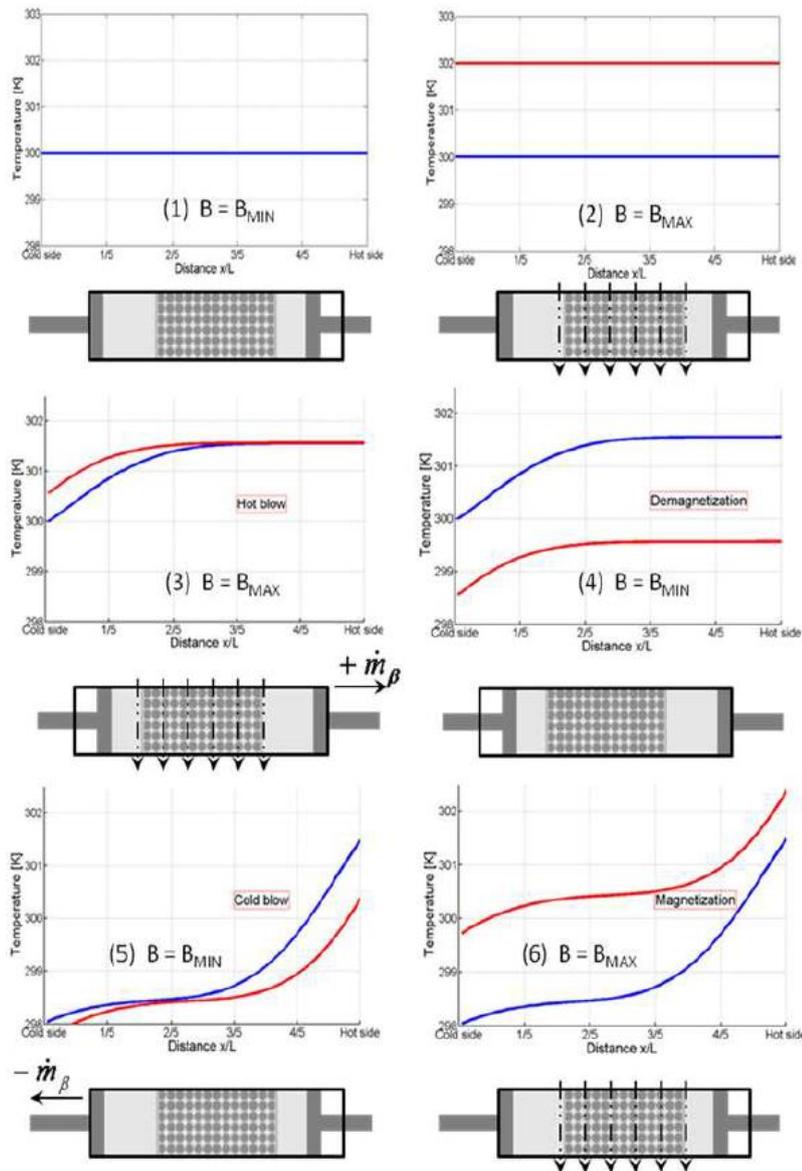


Figura 2.6 Fasi successive del ciclo AMR [36]

Ripetendo questo ciclo più volte, il calore può essere ceduto all'esterno dall'estremo a temperatura maggiore, mentre quello a T minore assorbe una certa

quantità di calore Q_c dalla sorgente fredda – e.g. l’ambiente frigorifero – completando la MR.

Il ciclo AMR è alla base di tutti i prototipi sulla MR, poiché permette di ottenere risultati energetici di gran lunga superiori a quelli raggiunti con dispositivi a MCE semplice. Questo ciclo ha visto diverse modifiche, come l’AM2R (a doppia rigenerazione), o il ciclo Steyert – sicuramente con maggiori limiti tecnologici che ne complicano l’applicazione.

Se si volesse studiare il ciclo AMR graficando l’induzione magnetica B con il tempo – normalizzato al periodo del ciclo – si ottiene la figura 2.7:

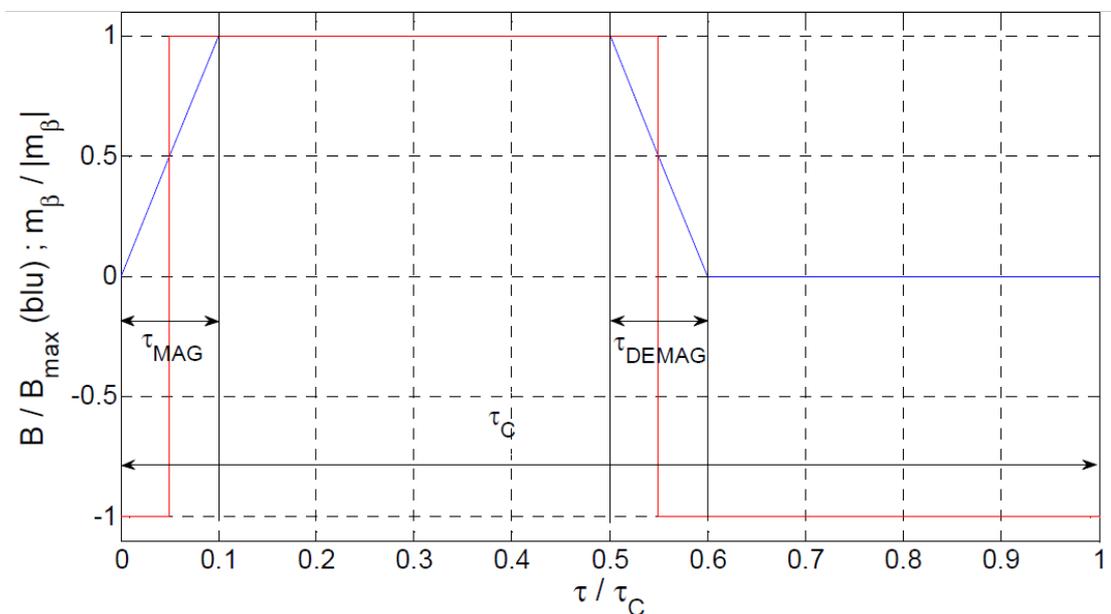


Figura 2.7 Diagramma delle fasi di magnetizzazione e demagnetizzazione periodiche [36]

Per analizzare le prestazioni del ciclo AMR si può utilizzare anche la curva di raffreddamento (fig. 2.8).

Viene qui graficata la potenza refrigerante \dot{Q} in funzione del ΔT_{span} , qui definito soltanto con T_{span} . Da un grafico come questo si possono dedurre alcune informazioni fondamentali per il ciclo AMR: la massima T_{span} e la massima

potenza di raffreddamento \dot{Q}_{max} . Come si può notare ciascun parametro viene raggiunto quando l'altro termine si annulla.

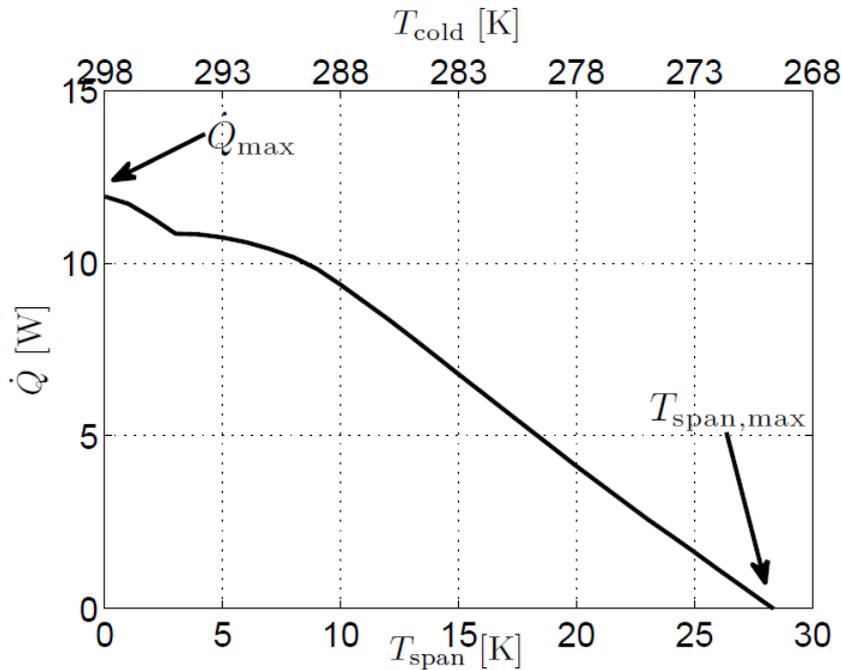


Figura 2.8 Potenza refrigerante in funzione del salto di temperatura T_{span} [36]

Nella sezione seguente verrà riportato un ventaglio dei prototipi operanti con la tecnologia AMR, e più in generale con la MR.

2.4 Stato dell'arte

Sin dal primo prototipo di Brown del 1976, la ricerca in ambito energetico in tutto il mondo ha prestato particolare attenzione alla MR, specialmente per quanto riguarda quella a temperatura ambiente.

Questi anni di ricerca hanno fruttato diversi prototipi, che si distinguono principalmente per la struttura e per i dispositivi di movimentazione. In questa sezione si affronterà una breve revisione dello stato dell'arte, definendo alcune linee guida di classificazione dei vari prototipi, per poi riassumere i più importanti progetti del settore.

In primis, un leitmotiv di tutta la ricerca della MR è la necessaria attenzione all'aspetto economico-energetico, che costringe il progettista ad anteporlo ad altri aspetti, al fine di poter competere – in un futuro prossimo – con i sistemi frigoriferi tradizionali. Le caratteristiche più ricercate attraverso questi prototipi sono:

- una sorgente di campo magnetico resistente, efficiente e stabile;
- materiali MCM (magnetocaloric materials) che permettano un miglioramento energetico dei dispositivi;
- aumentare l'efficienza energetica delle macchine utilizzate;
- ottimizzare la struttura e le geometrie dei dispositivi, riducendo l'impatto spaziale, aumentando la superficie di scambio termico e semplificando le movimentazioni delle componenti del sistema.

2.4.1 Classificazione dei refrigeratori magnetici

Per quanto riguarda i criteri di classificazione, si possono considerare i seguenti aspetti:

- sorgente magnetica, già evidenziata precedentemente;
- moto relativo tra magneti e rigeneratori, considerando anche il moto del fluido;
- forma e struttura dei rigeneratori, considerando sia il MCM, sia fluido, sia la posizione dei rigeneratori rispetto al sistema.

I refrigeratori magnetici possono risultare lineari (assiali) o rotativi (radiali), così come mostrato in figura 2.9:



Figura 2.9 Diversi tipi di refrigeratori magnetici a confronto [20]

2.4.1.1 Reciprocating devices

Questi dispositivi possono essere considerati gli archetipi della MR: essi sono fondamentalmente costituiti da tre elementi, il magnete, il MCM ed il circuito per il fluido intermedio di scambio termico.

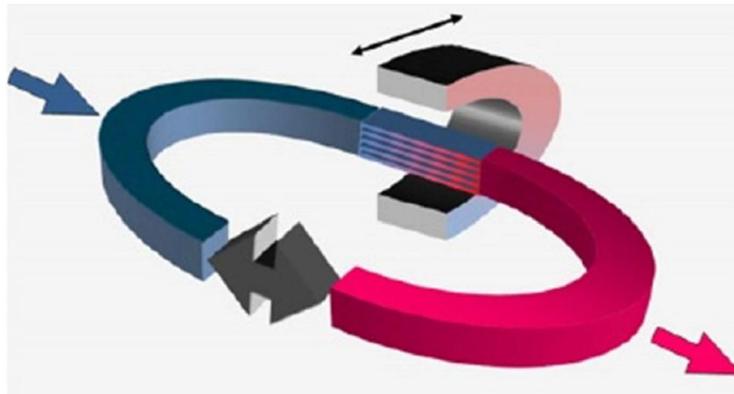


Figura 2.10 Schema semplificato di un dispositivo a singolo effetto con moto lineare del magnete permanente [35]

La variazione di flusso magnetico – la magnetizzazione alternata tipica delle 4 fasi del ciclo AMR – si ottiene attraverso la movimentazione della sorgente di campo magnetico (se essa è costituita da magneti permanenti) oppure tramite interruttore on/off se si utilizzano elettromagneti.

Questo genere di dispositivi ha subito diverse modifiche, come ad esempio il raddoppiamento dei circuiti idraulici, duplicando così la capacità refrigerante, oppure adottando diversi metodi di movimentazione relativa tra magnete e rigeneratore in MCM, facendo particolare attenzione alla sincronizzazione delle componenti del dispositivo.

Per distinguere i possibili moti relativi, si riportano le possibili soluzioni in figura 2.11. Tra queste, il design iniziale si distingue tra *moving magnet* (di più facile progettazione ma a gestione più complessa) e *moving MCM* (con moto lineare dei rigeneratori e magnete statico).

Per quest'ultima opzione si necessita di una pompa bidirezionale, con gli scambiatori termici esterni attraversati da flussi fluidi alterni. Per poter adottare una pompa monodirezionale è stato complicato il circuito idraulico, utilizzando anche valvole a tre vie.

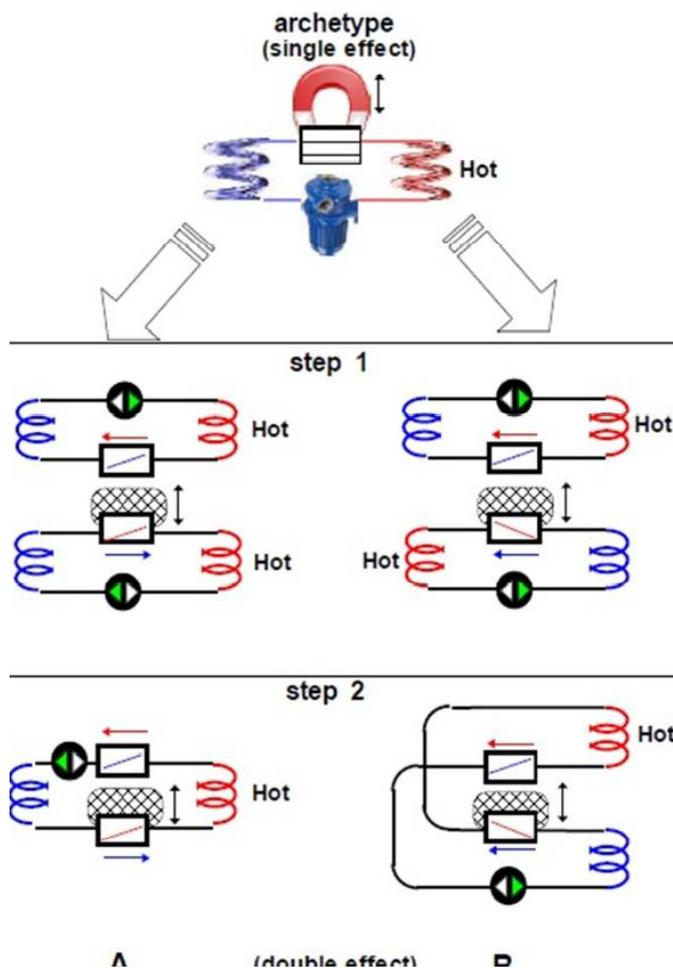


Figura 2.11 Schema semplificato del doppio effetto: vengono mostrate la distribuzione delle temperature all'interno dei MCM beds e la direzione del fluido [35]

2.4.1.2 Rotating devices

I dispositivi rotativi per la MR presentano un moto rotatorio alternato dei MCM rispetto al campo magnetico, come poi si vedrà nel prototipo oggetto di questa trattazione.

In figura 2.12 sono riportate due opzioni con rotazione su due assi differenti. Sullo sviluppo di sinistra la macchina opera in modo continuo e ruota in senso opposto al moto del fluido. Sulla destra invece la macchina è assiale, operante sia nella modalità continua che discontinua.

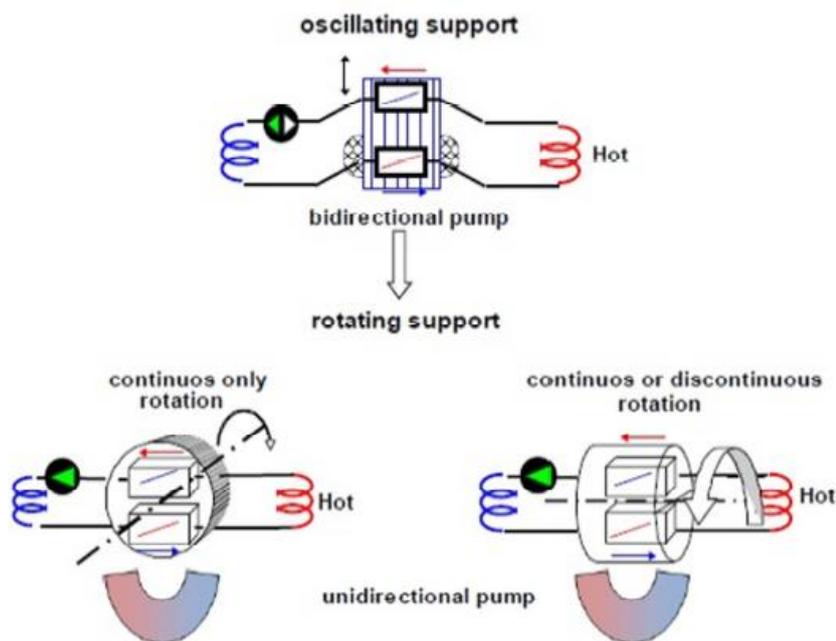


Figura 2.12 Evoluzione dei sistemi a MR: da macchine con movimento lineare del materiale attivo, fino alle macchine con moto rotativo. Asse di rotazione perpendicolare (A1) o parallelo (A2) alla direzione del fluido [35]

I prototipi di MR brevettati negli ultimi anni si basano nella maggioranza dei casi sul ciclo AMR. Essi vengono solitamente classificati in base a diversi aspetti, tra i quali: il fluido vettore (tra cui gas come He, acqua distillata, acqua glicolata, acqua pura o refrigeranti), il tipo di MCM, la differente sorgente magnetica o il moto relativo tra le unità attive del dispositivo.

2.4.2 Panoramica dei prototipi realizzati

Si riporta una rapida panoramica dei prototipi di MR presentati alla comunità scientifica fino al 2011.

I dispositivi sono ordinati cronologicamente, classificati in base alle seguenti caratteristiche:

- struttura dei magneti, P = permanenti, E = elettromagneti, S = superconduttori;

-
- tipo di moto, R = rotativi, L = lineari;
 - intensità del campo magnetico;
 - MCM;
 - ΔT_{span} massimo;
 - massima capacità frigorifera.

Un elenco più approfondito si può trovare in [20].

Institution	date	magnet	motion	$\Delta B - T$	material	$\Delta T_{SPAN} - K$	$Q_{IN} - W$
Ames Laboratory / Astronautics Corporation of America	1997	S	L	5	Gd - spheres	10	600
University of Barcelona	2000	P	R	0.95	Gd - plates	5	-
Chubu electric power / Toshiba	2002	S	L	4	Gd - spheres	21	100
Los Alamos National Laboratory	2002	S		1.7	Gd - powder	15	3
University of Victoria	2002	S	L	2	Gd, GdTb (L)	14	2
Astronautics Corporation of America	2003	P	R	1.5	Gd - spheres	20	95
Laboratoire d'Electrotechnique de Grenoble	2003	P	L	0.77	Gd - plates	7	8.8
University of Quebec	2004	S	L	2	Gd, GdTb (L)	14	2
Astronautics	2005	P	R	1.5	Gd, GdEr (L)	25	50
Nanjing University	2005	P	L	1.4	GdSiGe, GdSiGeGa	25	40
Tokyo Institute of technology / Chubu electric power	2005	P	R	0.77	GdY, GdDy (L)	10	60

Insitution	date	magnet	motion	$\Delta B - T$	material	$\Delta T_{SPAN} - K$	$Q_{IN} - W$
Sichuan University	2007	P	R	1.5	Gd - particles	11.5	40
Sichuan University	2007	P	R	0.78	Gd - plates	6.2	-
University of Victoria	2007	P	R	1.47-0.1	Gd - flakes	13	-
Cooltech Application – Weenter®	2009	P	R	0.8	Gd- Gd alloys	28	140
Cooltech Application – Weenter®	2009	P	R	1.1	Gd- Gd alloys	28	900
Cooltech Application – Weenter® - University of Applied science of Western Switzerland	2009	P	R	1.3	Gd	40	-
South China University of technology	2009	P	L	1.5	Gd	-	-
University of Campinas	2009	E	R	2.30-0.24	Gd - pin	11	-
University of Genoa	2009	P	L	1.55	Gd – powder	-	-
University of Ljubljana	2009	P	R	0.98-0.05	Gd - plates	-	-
University of Victoria	2009	P	R	1.47-0.1	Gd - spheres	29	50
Astronautics Corporation of America / Astronautics Technology Center	2007	P	R	1.4	Gd - plates	11.5	220

Tabella 2.2 Breve stato dell'arte dei prototipi a MR

2.5 Fondamenta del progetto iniziale

Il dispositivo a MR da prototipizzare ricade in quelli rotativi, è formato da un albero centrale a cui viene calettato un piattello, al quale vengono incastrati i due magneti permanenti, che generano un campo magnetico di intensità di circa 1.7 T.

Il moto rotatorio di questa struttura viene gestito dal gruppo motore-riduttore, dato che la velocità di rotazione risulta molto bassa, nell'ordine di 1 rpm o anche inferiore. Così facendo il ciclo di magnetizzazione e demagnetizzazione lavora su due componenti allo stesso tempo, ripartendo il carico termico su due unità e permettendo un ciclo AMR doppio.

In generale la struttura del prototipo deve essere compatta, a base rettangolare, contenente un sistema frigorifero flessibile per quanto riguarda le varie componenti. L'unità interna di scambio termico si basa sull'utilizzo di 4 rigeneratori a lamelle di gadolinio (componente MCM).

Nel prossimo capitolo verrà approfondito il prototipo così come era stato inizialmente pensato, per poi seguire tutto il processo di progettazione che porterà al prodotto finale.

Capitolo 3

Il circuito idraulico

In questo capitolo si affronterà il cuore dell'attività oggetto della trattazione. Se infatti finora sono state presentate le nozioni teoriche che fanno da sfondo a questo progetto, per poter sviluppare il prototipo a MR basandosi sul MCE è necessario impostare il circuito ed i componenti dell'apparato frigorifero.

Per tale motivo l'impostazione di questo capitolo sarà come segue: in primis verranno riportati i dati in input – provenienti da studi già precedentemente attuati su questa tecnologia e da analisi in laboratorio svolte nella fase iniziale di questa attività – dopodiché si presenterà il processo di progettazione del circuito idraulico, seguito dai componenti utilizzati, infine si descriverà il prototipo finale, definito dall'insieme di tutti i componenti del circuito idraulico.

Per disegnare tutte le unità del circuito idraulico – e più in generale per tutti i componenti progettati, come sarà chiaro più avanti – è stato utilizzato il software di disegno meccanico *Creo PTC*. *Creo* rappresenta una famiglia di software CAD di progettazione meccanica che supporta il design dei prodotti per l'industria manifatturiera.

Creo viene eseguito su Microsoft Windows e fornisce diverse applicazioni per la modellizzazione solida 3D, quella parametrica (sempre 3D), la modellazione diretta 3D, le viste ortografiche 2D, l'analisi degli elementi finiti e la simulazione, il disegno schematico, le illustrazioni tecniche e la visualizzazione. Fa parte di un più ampio sistema sviluppato da PTC: si connette alle altre soluzioni PTC che aiutano lo sviluppo del prodotto, tra cui *Windchill* per la gestione dei prodotti Lifecycle Management (PLM), *Mathcad* per i calcoli ingegneristici e *Arbortext* per il software di pubblicazione aziendale.

Rispetto agli altri software di disegno meccanico, *Creo* offre una maggiore produttività nei progetti (grazie ad un più alto numero di funzionalità), l'interfaccia

utente è semplificata – facilitandone l'apprendimento – e la produttività degli sketch è molto rapida.

Inoltre offre la possibilità di una più facile e veloce modellazione delle parti, con l'aggiunta delle “Spline”, che permettono una rapida progettazione di forme e superfici libere.

In ultimo bisogna sottolineare la funzionalità di misura 3D, che è stata utilizzata più volte, soprattutto nella fase di calcolo delle perdite di carico e di analisi dell'assieme che raffigurava il circuito idraulico del ciclo frigorifero.

3.1 Informazioni di input

Giunti a questo punto della trattazione, si conoscono alcuni dati indispensabili per la fase di progettazione, la maggior parte di essi viene da analisi teoriche precedenti, tra questi si riportano quelli utili durante la fase di progettazione.

Si sottolinea come la fase di progettazione non avvenga in modo lineare a compartimenti stagni, così come presentato in questa trattazione, ma segua più un percorso contorto, dove ogni parte – come la modellazione teorica, la progettazione con Creo PTC, il calcolo delle perdite di carico – interagisce con le altre.

Per riassumere i dati ottenuti, si riportano le informazioni riguardanti la struttura del prototipo a MR, che dovrà contenere i seguenti componenti:

- 4 unità di scambio termico, d'ora in avanti definite rigeneratori;
- 2 scambiatori termici con l'esterno, uno definito “freddo” che assorba calore ed uno definito “caldo” che ceda calore all'esterno;
- il circuito idraulico con le valvole ed i componenti necessari;
- il gruppo motore-riduttore con annesso albero;
- 2 magneti permanenti calettati su di un piattello messo in rotazione dall'albero;
- l'ambiente frigorifero, in connessione con lo scambiatore termico “freddo”.

3.1.1 Ambiente frigorifero

Per quanto riguarda l'ambiente frigorifero da utilizzare, è stato individuato un frigobar utile per le prime prove sperimentali, soprattutto in considerazione dell'intenzione di immettere questo prototipo nel mercato dei frigoriferi domestici (ovviamente essendo un prototipo si tratta di un primo tentativo).



Figura 3.1 Frigobar analizzato in laboratorio

Il frigobar (visibile in fig. 3.1) è stato analizzato all'interno dei laboratori del DIN di via Terracini dell'Università di Bologna, per comprendere l'entità delle dimensioni e delle quantità energetiche in gioco, in modo tale da avere un quadro realistico per il progetto da realizzare. Dalla parte destra della figura sopra riportata si nota subito il circuito frigorifero, con il compressore, l'organo di laminazione ed il condensatore, che si collegano all'interno – con l'evaporatore – attraverso un foro nella parte alta, lungo il quale scorrono le tubazioni.

Il volume del vano interno del frigobar – che determina l'ambiente frigo da mantenere ad una data temperatura inferiore di ΔT da quella ambiente – si lega direttamente alla potenza termica richiesta all'impianto di refrigerazione, ergo – conoscendo le caratteristiche termodinamiche del fluido all'interno del vano (aria) – la quantità di calore da asportare risulta:

$$(3.1) \quad Q_{th} \propto m \cdot \Delta T \propto \rho \cdot V \cdot \Delta T$$

Inizialmente le dimensioni del primo progetto di prototipo erano state sovrastimate, ipotizzando 1 m^3 , per poi arrivare alla dimensione reale di $400*490*350 \text{ mm}^3$, che equivalgono a 68.6 L, con una diminuzione della potenza richiesta di quasi un terzo rispetto alle ipotesi iniziali.

Come già riportato precedentemente, l'utilità del refrigeratore selezionato è quella di rappresentare un ambiente frigorifero di discrete dimensioni (capacità di circa 70 litri), a cui collegare il circuito idraulico progettato successivamente. Dunque il frigobar è stato smontato e privato del proprio circuito, mantenendone comunque gli elementi, ma è risultato interessante soltanto il condensatore.

Data la presenza della sola H_2O allo stato liquido all'interno del nuovo circuito frigorifero, i componenti di un circuito in cui scorreva un gas frigorifero non possono essere utilizzabili (visto che la differenza di densità comporterebbe variazioni negative nelle portate e nelle perdite di carico), ma l'attenzione si è concentrata sulle dimensioni delle serpentine degli scambiatori. Infatti dal progetto iniziale la portata era assegnata – ci si è riferiti ad acqua allo stato liquido, poiché le pressioni erano vicine a quella ambiente, mentre le temperature si trovavano in un range tra i 10 ed i 20°C, cioè temperatura ambiente – ed il primo valore ipotizzato era di 2.4 g/s. Il valore viene definito “ipotizzato” poiché ha subito diversi cambiamenti – tipici di una prima fase di prototipazione – fino ad arrivare ai 27.36 g/s attuali. Perciò inizialmente il condensatore del frigobar è stato studiato per verificare la possibilità di considerarlo come scambiatore termico “caldo”, ma dopo un calcolo approfondito delle perdite di carico – chiarito nel capitolo successivo – è stato deciso di non utilizzarlo viste le enormi dissipazioni che avrebbe comportato. A tale scopo sono stati presi in considerazione anche altri quattro differenti scambiatori di calore già presenti all'interno del laboratorio, ma è stata scartata anche questa opzione, poiché i diametri rimanevano troppo limitati per le quantità di liquido in gioco, raggiungendo velocità troppo spinte e quindi perdite di carico troppo elevate.

Tutte le misure svolte in laboratorio sono risultate utili durante la progettazione del circuito, soprattutto ai fini dei primi ragionamenti riguardanti i calcoli e le ipotesi

di modifica iniziali, come ad esempio il calcolo delle perdite di carico ed i primi disegni di tentativo su Creo PTC. Lo scopo principale era infatti quello di impostare una progettazione iniziale utilizzando componenti già noti, in modo tale da avere una conoscenza abbastanza realistica delle dimensioni e delle quantità energetiche necessarie.

3.2 Progettazione del circuito idraulico

Il primo obiettivo della progettazione è stato il circuito idraulico, in cui l'acqua circola a temperature e pressioni simili alle condizioni ambiente, perciò allo stato liquido. Il processo di prototipazione inizia infatti dalla progettazione, produzione e analisi del circuito frigorifero. Per prima cosa si disegna il circuito – compresi i componenti – dopodiché si passa all'analisi (previsione) delle perdite di carico e dei volumi di liquido in gioco. Avendo un valore indicativo di questi fattori, si può procedere alla produzione del circuito, andando a sovrastimare i calcoli teorici della fase precedente. Una volta ottenuto il circuito, si lavorerà nella pratica con la sensoristica necessaria a testare i parametri più importanti.

Per progettare il circuito bisogna considerare che sono presenti 4 rigeneratori e ciascuno di essi ha flusso in entrata e flusso in uscita da due aperture diverse e parallele. Prima di ciascuna connessione con i rigeneratori si posizionano delle valvole di non ritorno.

Il cuore del circuito è l'unità in comune, che cioè sarà percorsa sempre dal fluido, a prescindere da quale coppia di rigeneratori venga attivata: tale area è segnata in figura 3.2 con il colore rosso e contiene il serbatoio, la pompa ed i due scambiatori con l'esterno. La “parte comune” viene collegata al resto del circuito con valvole a tre vie seguite da valvole on/off, per poter gestire il percorso del fluido.

Definita questa unità, il circuito è abbastanza facile da realizzare, poiché necessita soltanto delle connessioni tra i rigeneratori opposti di ciascuna coppia. Collegate le porte corrispondenti con la tubazione adatta, basterà porre delle valvole a tre vie in

ciascuna connessione, che permetteranno al fluido di passare dalla “parte comune” al rigeneratore corrispondente.

Inoltre nella progettazione del circuito e nella definizione delle spaziature bisogna considerare che per ogni tubazione sarà necessario lasciare qualche cm in laterale per la coibentazione e per permettere una certa facilità di manovra. Perciò al diametro interno delle condotte – lungo 10 mm – si aggiunge 1 mm di spessore del tubo collettore – con un diametro totale di 12 mm – per poi considerare una spaziatura spessa 20 mm per la coibentazione, ottenendo così 52 mm di diametro totale.

La prima bozza del circuito, disegnata bidimensionalmente, è raffigurata in figura 3.2: si tratta della disposizione di base, che dovrà essere ottimizzata durante la progettazione su Creo PTC.

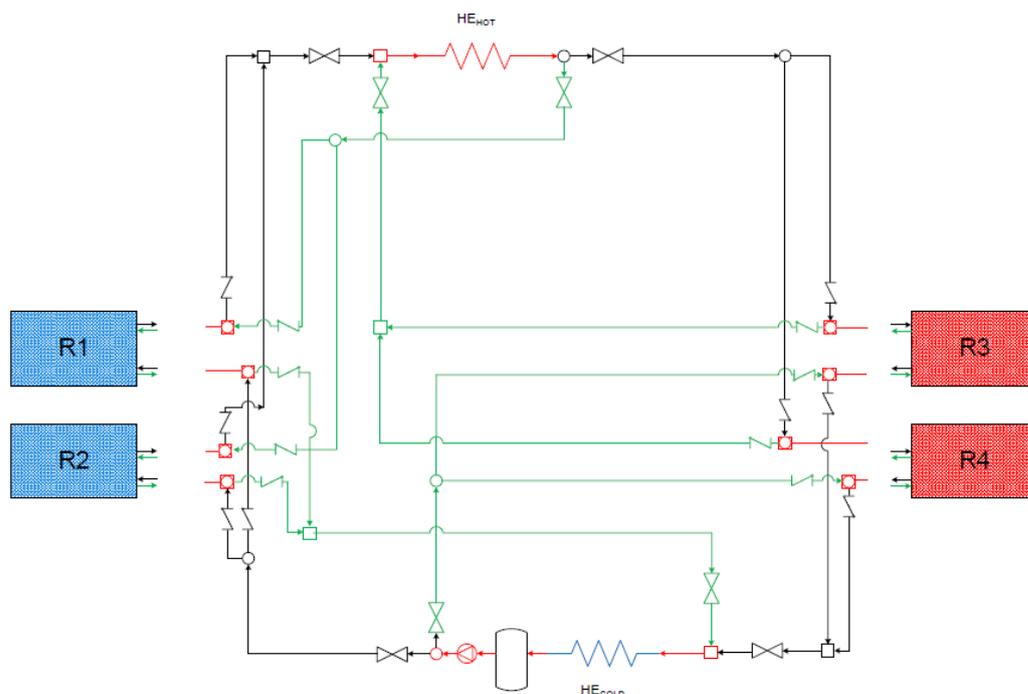


Figura 3.2 Layout di base del circuito idraulico: magnetizzazione

Il fluido è acqua allo stato liquido, nell’intorno della temperatura ambiente, e collega i quattro rigeneratori (R#) in gadolinio ai due scambiatori di calore (simboleggiati dalla linea a zig-zag, tipo resistenza elettrica), al serbatoio ed alla pompa.

Come legenda per interpretare la figura si consideri che rappresenta due fasi differenti dello stesso circuito (la cui seconda fase è visibile in figura 3.3): i rigeneratori rossi sono quelli sottoposti al campo magnetico (perciò a maggiore temperatura), il circuito in verde è attraversato dal liquido in movimento – viene detto perciò “aperto” – mentre quello in nero è “chiuso”.

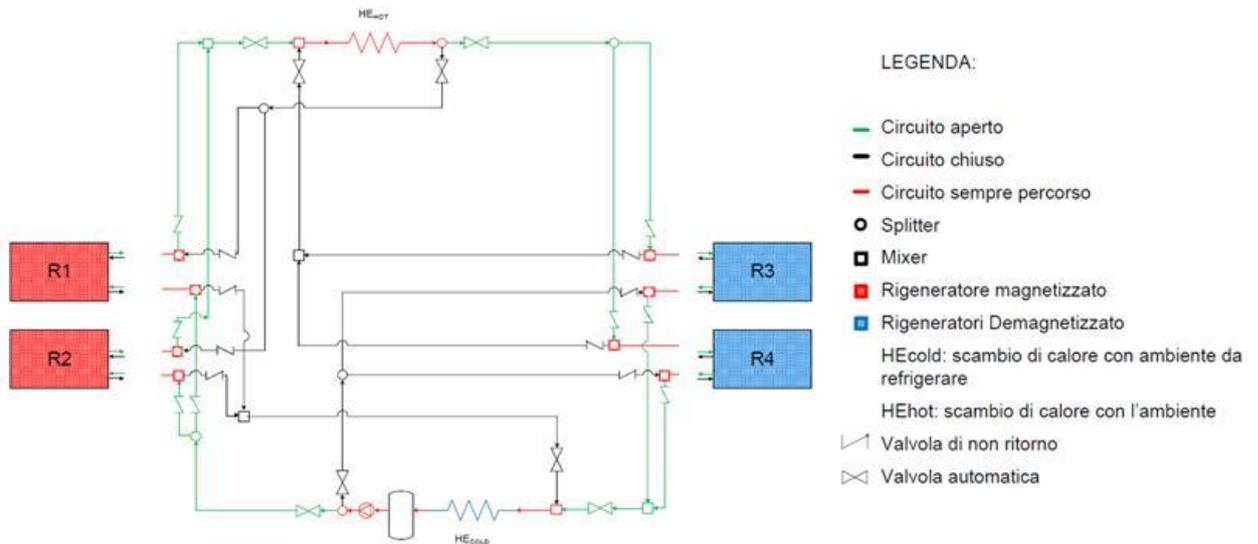


Figura 3.3 Layout di base del circuito idraulico: demagnetizzazione

Da questa configurazione di base, il design è stato ottimizzato, mantenendo le stesse connessioni e gli elementi del circuito iniziale, cercando di raggiungere due obiettivi: ridurre i volumi da utilizzare – quindi le distanze, visto che la sezione di passaggio è sempre costante – e disporre i rigeneratori a “croce”.

Si intende cioè posizionare i rigeneratori su due assi perpendicolari tra loro, con quelli attivi sullo stesso asse: questo schema non è soltanto di più facile utilizzo e gestione, ma anche più funzionale ed ha una maggiore efficienza energetica.

Come si può notare in figura 3.4, i risultati ottenuti sono due, che differiscono tra loro per la disposizione della “parte comune” – in rosso. Per parte comune si intende quella relativa agli scambiatori di calore, attraverso la quale il fluido deve sempre passare, sia che venga diretto ad una coppia di rigeneratori attivi che all’altra.

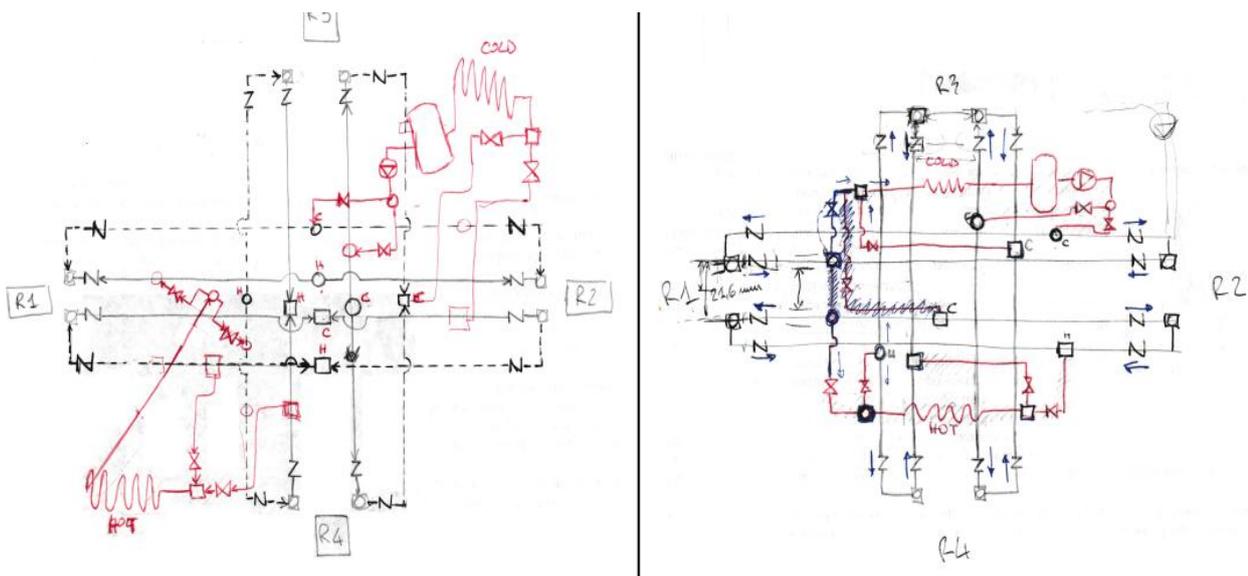


Figura 3.4 Bozza di layout ottimizzato

È stato scelto il layout di destra poiché più ordinato e propone una struttura più compatta ed equilibrata, con una disposizione su 2 piani. In effetti i due schemi ideati in fase di progettazione incontrano entrambi la necessità di compattare il dispositivo, risolvendo la prima problematica sorta, cioè dovuta alla disposizione dei rigeneratori.

Con la bozza di figura 3.4 i rigeneratori attivi si trovavano entrambi dallo stesso lato, mentre da progetto i magneti sono disposti sul piattello a 180° l'uno dall'altro. Si rende così indispensabile la presenza di connessioni molto lunghe tra i rigeneratori stessi e gli imbocchi del circuito idraulico, dato che la posizione dei magneti è necessariamente quella definita all'inizio.

Ciò che differenzia i due schemi di figura 3.4 è il bilanciamento dei pesi e l'occupazione degli spazi vuoti: nel layout di destra si riesce ad equilibrare la presenza del serbatoio e della pompa grazie alla disposizione sul lato opposto degli scambiatori di calore con l'esterno, è inoltre evidente una quasi doppia simmetria dello schema di destra, cosa che non avviene in quello di sinistra.

Una volta selezionata la configurazione ottimizzata più confacente, il passo successivo è stato il disegno del percorso di base – soltanto delle tubazioni – con Creo PTC, cercando di ridurre le perdite di carico concentrate – perciò

minimizzando le curve, soprattutto quelle a gomito. Di norma le curve dovute a deviazioni delle tubazioni sono a gomito e gli incroci sono regolati da mixer o splitter, perciò non ci si deve preoccupare di particolari intersezioni tra i tubi.

La disposizione del circuito a croce su due piani permette di separare le due parti corrispondenti alle due coppie di rigeneratori, rendendo più chiara la differenza tra circuito aperto e circuito chiuso nelle varie fasi.

Nella realizzazione del circuito idraulico sono stati inizialmente esclusi tutti i componenti, da aggiungere successivamente tramite le funzionalità dell'Assieme di Creo PTC. In primis si riportano le tre viste classiche del disegno del circuito, rappresentate in figura 3.5.

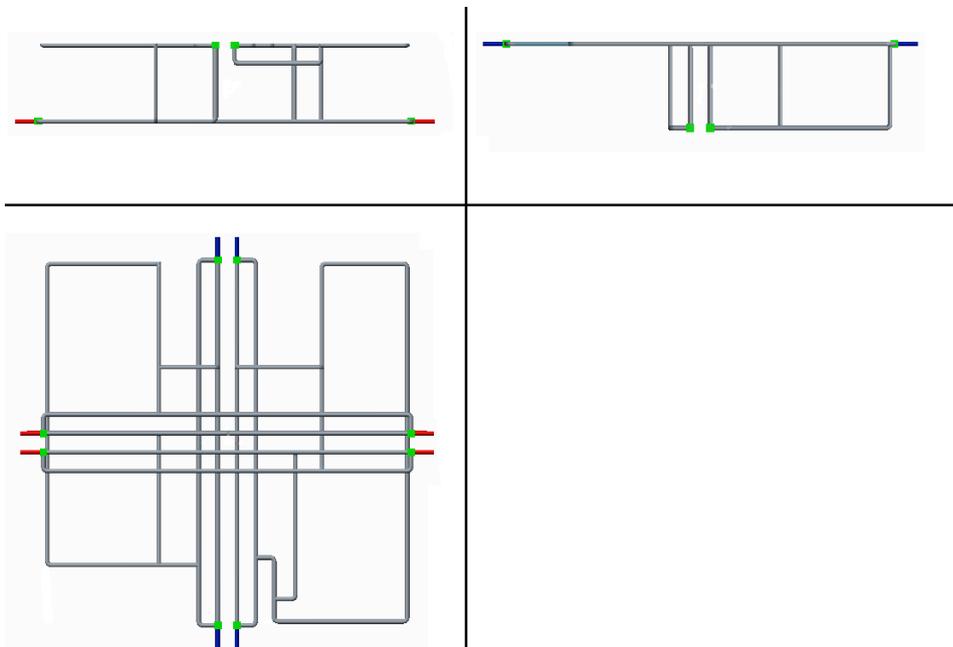


Figura 3.5 Viste del circuito idraulico progettato

La figura seguente si riferisce alla vista tridimensionale del circuito così come è stato progettato, nella sua versione finale. Come si può notare dalla figura 3.6, il layout del circuito è molto chiaro, le sovrapposizioni tra i tubi sono ridotte al minimo – maggiori sovrapposizioni significa maggiori curve, quindi maggiori perdite concentrate – e i due piani di sviluppo sono evidenti.

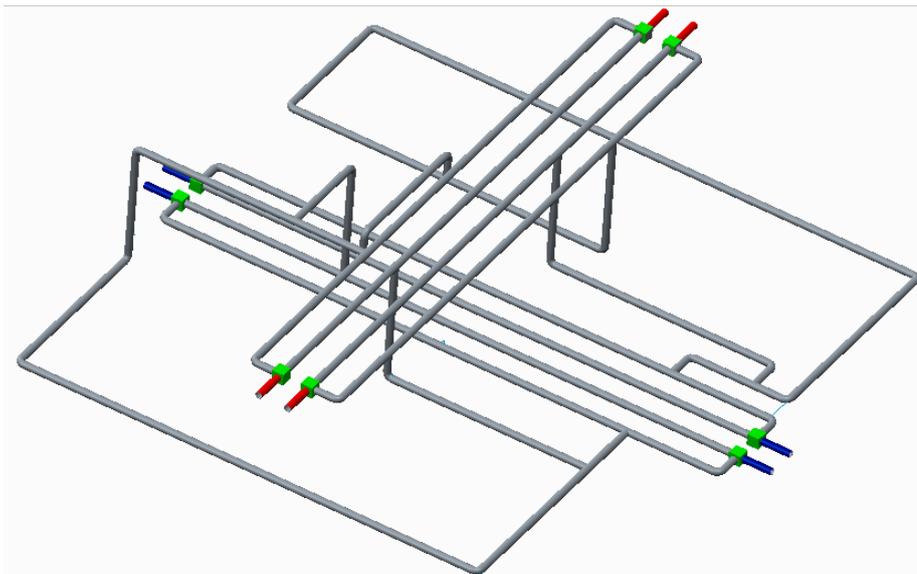


Figura 3.6 Vista 3D del circuito idraulico progettato

Agli estremi delle tubazioni che uniscono i due rigeneratori di ciascuna coppia sono presenti delle connessioni – segnalate in verde chiaro – per gli attacchi a dei raccordi con tubazione in gomma fino al rigeneratore corrispondente.

Come ultima analisi si misura il volume di passaggio del fluido nel circuito idraulico, che andrà poi sommato a quello delle due serpentine utilizzate come scambiatori, in modo tale da avere un'indicazione per le dimensioni del serbatoio.

3.3 Progettazione dei componenti del circuito idraulico

Il passo successivo alla progettazione del circuito idraulico è quello dello studio e della selezione dei componenti da utilizzare. In questa sezione si presenterà la realizzazione dei vari componenti, a cui si aggiunge la selezione degli stessi dai cataloghi commerciali, cercando di rispettare le specifiche dedotte dalle analisi attuate.

Per prima cosa sono stati analizzati e successivamente realizzati i componenti che andavano a costituire l'insieme finale del circuito idraulico, ovvero quelle unità che completavano il circuito stesso.

3.3.1 Scambiatori termici

Il primo elemento di particolare interesse è lo scambiatore termico. Nel vecchio frigobar – così come nella maggior parte dei refrigeratori tradizionali – erano presenti due elementi: il condensatore, già citato, e l'evaporatore.

L'evaporatore è uno scambiatore di calore compatto – piastre, fascio tubiero – che permette lo scambio di energia tramite conduzione tra il refrigerante che evapora passando da liquido a gas e l'aria che si raffredda. L'evaporazione avviene a pressione e temperatura pressoché costanti a meno di qualche perdita di carico. In uscita si ha solitamente un gas surriscaldato con una temperatura leggermente superiore a quella di evaporazione.

Il condensatore permette lo scambio di energia tra l'aria esterna forzata tramite ventole ed il refrigerante in forma di gas caldo in uscita al compressore. Il refrigerante si raffredda, condensa a temperatura e pressione pressoché costanti e successivamente subisce un leggero sottoraffreddamento. In uscita si ha refrigerante liquido ad alta pressione e temperatura leggermente inferiore alla temperatura di condensazione.

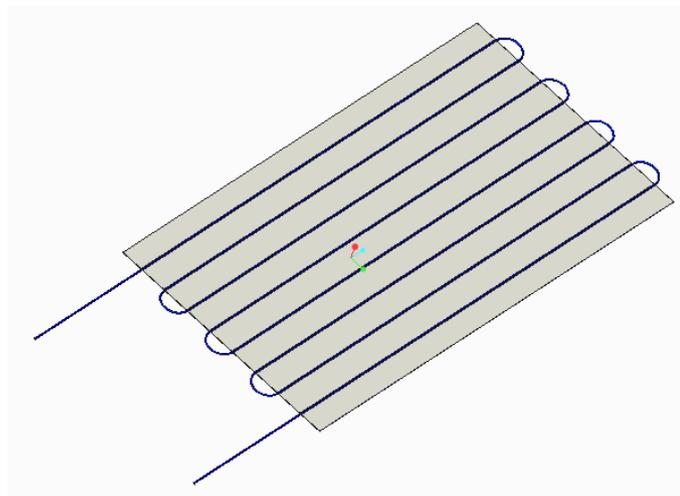


Figura 3.7 Scambiatore di calore con l'ambiente esterno

Tali elementi non sarebbero serviti in questa funzione “classica”, bensì soltanto come serpentine per lo scambio di calore, utilizzando l'acqua in forma liquida al loro interno.

Per la progettazione degli scambiatori è stato perciò preso spunto dalla serpentina alettata tipica dei condensatori tradizionali, come è evidente da figura 3.7.

La tubazione è regolare e segue un percorso senza grosse perdite di carico, avendo curve (connessioni) dolci, cioè ad ampio raggio. Più propriamente ci si riferisce a tali curve in maniera relativa, adottando come termine di riferimento il rapporto tra il diametro interno della tubazione e quello della curvatura.

Nel caso di figura 3.7 il rapporto è molto basso, tale da poter considerare la curvatura quasi come un tratto rettilineo, dando così un coefficiente di perdite concentrate molto basso, tendente a 0. Questo tema sarà approfondito nel prossimo capitolo.

3.3.2 Valvole

Per le valvole presenti nel circuito idraulico ci si focalizza su due elementi: le 8 valvole di ritegno e le 20 elettrovalvole a doppia via. Per la scelta di ogni tipologia di valvola si fa riferimento al lavoro di analisi dei cataloghi commerciali svolto da colleghi.

3.3.2.1 Valvole di non ritorno

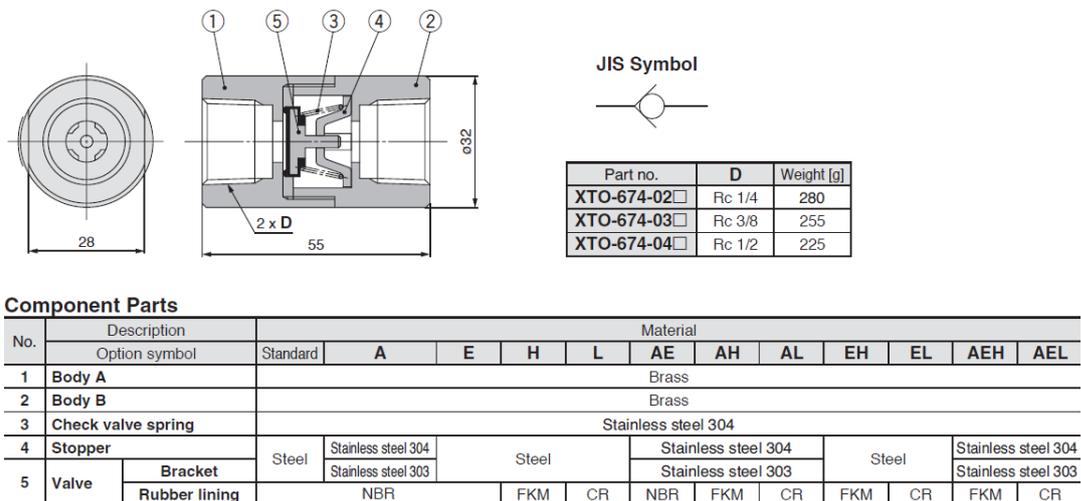


Figura 3.8 Particolare del catalogo SMC delle valvole di ritegno

La selezione di queste valvole viene sostanzialmente dettata dalle caratteristiche termodinamiche di esercizio dell'impianto idraulico. Visto che le condizioni sono simili a quelle ambientali non ci sono necessità particolari, quindi la scelta è ricaduta sugli elementi più confacenti al circuito progettato, soprattutto da un punto di vista geometrico.

Il modello selezionato (riportato in figura 3.9) è la valvola XTO-674-02A e proviene dal catalogo *SMC*®.

3.3.2.2 Valvole a doppia via

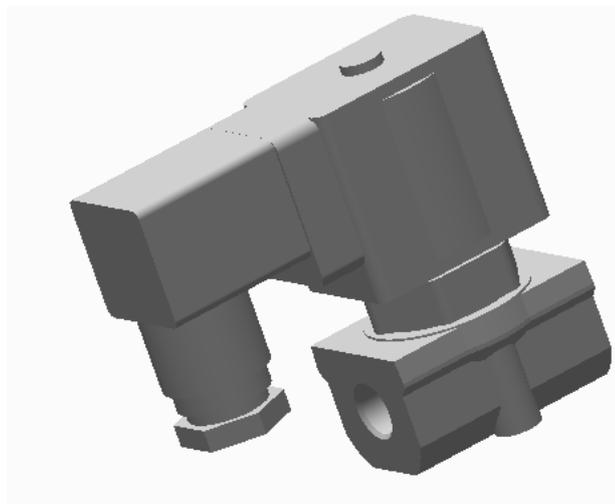


Figura 3.9 Valvola a doppia vita comandata elettronicamente [16]

Anche in questo caso la selezione è dettata dalle caratteristiche geometriche del circuito idraulico, più che da quelle termodinamiche. Ci si è orientati verso il modello VXE2260-02 della *SMC*®: trattasi di una elettrovalvola a 2 vie in ottone, con diametro di orifizio di 10 mm ed attacco ad 1/4". In figura 3.9 se ne riporta il disegno tridimensionale svolto con Creo PTC.

3.3.2.3 Serbatoio

La scelta del serbatoio è stata dettata dai risultati dell'analisi svolta sui volumi di ingombro del circuito idraulico. I vantaggi di un software come Creo PTC sono rappresentati anche dal fatto che vengono proposte alcune funzionalità di misura molto utili in fase di progettazione. Tra queste vi è proprio quella di misura del

volume di un certo oggetto, applicata sul circuito idraulico base, il cui disegno è stato descritto nelle sezioni precedenti.

Da queste analisi è risultato un volume di vuoto nelle tubazioni (che verrà percorso dal liquido durante la fase di esercizio) pari a circa 1,2 L, a cui aggiungere il volume ipotizzato per le serpentine degli scambiatori termici. Il risultato finale è di 1,5 L, che per ragioni di sicurezza viene triplicato, così da sovrastimare il volume totale in 4,5 L.

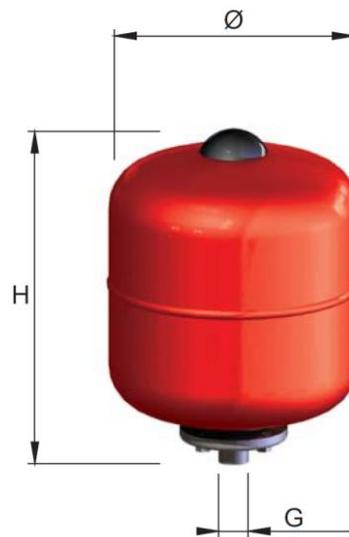


Figura 3.10 Serbatoio da catalogo CIMM [16]

Per la scelta del serbatoio si fa riferimento al lavoro di analisi dei cataloghi commerciali svolto dai colleghi. Tra le varie opzioni è stato scelto un serbatoio di 5 L dal catalogo *CIMM*®: codice 5105 modello AFC_5 (visibile in figura 3.10), diametro Φ di 170 mm ed altezza H di 275 mm, membrana in gomma EPDM, raccordo G di ingresso acqua $M^{3/4}$ "Gas, con una pressione di precarica standard di 2,5 bar ed una massima di esercizio di 10 bar, con range di temperatura di esercizio $[-10;100]^{\circ}\text{C}$.

3.3.3 Pompa

La pompa è stata scelta in base alle caratteristiche fluidodinamiche imposte dai risultati delle analisi delle perdite di carico, riportate nel prossimo capitolo. Anche

in questa sezione si fa riferimento al lavoro di analisi dei cataloghi commerciali svolto dai colleghi.

Data la bassa portata di acqua richiesta dal sistema frigorifero in oggetto, sono stati considerati circolatori di piccole dimensioni: dal catalogo *Calpeda*® sono stati selezionati i circolatori elettronici per impianti solari a basso consumo energetico, codice NCE EL 15-60, la cui curva caratteristica è visibile in figura 3.11.

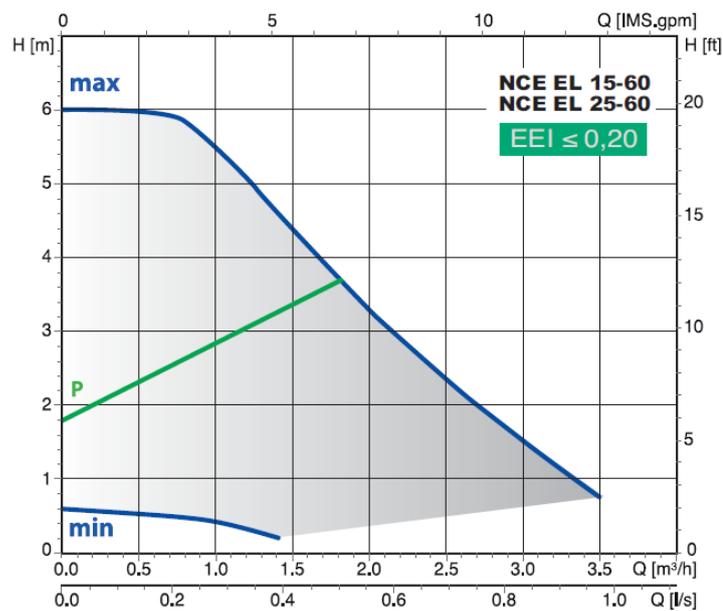


Figura 3.11 Caratteristica della pompa selezionata [16]

Il punto di esercizio della pompa è compreso nel campo di lavoro mostrato sul catalogo – in blu in figura XX – considerando una prevalenza prevista H in un range di 3÷4 m (si faccia riferimento alla sezione 4.2 relativa alle perdite di carico) ed una portata massica di 27,36 g/s, equivalente ad una portata volumetrica di 0.027 L/s.

Per quanto riguarda il componente, si tratta dell'elemento NCE EL 15-60/130/A, con diametro nominale di imbocco G 1, prevalenza massima di 60 dm ed interasse per il montaggio di 130 mm.

Componente	Pos.	Materiale
Corpo pompa	1	Ghisa GJL 200 EN 1561
Girante	2	Composito
Albero	3	Ceramica
Cuscinetti	4	Grafite
Reggispinta	5	Ceramica
Rotore	6	Composito / Ferrite
Avvolgimenti	7	Filo Rame
Scheda elettronica	8	-
Guarnizioni	9	EPDM

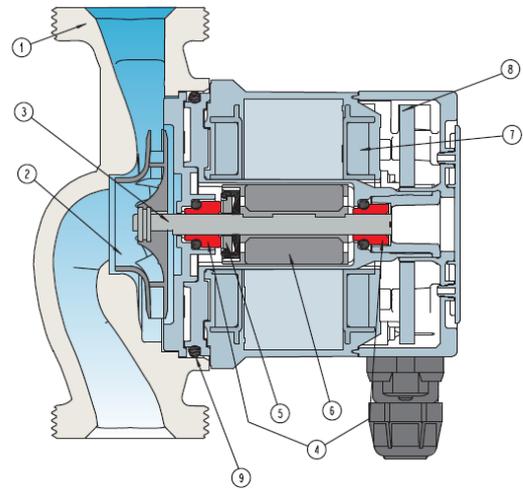


Figura 3.12 Particolare da catalogo Calpeda della pompa selezionata [16]

3.4 Assieme finale

Per completare la versione finale del circuito idraulico è stata utilizzata la funzionalità *Assieme* fornita da Creo PTC. Il circuito progettato ha fatto da base per l'assemblaggio dei componenti, come è evidente in figura 3.13.

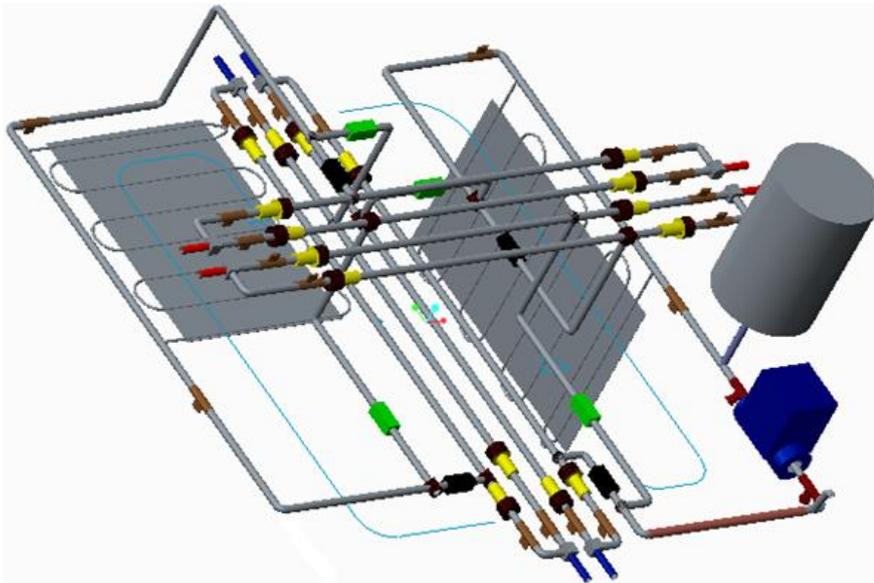


Figura 3.13 Assieme finale del circuito idraulico disegnato con Creo PTC, sono state aggiunte le linee azzurre per indicare il verso del moto dell'acqua al suo interno

Non ci si sofferma sul disegno del singolo componente, poiché si tratta di parti standard, atte all'indicazione delle dimensioni dell'ingombro, più che della vera forma. Per questi si faccia riferimento alle precedenti sezioni di questo capitolo, in cui sono stati riportati i componenti da catalogo.

Tra i vari elementi risaltano la pompa (in blu elettrico, con gli ingombri da catalogo), il serbatoio di accumulo a pressione ambiente (con capacità di 5 litri – sovrastimata – e pelo libero sempre superiore al piano più rialzato del circuito, per una questione di vasi comunicanti), il rubinetto di accensione (subito successivo alla pompa) e le due serpentine già viste precedentemente. Tra i componenti utilizzati si sottolineano le valvole di ritegno (16, in giallo e bordeaux, che indicano il verso attivo occludendo il ritorno di fluido dal lato più scuro), le valvole on/off (4 in nero quelle chiuse, 4 in verde quelle aperte) e le valvole a tre vie (6 splitter sferici in nero e 6 mixer cubici in bordeaux).

Per la sensoristica, approfondita nel capitolo finale di questa trattazione, sono stati inseriti gli spazi per i sensori di temperatura (20, in marrone), di portata (1, in rosa) e di pressione (2, agli estremi della pompa, in rosso scuro).

Gli attacchi per le connessioni in gomma ai singoli rigeneratori sono evidenziate in blu (per quelli non magnetizzati in questa specifica fase) ed in rosso (per l'altra coppia di rigeneratori, cioè quella relativa ai rigeneratori sottoposti a campo magnetico).

La progettazione del circuito è stata quindi ultimata, la configurazione è compatta e i due piani di sviluppo sono ben definiti. I volumi sono stati ottimizzati ed attraverso i cataloghi è stato possibile selezionare i vari componenti, trovandone i relativi ingombri e coefficienti di perdite di carico concentrate.

3.5 Rigeneratori

Un discorso a parte è quello relativo alla progettazione dei rigeneratori. Il design di queste unità di scambio termico non ha seguito lo stesso percorso degli altri componenti, poiché si tratta degli elementi chiave del dispositivo a MR.

I rigeneratori sono 4, di uguale geometria e con le stesse caratteristiche termodinamiche. Basterà quindi analizzarne uno per poi quadruplicare le perdite di carico e tutti gli altri dati ad esso collegati. Si tratta di matrici di N lamelle di gadolinio sorrette da materiale polimerico, attraverso le quali fluisce H_2O allo stato liquido come vettore termico. Si veda uno schema esemplificativo in figura 3.14.

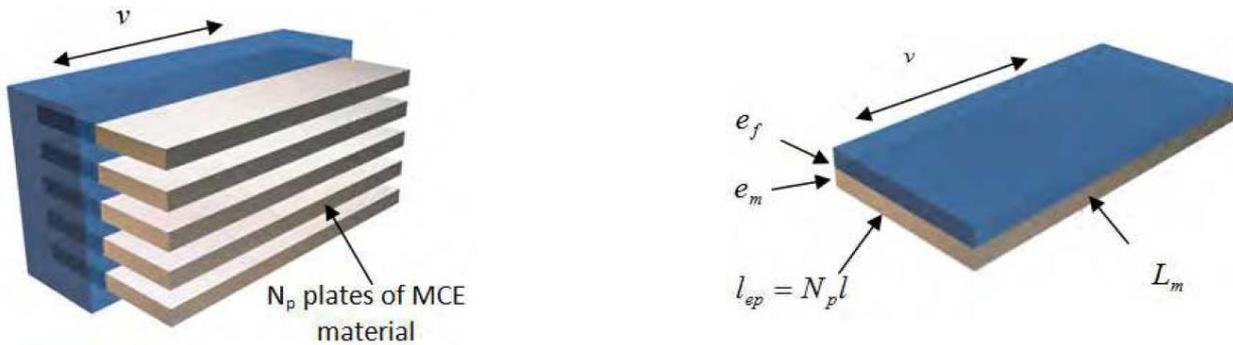


Figura 3.14 Disposizione teorica dei piani della matrice di MCM nei rigeneratori [21]

La progettazione di queste unità è di particolare importanza poiché è qui che avviene il MCE, bisogna perciò cercare di massimizzare la superficie di scambio termico senza dissipare troppa energia, limitando le perdite di carico dovute all'interazione tra MCM e fluido intermedio, cioè H_2O liquida.

3.5.1 Requisiti di progettazione

Per quanto riguarda l'aspetto magnetico, si richiede un'alta intensità di campo magnetico applicata al MCM, quindi le lamelle di gadolinio devono essere disposte in modo tale da ottenere la massima esposizione – spaziale e temporale – all'influenza del campo. Questo requisito impone quindi anche la forma dei rigeneratori, che devono combaciare con le geometrie dei magneti utilizzati. Inoltre il materiale non MCM che va a comporre il supporto delle lamelle di gadolinio deve essere non magnetico e non conduttore, così da evitare correnti parassite dovute alle variazioni di campo e/o interazioni magnetiche con il campo a cui viene sottoposto il rigeneratore.

Da un punto di vista fluidodinamico, il requisito fondamentale è una distribuzione omogenea del flusso lungo tutta la sezione del rigeneratore e delle perdite di carico limitate, così da ridurre il pompaggio.

Anche l'aspetto termico è di particolare importanza, visto che si correla direttamente con il MCE. Il rigeneratore ideale non ha conduttività lungo l'asse, in modo da realizzare una buona distribuzione termica spaziale. In altre parole, il profilo di temperatura non deve essere modificato da dispersioni termiche lungo l'asse. Inoltre la convezione termica tra il fluido intermedio ed il MCM è di massima importanza, dunque bisogna avere un alto coefficiente e la massima superficie di scambio termico. Infine l'inerzia termica del MCM deve essere bassa, così da sfruttare appieno il MCE.

Questi requisiti forniscono le informazioni necessarie per selezionare il tipo di MCM più adatto – il gadolinio – con le dovute geometrie, come il diametro equivalente, che si lega al numero di Biot (da limitare) ed alla superficie di scambio (*volume ratio* alto).

I requisiti tecnologici sono rappresentati dalla temperatura esterna, dal ΔT_{span} e dalla capacità refrigerante richiesti. Per l'esterno si assume un valore standard di temperatura ambiente pari a 20°C, mentre le imposizioni riguardanti ΔT_{span} e capacità frigorifera non sono ancora propriamente definite. Infatti questa struttura di MR è in fase di prototipazione, perciò l'obiettivo è quello di ottenere – e mantenere – un certo ΔT , il che non ne richiede uno specifico, bensì una differenza di qualche grado Celsius rispetto alla temperatura ambiente.

3.5.2 Ciclo rigenerativo

Al pari del ciclo di Carnot esposto nel primo capitolo (sezione 1.4), il ciclo AMR si presenta come uno dei più efficienti cicli termodinamici a temperatura ambiente. Tramite il MCM, il ciclo AMR provvede allo stesso tempo alla variazione della temperatura nell'unità di scambio e fornisce un sistema di rigenerazione del flusso termico.

L'attraversamento ciclico del MCM da parte del fluido vettore – H₂O liquida – spinto a sua volta dal sistema di pompaggio mostrato in questo capitolo, deve essere pensato in maniera tale da permettere a tutti i componenti del circuito di agire sincronizzati, considerando anche l'inversione del flusso all'interno del rigeneratore stesso.

In figura 3.15 viene mostrato il processo termodinamico che bisogna considerare durante la progettazione del rigeneratore.

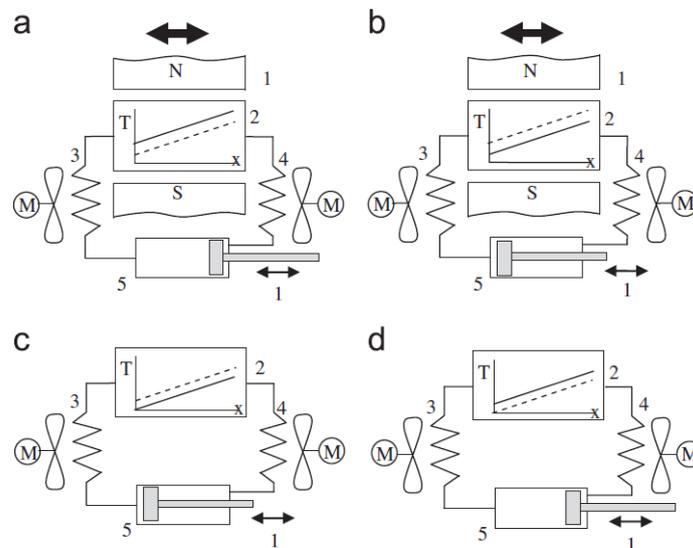


Figura 3.15 Fasi e componenti del ciclo AMR: il refrigeratore comprende un magnete (1), un rigeneratore costruito in MCM (2), sorgente “fredda” (3) e sorgente “calda” (4), ed un sistema che consente il flusso del fluido vettore attraverso il rigeneratore (5). Le linee nel rigeneratore mostrano il profilo di temperatura a titolo esemplificativo: le tratteggiate si riferiscono alla T iniziale del rigeneratore, le continue a quello a fine trasformazione. [19]

In una fase di progettazione precedente sono stati definiti i requisiti geometrici e termofluidodinamici, che permettessero al rigeneratore di ottenere una determinata potenza termica specifica, adottando un calore specifico del gadolinio pari a 340 J/(Kg*K). Per approfondire l'aspetto teorico si rimanda in bibliografia [15], poiché l'argomento esula da questa trattazione.

Si considera un sistema che operi in regime stazionario tra le due sorgenti mostrate in figura 3.15 ed un ΔT_{span} di esercizio definito.

La maggiore difficoltà in fase di progettazione è stata la gestione delle interazioni tra il circuito idraulico – e quindi il fluido vettore – e le unità di scambio termico.

Per studiare l'interazione tra il fluido vettore ed il MCM, sono state definite alcune ipotesi di lavoro:

- temperatura lungo la sezione trasversale e frazione di vuoto uniformi;
- interazioni termiche dovute a dissipazioni con l'esterno o attrito tra fluido e solido considerati trascurabili;
- condizioni fluidodinamiche e termiche del solido e del fluido studiate nei valori medi;
- cambio di direzione del fluido vettore istantanea;
- MCE istantaneo, senza isteresi e con processi magnetici adiabatici;
- campo magnetico uniforme su tutta la sezione;
- nessun volume vuoto, i.e. il fluido attraversa tutto il rigeneratore, senza lasciare spazi vuoti.

Le due attenzioni principali sono state l'inversione del flusso nel rigeneratore e la sincronizzazione di tutto l'apparato idraulico con il ciclo AMR, quindi con il moto dei magneti. La sincronizzazione è molto importante, poiché influisce sull'efficienza del MCE, che viene solitamente controllata con tre parametri: la sincronizzazione del campo con il ciclo AMR, il valore massimo dell'intensità magnetica e la pendenza della variazione di intensità del campo.

In primis ci si è focalizzati sulla necessità di far entrare ed uscire l'acqua dall'unità di scambio termico in un certo tempo Δt prestabilito, con lo scambio di una quantità di calore definita. La geometria del rigeneratore – simmetrica rispetto all'asse – ha semplificato lo studio del moto del fluido, assumendo che il tempo di permanenza nella “camera di entrata” sia lo stesso di quello nella “camera di uscita”. Ovviamente si intende la divisione del rigeneratore in due parti separate dal setto centrale, che va a formare due camere.

Per la sincronizzazione ciò che ne determina la riuscita è il moto relativo dei magneti rispetto ai rigeneratori, in questo caso saranno i magneti a muoversi, con i rigeneratori fissi.

Per fronteggiare questa difficoltà è stata utilizzata una valvola on/off con controllo elettronico che permettesse un'apertura istantanea della porta in entrata del fluido

nel rigeneratore, con il fluido sempre presente all'imbocco della valvola. Perciò è bastato sincronizzare il controllo della valvola con quello del motore che fa ruotare il piattello su cui sono disposti i due magneti.

3.5.3 Fasi della progettazione

Il percorso seguito dal design dei rigeneratori ha seguito diverse tappe, che hanno portato alla versione finale che verrà presentata in questa sezione. Prima però si mostrano le fasi principali della progettazione di queste unità di scambio termico.

I requisiti erano noti – come riportato nella sezione precedente – e la portata di fluido entrante anche, così come il dimensionamento esterno: si tratta di una struttura portante in materiale amagnetico, con entrata ed uscita a sezione circolare, seguita da uno sbocco a spigolo vivo ed un allargamento a tronco di piramide per permettere al fluido di entrare nell'area di scambio termico del rigeneratore. Le dimensioni sono $68.5*44*13 \text{ mm}^3$ (che equivale ad un volume di ingombro pari a 39 cm^3), a cui aggiungere il volume delle connessioni con il circuito idraulico.

Quello che è cambiato tra le varie fasi è principalmente l'apparato interno al rigeneratore, cioè la forma e le geometrie della matrice di lamelle di gadolinio.

Nella prima versione dei rigeneratori, la superficie di scambio termico è stata massimizzata, ma bisognava gestire la fluidodinamica del sistema. Il liquido entrante incontra sostanzialmente una griglia, che ne aumenta la dissipazione – ma questo impatto è inevitabile, vista la necessità di avere le lamelle disposte parallelamente – e si divide nei vari canali. Al termine di ciascun canale il fluido dovrà ripercorrere la stessa distanza nel verso opposto, compiendo una curva ad U intorno al setto centrale. Si evidenzia come il percorso del flusso che passa sul canale più distante da tale setto sia molto più lungo di quello che percorre il canale più vicino al setto stesso, modificando i tempi di permanenza all'interno del refrigeratore. Inoltre si formerebbe un intasamento sulla curva, dato che lo spazio è molto ristretto, causando un effetto imbuto che rallenterebbe la vena fluida, aumentando vertiginosamente le perdite di carico.

Il secondo step di progettazione è stata una versione “di compromesso”, che risolvesse il problema della curva ad U sopra citato, diminuendo però la superficie di scambio termico. In questo modo le perdite di carico si riducono, insieme allo scambio termico, ma il beneficio scaturito dalle minori perdite è maggiore rispetto alla minore superficie di scambio. In questa seconda versione era anche stata aggiunta una lamella di gadolinio su ambe le pareti esterne, così da recuperare la superficie di scambio persa.

A questa versione ha fatto seguito quella definitiva, riportata qui sotto:

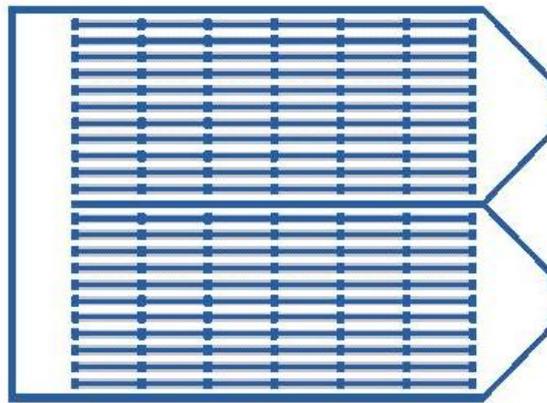


Figura 3.16 Schema dei rigeneratori

L'area interna è quindi composta da 88 lamelle di gadolinio – simmetricamente disposte in due gruppi da 44 rispetto al setto centrale – che vanno a formare i canali di passaggio di larghezza 0.2 mm e lunghezza 58 mm. Le maggiori modifiche sono i setti esterni per permettere l'incastro con la struttura portante del dispositivo a MR: queste aggiunte vanno ad aumentare il volume di ogni unità, senza però inficiare particolarmente sulla progettazione finale.

Un altro aspetto da considerare è l'unione delle chiusure a tronco di piramide con la struttura del rigeneratore contenente le lamelle di MCM. Per completare questa operazione sono stati attuati degli innesti tali da permettere il posizionamento corretto delle due parti, a cui aggiungere una sostanza collosa per consentirne ed assicurarne l'adesione. Anche in questo caso senza inficiare sul risultato finale del MCE.

I rigeneratori sono stati prodotti in materiale polimerico con una stampante 3D e dovranno poi essere collegati con tubazioni in gomma ai raccordi del circuito idraulico mostrato nelle sezioni precedenti.

Per un'analisi più approfondita della struttura delle unità di rigenerazione termica si rimanda al capitolo successivo, in cui si affronterà il processo di studio delle perdite di carico, avendo come dati iniziali le geometrie del circuito idraulico e dei suoi componenti – tra cui i rigeneratori – mostrati fin qui in questo capitolo.

Capitolo 4

L'analisi delle perdite di carico

In questo capitolo verrà descritto tutto il processo di analisi e calcolo delle perdite di carico, iniziando da diverse ipotesi iniziali e da alcuni dati geometrici noti. In questa fase è stato utilizzato principalmente il foglio elettronico, grazie al quale sono stati implementati gli algoritmi necessari al calcolo delle perdite di carico, studiati a lezione durante la carriera universitaria ed applicati a questo caso particolare.

Conoscendo perciò i volumi in gioco, le lunghezze e le curve delle tubazioni, le variazioni di sezione e gli imbocchi/sbocchi presenti, è stato possibile calcolare le perdite di carico, considerando che per tale analisi è necessario impostare lo studio in 3 distinte zone: le perdite lungo tutto il percorso del circuito idraulico progettato precedentemente, quelle nelle serpentine degli scambiatori di calore e le perdite nei rigeneratori. Prima di vedere l'applicazione delle analisi sui casi pratici, si presenterà brevemente il modello teorico su cui si basano gli algoritmi di calcolo delle perdite di carico.

4.1 Modello teorico

Per non tediare il lettore non si approfondisce troppo la definizione prettamente teorica di perdite di carico, passando subito alla modellazione matematica. Se si volesse approfondire l'argomento si potrà consultare un qualsiasi volume a livello universitario dedicato alla fluidodinamica.

Le perdite di carico possono essere distribuite e concentrate: per le prime il calcolo viene fatto tramite il fattore di attrito – dedotto dal diagramma di Moody – mentre per le seconde si utilizzano i coefficienti di perdita dovuti alle geometrie del condotto. Il risultato finale sarà la somma delle due tipologie.

Si ricorda che in generale le perdite di carico sono sempre proporzionali al quadrato della velocità della vena fluida nel condotto analizzato. In questo caso la portata è definita come dato iniziale, così come la densità del liquido (1000 kg/m^3 , H_2O in condizioni ambientali). Il parametro più importante risulta quindi la coppia velocità (del fluido) - sezione (di passaggio) ottimale: tale dato è stato modificato più volte, poiché influenza vari aspetti, tra tutti le perdite di carico, sia all'interno delle tubazioni del circuito, sia all'interno dei rigeneratori.

4.1.1 Caratterizzazione del moto del fluido

Ad una geometria solida compatta come la matrice di lamelle di gadolinio si applicano le correlazioni tipiche della fluidodinamica nei canali, o microcanali dipendentemente dalle dimensioni. Per caratterizzare il moto del fluido si utilizza il numero adimensionale di Reynolds.

$$(4.1) \quad \text{Re} = \frac{c \cdot D}{\nu}$$

Il primo obiettivo è stato quello di calcolarlo per il moto del fluido attraverso le tubazioni – prima – e dei canali dei rigeneratori – successivamente – assumendo una sezione di passaggio costante tra i tubi e le serpentine, quindi anche una velocità costante, vista la conservazione della portata massica, per l'equazione di continuità. Le misurazioni svolte in laboratorio sui primi campioni di tubazione – con calibro digitale, di cui si può ritenere un'accuratezza al centesimo di mm più che sufficiente – hanno evidenziato dei diametri (D) e sezioni di passaggio (Ω) troppo piccoli, che comportavano dei moti altamente turbolenti e velocità (c) molto elevate. Infatti il numero di Reynolds viene utilizzato per distinguere il regime di moto del fluido: si assume come valore di transizione dal moto laminare a quello turbolento $\text{Re}=2500$. Dalla definizione di numero di Reynolds si ottiene:

$$(4.2) \quad \text{Re} \propto c \cdot D \propto \frac{D}{\Omega} \propto \frac{1}{D}$$

cioè per portata e viscosità cinematica del fluido date, Re è inversamente proporzionale al diametro della condotta. Quindi la scelta del regime di moto individuato ha influito sul dimensionamento del diametro delle tubazioni.

Questa formula del numero di Reynolds è generalizzabile anche al caso di canali a sezione non circolare, utilizzando il diametro equivalente:

$$(4.3) \quad Re = \frac{c \cdot D_{eq}}{\nu}$$

Per calcolarne il valore si utilizza la seguente formula di Huebscher:

$$(4.4) \quad D_{eq} = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0.626}}{(a+b)^{0.25}}$$

in cui a e b sono le due lunghezze della sezione rettangolare del canale perpendicolare al moto del fluido.

Per poter caratterizzare il moto del fluido sono state analizzate diverse soluzioni per i valori della coppia (c ; Ω), finchè non sono state trovate le condizioni per avere regime di moto adatto e velocità limitate. Il limite dato alle velocità è fornito dal tempo necessario allo scambio termico, cioè il tempo sufficiente al fluido di assorbire – o cedere, a seconda dei casi – il calore dalle lamelle di MCM all'interno dei rigeneratori. È stato perciò necessario ottimizzare l'unico dato che era ancora ignoto – o meglio, non era ancora stato testato, né ottimizzato – cioè la portata massica dell'acqua. Dopo alcuni valori di tentativo, la portata è stata impostata a 0.02736 kg/s, mentre il diametro dei condotti è stato definito 10 mm, poiché i valori inferiori – quelli ad esempio delle serpentine dei condensatori analizzati in laboratorio – comportavano un valore del numero di Reynolds e delle velocità troppo elevati. La coppia finale è risultata: velocità 0.35 m/s e diametro della condotta 10 mm.

4.1.2 Perdite distribuite

Le perdite distribuite sono direttamente proporzionali alla viscosità, alla velocità del fluido e alla lunghezza del tubo ed inversamente proporzionali al quadrato del diametro della sezione di passaggio. Ad ogni metro di tubo corrisponde quindi una certa perdita di carico e quindi più il fluido scorre veloce, più energia viene

dissipata. Introducendo il fattore di attrito ξ , l'espressione delle perdite di carico distribuite per unità di lunghezza risulta allora:

$$(4.5) \quad \frac{\Delta p_{dist}}{L} = \xi \frac{1}{2} \frac{\rho}{D} c^2$$

Il fattore di attrito è definito come quel numero puro che rende vera quest'ultima relazione e il suo valore – ricavato sperimentalmente – dipende da due fattori: il numero di Reynolds e la rugosità relativa (indicata con il rapporto adimensionale ε/D , dove ε è la rugosità e D il diametro del tubo, entrambi in mm). L'equazione utilizzata per il calcolo del fattore di attrito è quella di Colebrook, risolta con il diagramma di Moody. Tale equazione è infatti complessa e necessita di alcuni accorgimenti per poter essere risolta:

$$(4.6) \quad \frac{1}{\sqrt{\xi}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.710 \cdot D} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\xi}} \right)$$

Il metodo più intuitivo è quello che utilizza il diagramma di Moody, visibile in figura 4.1.

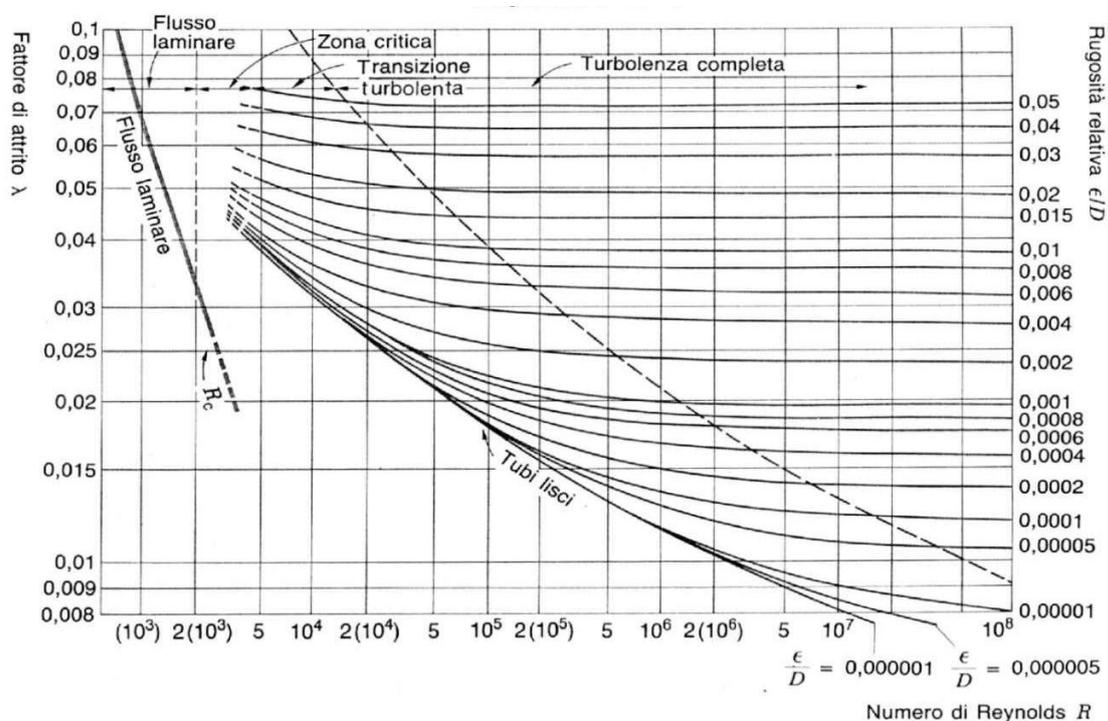


Figura 4.1 Diagramma di Moody [14]

Questo grafico – pietra miliare della fluidodinamica – mostra la dipendenza del fattore di attrito (sull’asse di sinistra delle ordinate) dal numero di Reynolds (ascisse) e dalla scabrezza relativa (ordinate di destra). Si evidenzia come siano presenti due aree:

- sulla sinistra del grafico, in regime di moto laminare, il fattore di attrito dipende soltanto dal numero di Reynolds. Tale legame è di tipo lineare e riassumibile con la seguente formula standard:

$$(4.7) \quad \xi = \frac{64}{\text{Re}}$$

- sul lato destro si ha una dipendenza più complicata – da qui la complessità della formula di Colebrook – che lega tutti e tre gli attori di questo grafico. Per individuare il punto di lavoro nell’area turbolenta è necessario calcolare anche la scabrezza relativa. Come si può immaginare, la scabrezza peggiora (aumenta) con l’invecchiare (aging) dei tubi, con il loro utilizzo e dipende dal materiale. Si sottolinea come ad alti numeri di Reynolds il fattore di attrito dipenda soltanto dalla scabrezza relativa.

Per i valori utilizzati di scabrezza relativa si faccia riferimento alla sezione 4.2 specifica delle perdite nelle tubazioni. Ci si limita a segnalare che anche per quest’ultimo fattore si è preferito scegliere tubazioni nuove e di diametro maggiore (10 mm) rispetto a quelle analizzate in laboratorio e già presentate nei capitoli precedenti.

Un’alternativa semplice al diagramma di Moody è l’approssimazione dell’equazione di Colebrook proposta da Blasius, applicabile a tubi a bassa rugosità:

$$(4.8) \quad \xi_{\text{Blasius}} = 0.316 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0.25}}$$

Se si trattasse di tubi a media rugosità si potrebbe usare la formula empirica [29]:

$$(4.9) \quad \xi_{\text{mid}} = 0.07 \cdot \frac{1}{\text{Re}^{0.13}} \cdot \frac{1}{D^{0.14}}$$

Al fine di avere risultati precisi ed attendibili per quanto riguarda il calcolo del fattore di attrito, è stato implementato un algoritmo per la risoluzione dell’equazione di Colebrook. In questa sezione si riporterà il modello di lavoro,

mentre per i risultati si faccia riferimento alla sezione 4.2 relativa alle perdite nelle tubazioni.

Si tratta di un tipico ciclo iterativo. Il primo passo dell'iterazione serve ad ipotizzare un valore di tentativo del fattore di attrito ξ :

$$(4.10) \quad H = 1.8 \cdot \log_{10} \left[\left(\frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right]$$

$$(4.11) \quad \xi_{ip} = \frac{1}{H^2}$$

Dopodiché si calcolano il valore del fattore di attrito con quello ipotizzato precedentemente:

$$(4.12) \quad G = \frac{1}{\sqrt{\xi}} + 2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}} \right)$$

e la derivata corrispondente:

$$(4.13) \quad G' = -\frac{1}{2} \xi^{-1.5} \cdot \left(1 + \frac{2 \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \ln 10}}{\frac{\varepsilon}{3.71 \cdot D} + \frac{2.51}{\text{Re} \cdot \sqrt{\xi}}} \right)$$

Ottenuti questi valori si procede al calcolo del nuovo valore di tentativo del fattore di attrito:

$$(4.14) \quad \xi_{\text{new}} = \xi_{ip} - \frac{G}{G'}$$

Il nuovo parametro appena trovato entrerà nella formula (4.12) come valore aggiornato del fattore di attrito e si potrà ricominciare l'iterazione. Il termine del ciclo iterativo sarà raggiunto quando G avrà valore nullo, poiché in quel momento si avrà la verifica dell'equazione di Colebrook, essendo i due addendi di G equivalenti ai due termini dell'equazione 4.6.

Si passa quindi al calcolo delle perdite concentrate. Per i risultati dell'algorithm si rimanda alle prossime sezioni, quelle cioè specifiche di ciascuna area sottoposta ad analisi delle perdite di carico.

4.1.3 Perdite concentrate

Tutto il procedimento seguito per le perdite distribuite non influenza in alcun modo il processo di calcolo delle perdite concentrate. Così come riportato nella letteratura

classica, le perdite concentrate sono direttamente proporzionali alla metà del quadrato della velocità c della vena fluida attraverso il condotto.

$$(4.15) \quad \Delta p_{conc} = \frac{1}{2} \beta \cdot \rho \cdot c^2$$

Tale proporzionalità è data da un fattore β che dipende dalle geometrie dei condotti percorsi e dalla tipologia di elementi idraulici che il fluido incontra. Per trovare il valore di questo coefficiente si fa riferimento ai cataloghi commerciali, di cui se ne vedano in bibliografia i richiami [23]. Solitamente i valori specifici di β dovrebbero essere forniti dal produttore, ma per questi calcoli si è trattato di un'approssimazione fatta ad ottenere dati prima di costruire il circuito, lavorando cioè soltanto sui disegni dei progetti.

Per questo motivo sono stati utilizzati valori standard per il calcolo dei β – da cataloghi commerciali per quanto riguarda l'ostruzione dei componenti e da dispense teoriche relativamente ai coefficienti di forma.

Per le perdite di carico si può utilizzare una notazione leggermente differente, che adotta il termine “lunghezza equivalente”: si tratta del metodo di calcolo indiretto, contrapposto a quello diretto, appena presentato.

Con questo metodo le lunghezze equivalenti L_e sostituiscono ad ogni unità speciale – o variazione di geometria – un tratto di tubo lineare in grado di dare le stesse perdite di carico.

Tra tutti i parametri considerati, è di particolare interesse il calcolo delle perdite concentrate dovute alla presenza delle lamelle di gadolinio. Infatti tutte le altre ostruzioni o variazioni di geometria sono abbastanza ricorrenti nella letteratura idraulica, mentre l'impatto che ha un fluido che incontra una matrice di piatti paralleli può creare alcune difficoltà date dalla novità del problema.

Per risolvere tale problema si è considerato che le lamelle si comportino come una griglia, con una sezione di passaggio molto larga e bassa: dalla letteratura si individua una formula empirica nota, quella di Kirschmer.

L'analisi proposta da Kirschmer si fonda su alcuni dati specifici della griglia:

- l'angolo della griglia rispetto alla verticale (α);
- larghezza delle barre della griglia (w);

-
- spaziatura tra le barre della griglia (s);
 - forma geometrica delle barre della griglia, che determina il coefficiente di perdita di Kirschmer (C_k). I valori più ricorrenti del coefficiente solitamente sono:
 - barre rettangolari: $C_k = 2,42$;
 - barre semicircolari: $C_k = 1,83$;
 - barre circolari: $C_k = 1,79$.

La formula di Kirschmer quindi fornisce il coefficiente β per la griglia, calcolandolo in questo modo:

$$(4.16) \quad \beta = C_K \cos \alpha \left(\frac{w}{s} \right)^{4/3}$$

In questo caso le barre della griglia sono rettangolari, quindi $C_k = 2,42$.

Calcolate le perdite concentrate, si andranno a sommare i valori trovati ai risultati delle perdite distribuite nel tratto di circuito corrispondente, così da ottenere le perdite totali.

4.2 Perdite nelle tubazioni

Per il calcolo delle perdite nelle tubazioni bisogna considerare i dati che le caratterizzano. La portata massica del fluido è di 0.02736 kg/s, mentre viscosità e densità sono quelle dell'H₂O in condizioni ambientali.

Con tali valori, ricordando che il diametro delle condotte è 10 mm, con sezione costante lungo tutto il percorso, la velocità del flusso ed il numero di Reynolds per le tubazioni risultano:

$$(4.17) \quad c = \frac{\dot{V}}{\Omega} = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot \Omega} = \frac{0.02736}{10^3 \cdot \pi (5 \cdot 10^{-3})^2} \cong 0.348$$

$$(4.18) \quad Re = \frac{c \cdot D}{\nu} \cong \frac{0.35 \cdot (10 \cdot 10^{-3})}{10^{-6}} \cong 3500$$

Un valore quindi non troppo alto, ma comunque già accettabilmente indicativo di un moto turbolento.

Oltre a Re , i parametri più importanti sono la scabrezza assoluta ϵ delle condotte, la geometria del percorso – quindi la presenza o meno di curve, deviazioni di flusso o variazioni di sezione – e la presenza di elementi che creano ostruzione.

	ϵ [mm]
1. Tubazioni tecnicamente lisce (vetro)	0.001 ÷ 0.002
2. Tubazioni in materiali plastici (polivinil cloruro, polietilene, polipropilene)	0.002 ÷ 0.004
3. Tubazioni in rame, ottone, piombo	0.004 ÷ 0.01
4. Tubazioni in alluminio	0.015 ÷ 0.05
5. Tubazioni in acciaio:	
a) rivestimenti degradabili nel tempo	
- tubi nuovi, verniciati per centrifugazione	0.05
- bitumati per immersione	0.10 ÷ 0.15
- in servizio corrente con leggera ruggine	0.2 ÷ 0.4
- con asfalto o catrame applicati a mano	0.5 ÷ 0.6
- con tubercolazione diffusa	1.0 ÷ 3.0
b) rivestimenti non degradabili	
- cemento applicato per centrifugazione	0.05 ÷ 0.15
6. Tubazioni in lamiera saldata:	
- in buone condizioni	0.2 ÷ 0.3
- in servizio corrente, con incrostazioni	0.4 ÷ 1.0
7. Tubazioni in lamiera chiodata:	
- 1 fila di chiodi longitudinali	0.3 ÷ 0.4
- 2 file di chiodi longitudinali	0.6 ÷ 0.7
- idem, con incrostazioni	3.0
- 4-6 file di chiodi longitudinali	2.0
- 6 file di chiodi longitudinali + 4 trasversali	3.0
- idem, con incrostazioni	5.0
8. Tubazioni in ghisa:	
- con rivestimento cementizio centrifugato	0.10
- nuove, rivestite internamente con bitume	0.15
- nuove, non rivestite	0.2 ÷ 0.4
- con lievi incrostazioni	0.4 ÷ 1.0

Tabella 4.1 Scabrezza assoluta di alcuni materiali

Si comincia dall'analisi della scabrezza assoluta: come già evidenziato, i valori di scabrezza relativa sono noti da cataloghi commerciali. Inizialmente i tubi sarebbero dovuti essere non nuovi ed in alluminio, con valori di scabrezza molto elevati. Si consideri che per sicurezza si tende sempre a sovrastimare i dati ottenuti dai calcoli, così da esser certi di rientrare nelle specifiche di lavoro.

Dalla tabella 4.1, si possono individuare i valori tipici della scabrezza assoluta (in mm) delle tubazioni commerciali.

Per questo prototipo è stato preferito un materiale più performante, come il rame: si tratta di uno dei migliori materiali, con scabrezza ϵ compresa nel range {0.004 ÷ 0.01} mm.

Definita – e sovrastimata – una scabrezza relativa per le tubazioni in oggetto ($\epsilon/D = 0.001$), è stato calcolato il fattore di attrito, che è risultato 0.0425.

Naturalmente un valore così preciso del fattore di attrito è stato ottenuto con l'ausilio dell'algoritmo proposto nelle sezioni precedenti. Qui di seguito si riporta la tabella 4.2 con i risultati delle prime iterazioni, che hanno portato rapidamente al valore finale, segnato in rosso, etichettato con “*f ufficiale*”:

f	f ufficiale	denom	f_{ipot}	G(f)	G'(f)	new f	G(f)	
0.042534816	0.042534816	-4.823665885	0.042978	-0.029238	-65.49389	0.042532	0.000219556	
G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f	G(f)
-66.48172	0.042535	1.22214E-08	-66.47432	0.042535	0	-66.47432	0.042535	0
G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f	G(f)	G'(f)	new f	G(f)
-66.47432	0.042535	0	-66.47432	0.042535	0	-66.47432	0.042535	0

Tabella 4.2 Risultati delle iterazioni per calcolare il fattore di attrito

Per quanto riguarda la geometria del percorso, per avere un quadro chiaro del disegno si rimanda alla figura 3.6 della sezione 3.2, relativa alla progettazione del circuito.

La lunghezza totale delle condotte è di 16 metri, mentre le curve sono risultate 46. Ad esse corrisponde un coefficiente di perdita concentrata che dipende dal rapporto tra il diametro della condotta ed il raggio di curvatura della stessa. Anche in questo caso, per sicurezza è stato sovrastimato il parametro, adottando il valore maggiore possibile a disposizione nelle tabelle commerciali, cioè pari a 0.75.

Gli elementi degni di nota ancora da analizzare sono i componenti che ostruiscono il passaggio del fluido. Come già spiegato, sono stati utilizzati coefficienti di tentativo, i valori massimi tra quelli proposti nelle tabelle, mentre per un'analisi più accurata si potranno adottare i valori specifici dei vari componenti, forniti direttamente dal produttore. In totale nel circuito sono presenti:

- 16 valvole di ritegno, con coefficiente di perdita 2.7;
- 8 valvole on/off, con coefficiente di perdita 0.2;
- 12 valvole a tre vie, con coefficiente di perdita 2.0;
- 20 misuratori di temperatura, con coefficiente di perdita 0.1;
- 1 misuratore di portata, con coefficiente di perdita 0.1;
- 2 misuratori di pressione, con coefficiente di perdita 0.1;
- 9 attacchi (imbocchi/sbocchi), con coefficiente di perdita 0.2.

Conoscendo tutti questi dati è stato possibile procedere al calcolo delle perdite di carico, i cui risultati vengono riportati nella sezione 4.5 di questo capitolo.

4.3 Perdite negli scambiatori termici

Gli scambiatori termici sono 2, schematizzabili con due serpentine alettate completamente coincidenti, perciò si procede all'analisi di uno dei due scambiatori, per poi raddoppiare i dati risultanti.

Le perdite distribuite si calcolano considerando la serpentina come una condotta di lunghezza 1.1 m, con diametro della sezione di passaggio coincidente con quello del circuito, perciò 10 mm.

Dato che la sezione coincide con quella del resto del circuito, non si hanno allargamenti o restringimenti di sezione bruschi, quindi le perdite concentrate sono dovute solamente alla deviazione che subisce il flusso. A questo proposito si individuano 7 curve a 180°, a cui sommare due curve a 90° date dalle connessioni delle serpentine al circuito.

Per calcolare il coefficiente di perdita di carico concentrata dovuta a queste curve si adotta la formula empirica di [26]:

$$(4.19) \quad \beta = \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{D_{\text{condotta}}}{D_{\text{curva}}} \right)^{3.5} \right] \cdot \frac{180^\circ}{90^\circ}$$

4.4 Perdite nei rigeneratori

Per quanto riguarda i rigeneratori, si tratta di 4 unità di scambio termico completamente uguali tra loro, perciò anche in questo caso si procederà all'analisi del singolo componente, andando a quadruplicare i risultati.

I dati noti sono le dimensioni del rigeneratore, la disposizione delle lamelle e la forma interna dell'apparato di scambio.

A questi dati geometrici si aggiungono poi quelli fluidodinamici, come la portata di fluido entrante nel singolo canale del rigeneratore, che è pari a 13.68 g/s.

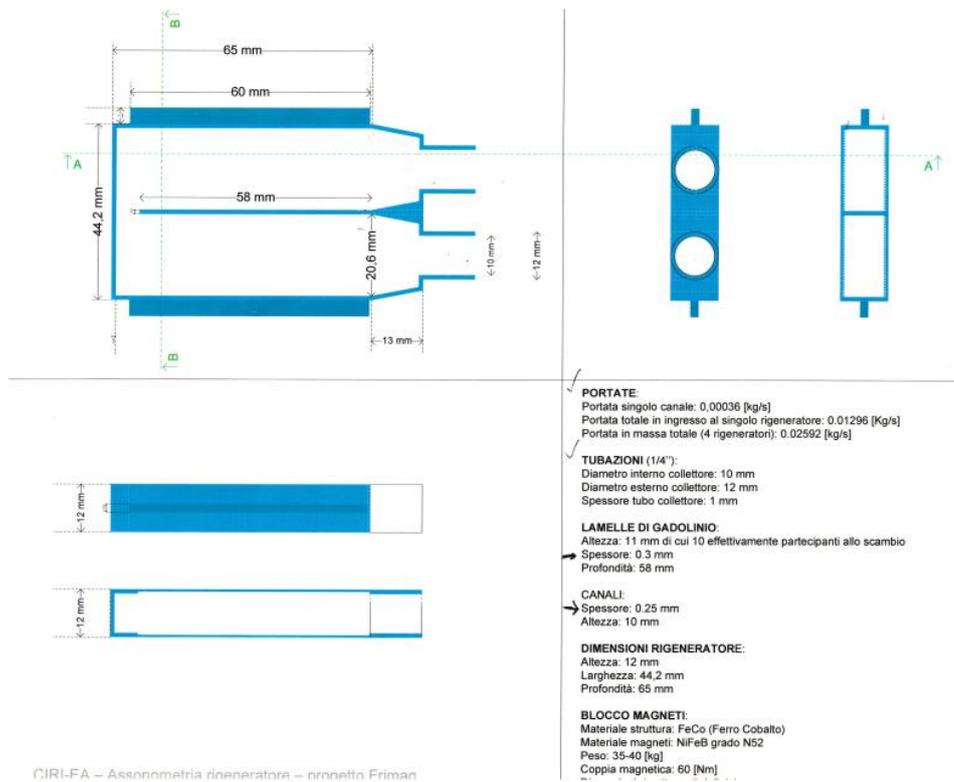


Figura 4.2 I rigeneratori

In figura 4.2 è riportata la versione definitiva delle unità di scambio al termine del percorso di progettazione, che ovviamente ha subito delle modifiche dopo le analisi fluidodinamiche ed i test di laboratorio. Sono riportate le tre viste anche sezionate – ed i principali valori relativi ai rigeneratori, che dovranno poi essere collegati con tubazioni in gomma ai raccordi mostrati nel capitolo precedente.

Per i calcoli che seguono si utilizzano i dati forniti dalle analisi fluidodinamiche, riportati nella tabella seguente (4.3).

Si tratta di una struttura portante in materiale amagnetico, con entrata ed uscita a sezione circolare, seguita da uno sbocco a spigolo vivo ed un allargamento a tronco di piramide per permettere al fluido di entrare nell'area di scambio termico del rigeneratore.

I canali di passaggio dell'acqua tra le lamelle di gadolinio hanno larghezza di 0.2 mm e lunghezza di 68.5 mm: questi dati andranno inseriti nella formula (4.16) di Kirschmer per ottenere il coefficiente di perdita concentrata.

DATI			CANALI		
massa Gd totale	[gr]	100	spessore	[mm]	0.2
densità gadolinio	[gr/mm ³]	0.0079	numero per sezione		45
spessore filo metallico	[mm]	0.2	numero totale		90
LAMELLA			RIGENERATORE		
altezza	[mm]	10	spessore divisorio	[mm]	1
spessore	[mm]	0.25	spessore pareti laterali	[mm]	1.5
profondità	[mm]	58	spessore pareti sup/inf	[mm]	1.5
volume singola lamella	[mm ³]	145	lunghezza per passaggio H ₂ O	[mm]	9
massa Gd singola lamella	[gr]	1.1	altezza	[mm]	13
massa Gd utilizzata	[gr]	100.8	larghezza	[mm]	44.00
numero lamelle per sezione	[-]	44	profondità	[mm]	68.5
numero lamelle totali	[-]	88			

Tabella 4.3 Dati fisici e geometrici relativi ai rigeneratori

Con i valori risultanti, ricordando la formula (4.4) relativa al diametro equivalente, si può ottenere il numero di Reynolds per il singolo canale di passaggio del fluido tra due lamelle consecutive. Bisogna considerare che si tratta di Re medio, visto che il comportamento del flusso all'entrata nel rigeneratore è difficilmente prevedibile. Per questo motivo i risultati ottenuti in questa sezione si riferiranno tutti a valori medi, che individuano quelli reali soltanto in maniera approssimata.

Per il Re medio serve il diametro equivalente:

$$(4.20) \quad D_{eq} = 1.3 \frac{(a \cdot b)^{0.626}}{(a+b)^{0.25}} = 1.3 \frac{(0.2 \cdot 9)^{0.626}}{(9.2)^{0.25}} \cong 1.08 \text{ mm}$$

Bisogna inoltre conoscere anche la velocità media della vena fluida nel singolo canale: la sezione del canale è di 1.8 mm², la densità è sempre quella dell'acqua in condizioni ambientali, mentre la portata nel singolo canale si assume sia la stessa per tutti i canali, con una divisione omogenea del flusso.

Dato che la portata massica entrante in ciascun rigeneratore è 0.01368 kg/s e i canali attraverso i quali si suddivide 44, la portata per il singolo canale risulta quindi essere 0.304 g/s. Con tali dati si ottiene una velocità della vena fluida pari a 0.169 m/s. Che fornisce un numero di Reynolds diverso da quello delle tubazioni:

$$(4.21) \quad Re = \frac{c \cdot D_{eq}}{\nu} \cong \frac{0.169 \cdot (1.08 \cdot 10^{-3})}{10^{-6}} \cong 200$$

In realtà dopo analisi fluidodinamica con COMSOL Multiphysics, un software CFD che ha permesso lo studio dell'interazione termofluidodinamica tra acqua e gadolinio, la velocità media della vena fluida viene assunta pari a 0.036 m/s, che comporta un Re ancora inferiore.

Perciò si tratta di un moto pienamente laminare, evidenziando un fattore di attrito che non dipende quindi dalla scabrezza relativa del canale, ma solamente dal numero di Reynolds stesso, fornendo un valore del fattore di attrito così definito:

$$(4.22) \quad \xi = \frac{64}{Re} = 0.351$$

Una volta chiariti questi dati si procede al calcolo delle perdite di carico. Per le perdite distribuite – sicuramente inferiori rispetto a quelle concentrate in questa unità – si sceglie di ipotizzare un percorso medio attraverso il rigeneratore, sfruttando la simmetria della struttura. La lunghezza di tale percorso si ottiene sommando il doppio della profondità disponibile dei canali (poiché viene percorsa due volte, entrata e uscita) con la distanza media tra i canali di entrata e quelli di uscita, che è circa la metà della larghezza interna del singolo rigeneratore. Dopodiché si procede al calcolo come già mostrato per le perdite distribuite nelle tubazioni, con l'accortezza di utilizzare il diametro equivalente in vece del diametro nominale, estendendo quindi la formula a qualsiasi tipologia di sezione di passaggio del fluido.

Le perdite concentrate rappresentano l'aspetto preponderante di questa sezione, come si vedrà le perdite di carico distribuite rappresentano un quarto delle perdite totali. I coefficienti di perdita dipendono da tre cause principali: le sezioni di imbocco/sbocco del flusso entrante/uscente dal rigeneratore, la curva a spigolo vivo per invertire il flusso e l'impatto con la matrice di lamelle di gadolinio.

Per il primo aspetto si consulta la letteratura commerciale, dai quali cataloghi si ottiene un coefficiente di imbocco a spigolo vivo dato dalla formula [29]:

$$(4.23) \quad \beta = \left(1 - \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2$$

che per un'area d'ingresso di πr^2 direttamente dalla condotta ed una di imbocco di 180 mm^2 fornisce un valore di 0.34. Per l'uscita a spigolo vivo si assume $\beta = 1$.

Le curve a spigolo vivo impongono una perdita di carico definita tramite la seguente formula [29]:

$$(4.24) \quad \beta = 0.947 \sin^2 \frac{\vartheta}{2} + 2.047 \sin^4 \frac{\vartheta}{2}$$

con ϑ angolo di curvatura. In questo caso si hanno due curve a spigolo vivo di 90° , che forniscono un coefficiente di perdita concentrata $\beta = 1.76$.

Infine si ha il contributo dato dalla formula di Kirschmer. Dalla tabella 4.3 si prendono i dati necessari, come la larghezza delle barre $w = 0.25 \text{ mm}$ e la distanza tra due barre consecutive $s = 0.2 \text{ mm}$, che coincide con un lato della sezione del canale di passaggio del fluido. Il coefficiente di Kirschmer risulta quindi:

$$(4.25) \quad \beta = 2.42 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0.25}{0.2}\right)^{4/3} = 3.26$$

Per concludere si passa al calcolo finale delle perdite di carico totali del sistema.

4.5 Risultati finali

Lo scopo principale di questa analisi è stato quello di prevedere il carico di pressione dissipato durante un ciclo attraverso il circuito idraulico. Con i risultati di questa analisi è stato possibile individuare da catalogo la pompa più adatta al caso specifico. Ovviamente conoscere questi dati ha influito anche sul processo di progettazione ed ottimizzazione del design del dispositivo, cominciando dalle ipotesi iniziali per il circuito idraulico ed arrivando alla selezione dei vari componenti.

I dati che si volevano ottenere erano quelli relativi alle perdite di carico totali del sistema. Tali informazioni sono state trovate con lo studio minuzioso delle geometrie del circuito e dei percorsi del flusso, che ha portato all'analisi mostrata in questo capitolo. Per poter concludere bisogna perciò sommare tutte le perdite calcolate, affiancando quelle continue a quelle concentrate, facendo attenzione al numero di elementi da considerare.

In primis si riassumono le perdite nelle tubazioni: dopo aver trovato il valore del fattore di attrito ($\xi = 0.0425$) si possono calcolare le perdite di carico distribuite per unità di lunghezza:

$$(4.26) \quad \left(\frac{\Delta p_{dist}}{L}\right)_{tub} = 0.0425 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1000}{10} 0.348^2 \cong 0.258 \text{ Pa/mm}$$

I risultati vengono dati in Pa/mm , a cui equivalgono i KPa/m . Per ottenere le perdite di carico distribuite bisogna moltiplicare questo dato per la lunghezza dei tubi, che viene sovrastimata a 16 m. Il risultato finale viene dato in bar/m , unità di misura più confacente alle esigenze:

$$(4.27) \quad (\Delta p_{dist})_{tub} = \left(\frac{\Delta p_{dist}}{L}\right)_{tub} \cdot 16 \cong 4.13 \text{ KPa} = 0.0413 \text{ bar}$$

Le perdite concentrate per le tubazioni risultano:

$$(4.28) \quad (\Delta p_{conc})_{tub} = \frac{1}{2} \beta_{tot} \cdot 1000 \cdot 0.348^2 \cong 0.065 \text{ bar}$$

in cui il valore del coefficiente di perdita totale equivale a:

$$(4.29) \quad \beta_{tot} = 46 \cdot 0.75 + 12 \cdot 2.0 + 16 \cdot 2.7 + 8 \cdot 0.2 + 23 \cdot 0.1 + 8 \cdot 0.2 \cong 107.2$$

Perciò le perdite totali nelle tubazioni risultano:

$$(4.30) \quad \Delta p_{tub} = (\Delta p_{conc})_{tub} + (\Delta p_{dist})_{tub} = 0.106 \text{ bar}$$

Per quanto riguarda le perdite totali degli scambiatori di calore, come già evidenziato precedentemente, il calcolo delle perdite distribuite segue lo stesso procedimento di quello relativo alle perdite nelle tubazioni, con la sola differenza per la lunghezza delle condotte, che in questo caso è 1100 mm:

$$(4.31) \quad (\Delta p_{dist})_{serp} = \left(\frac{\Delta p_{dist}}{L}\right)_{tub} \cdot 1.1 \cong 0.0057 \text{ bar}$$

Le perdite concentrate equivalgono a:

$$(4.32) \quad (\Delta p_{conc})_{serp} = \frac{1}{2} \beta_{tot} \cdot 1000 \cdot 0.348^2 \cong 0.092 \text{ bar}$$

in cui il valore del coefficiente di perdita totale equivale a:

$$(4.33) \quad \beta_{tot} = 7 \cdot \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{10}{6.3}\right)^{3.5}\right] \cdot \frac{180^\circ}{90^\circ} + \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{10}{6.3}\right)^{3.5}\right] \cong 151$$

Perciò le perdite di carico totali negli scambiatori si ottengono raddoppiando la somma delle perdite concentrate e di quelle distribuite appena descritte:

$$(4.34) \quad \Delta p_{serp} = 2 \cdot [(\Delta p_{conc})_{serp} + (\Delta p_{dist})_{serp}] = 0.19 \text{ bar}$$

Le perdite nei rigeneratori sono già state approfondite nella sezione precedente. Si riassumono le perdite in ciascun rigeneratore, ricordando che in questo caso il numero di Reynolds è differente rispetto a prima e comporta anche una differenziazione nel regime del moto – laminare – e quindi nel calcolo del fattore di attrito ($\xi = 0.351$):

$$(4.35) \quad \left(\frac{\Delta p_{dist}}{L}\right)_{rig} = 0.351 \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1000}{1.08} 0.036^2 \cong 0.99 \text{ Pa/mm}$$

Per ottenere le perdite di carico distribuite bisogna moltiplicare questo dato per la lunghezza del percorso medio del flusso all'interno del rigeneratore, riportato in figura 4.3.

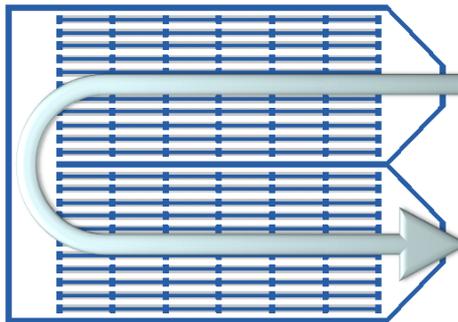


Figura 4.3 Percorso del fluido nel rigeneratore

Il tratto viene stimato in 146 mm, da cui si ottiene il risultato finale, che viene dato in *mbar*:

$$(4.36) \quad (\Delta p_{dist})_{rig} = \left(\frac{\Delta p_{dist}}{L}\right)_{rig} \cdot 146 \cong 5.8 \text{ mbar}$$

Le perdite concentrate per i rigeneratori derivano dalla formula di Kirschmer, dalle variazioni di sezione interna del rigeneratore e dalle deviazioni del flusso. Il valore del coefficiente di perdita totale equivale a:

$$(4.37) \quad \beta_{tot} = 4 \cdot 3.26 + 0.34 + 1.0 + 2 \cdot 1.76 \cong 17.9$$

Si noti come il contributo di Kirschmer compaia 4 volte (relative all'ingresso e uscita dalla griglia in entrambi i lati del rigeneratore), mentre quello della curva spigolo vivo 2. Le perdite concentrate per ciascun rigeneratore risultano quindi:

$$(4.38) \quad (\Delta p_{conc})_{rig} = \frac{1}{2} \beta_{tot} \cdot 1000 \cdot 0.348^2 \cong 1.085 \text{ KPa}$$

In questa formula il valore della velocità è stato considerato equivalente a quello della velocità media nel circuito. Ciò è avvenuto per due ragioni:

- la velocità di ingresso nel rigeneratore dovrebbe essere la stessa di quella del flusso in uscita dal circuito, che attraversa le connessioni in gomma ed entra nella sezione di imbocco del rigeneratore stesso;
- tale valore è maggiore rispetto a quello della velocità con cui il fluido attraversa la griglia composta dalle lamelle di gadolinio, perciò si preferisce sovrastimare comunque il risultato.

Dunque le perdite totali nei 4 rigeneratori sono:

$$(4.39) \quad \Delta p_{rig} = 4 \cdot [(\Delta p_{conc})_{rig} + (\Delta p_{dist})_{rig}] = 0.05 \text{ bar}$$

In conclusione si termina il capitolo presentando il valore del risultato finale delle perdite totali – leggermente sovrastimate – relative all'intero circuito: assumendo una lunghezza totale di 20 metri delle tubazioni ed una scabrezza assoluta ϵ delle condotte in rame nuove di 0.01 mm, con 4 rigeneratori schematizzati in figura 4.2 e 2 scambiatori di calore a serpentina alettata di lunghezza 1.1 m ciascuno, le perdite di carico totali del dispositivo ammontano a 0.37 bar.

È stato quindi necessario provvedere alla scelta di una pompa con la caratteristica adeguata. Tale pompa è descritta nel capitolo precedente, sezione 3.3.3.

Capitolo 5

Il prototipo

Nei precedenti capitoli è stata dapprima descritta l'impostazione teorica del prototipo di refrigeratore magnetico, che ne ha definito il contesto all'interno dei dispositivi di refrigerazioni e – più nello specifico – rispetto allo stato dell'arte dei refrigeratori magnetici. Successivamente si è focalizzata l'attenzione sulla progettazione del circuito idraulico, nonché parte centrale della presente tesi. In seguito è stata inoltre riportata l'analisi inerente le perdite di carico del sopracitato circuito. Seguirà un approfondimento sulle analisi di testing su di esso, dopo averlo inserito all'interno di un impianto che simuli le condizioni di esercizio.

In questo capitolo verrà invece descritta in maniera più approfondita ciascuna delle parti caratterizzanti il prototipo di refrigeratore magnetico: (i) la struttura; (ii) il blocco magneti; (iii) il gruppo motore; (iv) i rigeneratori e (v) il circuito idraulico. È dunque necessario – a questo punto – unire queste due parti, inserendo ciò che è stato presentato nella prima parte nell'impianto che verrà studiato nel capitolo conclusivo. Si può quindi dire che questa trattazione segua un percorso “induttivo” nell'espone gli argomenti affrontati.

Per questo motivo è stato inserito un capitolo che descrive in maniera approfondita il prototipo, definendone nello specifico tutti gli elementi scelti ed assemblati, che potranno differire per diverse ragioni da quelli progettati. Tra questi vi sono i magneti realmente permanenti utilizzati, il gruppo motore scelto – comprensivo di riduttore combinato, variatore e motore – a cui è stato collegato il piattello su cui calettare i magneti, i 4 rigeneratori ed il circuito idraulico prodotto.

Per tutti questi componenti si presenterà una descrizione approfondita, data l'importanza che hanno all'interno del progetto, ma si ricorda che la loro progettazione non è oggetto di questa tesi ed in quanto tali – salvo il circuito

idraulico ed alcuni studi preliminari – non sono stati analizzati dall'autore di questo elaborato.

5.1 Struttura

La tesi in oggetto si inserisce all'interno di un più vasto progetto, il quale nasce con l'obiettivo di progettare e sviluppare un dispositivo di refrigeratore magnetico basato sull'effetto magnetocalorico.

Trattandosi di un prototipo che sfrutta una tecnologia innovativa, l'obiettivo è quello di ottenere l'effetto frigorifero senza focalizzarsi troppo – ancora in questa fase – dell'aspetto quantitativo, ovvero dell'entità del MCE, ma soltanto della riuscita della MR, cioè dell'ottenimento – anche se di pochi gradi – di un effetto frigorifero. Poi – in una fase successiva – si procederà all'ingegnerizzazione del dispositivo raggiungendo salti di temperatura adiabatici più elevati, magari con materiali magnetocalorici differenti dal gadolinio.

La struttura del prototipo si suddivide in quattro ambienti: il vano frigorifero, il banco per la circolazione dell'acqua, il gruppo motore e il blocco magneti.

L'ambiente frigorifero è l'interfaccia con l'utilizzatore, rappresentata da un qualsiasi vano protetto da materiale isolante, che mantenga una certa temperatura con basse dissipazioni di calore. Questo spazio potrebbe essere rappresentato dal frigobar utilizzato per le prime misurazioni, mostrato in figura 3.1.

In realtà questo aspetto verrà considerato solamente al termine della progettazione del prototipo, poiché ci si concentrerà maggiormente sull'effetto frigorifero ottenuto, andando ad analizzare i salti di temperatura risultanti.

Il gruppo di potenza deve risultare il più compatto (e silenzioso) possibile, è composto dal gruppo motore, variatore meccanico e riduttore combinato e verrà inserito all'interno della struttura frigorifera in connessione con i magneti permanenti tramite l'albero meccanico. Infatti all'albero viene calettato il blocco magneti, che permetterà la rotazione delle sorgenti di campo magnetico, quindi il moto relativo tra i magneti ed i rigeneratori.

L'ambiente contenente il circuito idraulico non potrà essere compatto più di tanto, a causa delle dimensioni in gioco – già evidenziate nel capitolo precedente – e della necessità di isolare termicamente. Ad oggi risulta l'elemento maggiormente testabile, poiché è il cuore del prototipo ed in cui si ottiene il MCE, quindi per ora viene posizionato su di un banco prova. In futuro dovrà essere installato all'interno della struttura frigorifera e si prevede di contenere le dimensioni sotto al metro cubo (in fase di progettazione le prime stime sono di un parallelepipedo di base quadrata con lato di 1 m ed altezza 25 cm).

5.2 Magneti

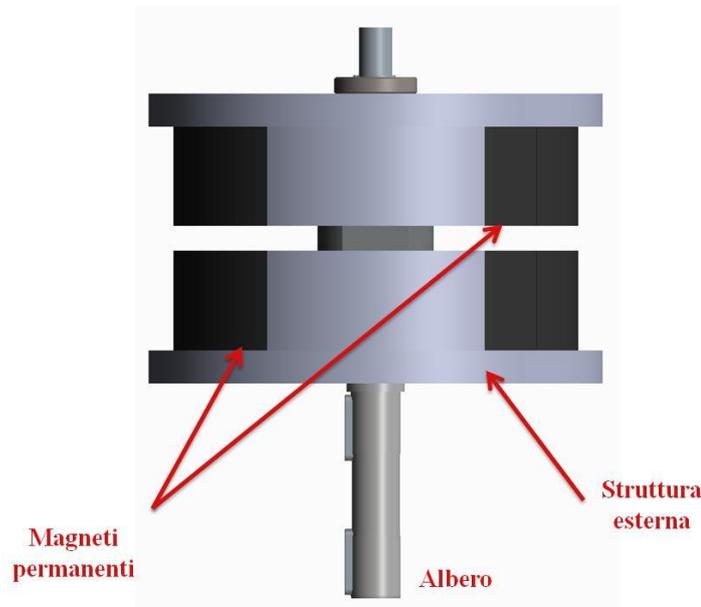


Figura 5.1 Struttura dei magneti permanenti

Il prototipo è un dispositivo rotante, il cui elemento rotorico consiste in due magneti permanenti assemblati ad un piattello rotante. Il moto relativo necessario per il ciclo AMR viene perciò determinato dalla rotazione degli stessi magneti.

Il blocco magneti – che rappresenta il sistema magnetico – è costituito da due coppie di magneti compositi, basati sulla configurazione di Halbach. Ciascuna coppia viene fissata su di una struttura in ferro-cobalto, così da ottenere due

magneti permanenti, inseriti a loro volta tra due dischi paralleli rotanti, poiché calettati all'albero motore.

In figura 5.1 viene riportata la disposizione dei magneti e del gruppo magnetico. Con questa struttura il campo magnetico ottenibile è di circa 1,7 T, costante nell'area centrale tra i due magneti di ciascuna coppia, come è evidente in figura 5.2.

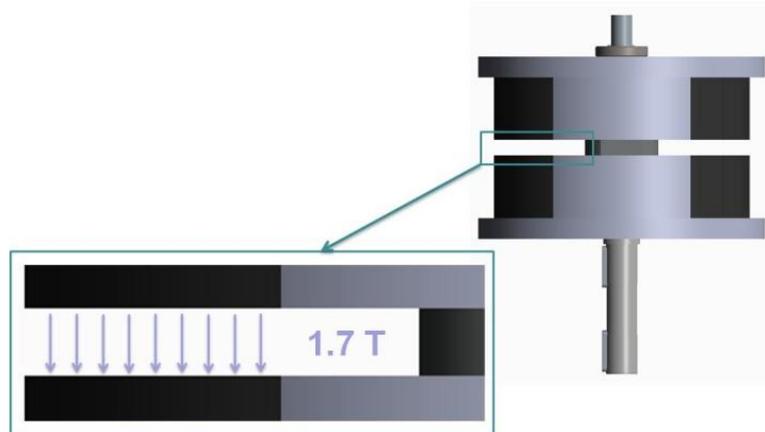


Figura 5.2 Particolare del campo magnetico

5.3 Gruppo motore

Il moto rotatorio al sistema piattello-magneti viene fornito dal gruppo di potenza, tramite la connessione ad albero.

Tale gruppo è costituito dalla sequenza motore (*engine*), variatore (*speed changer*) e riduttore (*combine gearbox*), visibili in figura 5.3 qui sotto riportata. Tutti i componenti di questo gruppo sono stati selezionati dai cataloghi *Bonfiglioli Riduttori*.

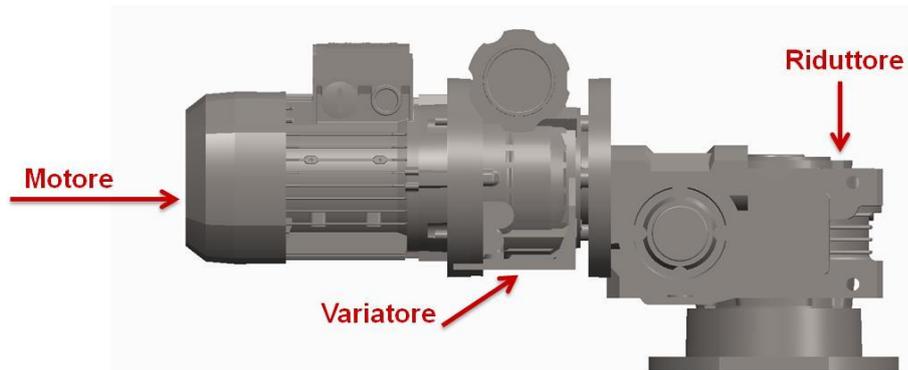


Figura 5.3 Gruppo motore: vista frontale [16]

Si tratta di un sistema costituito da un motore asincrono in corrente alternata, che ruota ad una velocità costante non superiore ad 1 rpm, che in certe situazioni specifiche può essere variata. Il motore viene equipaggiato con un inverter controllato da un encoder ottico.

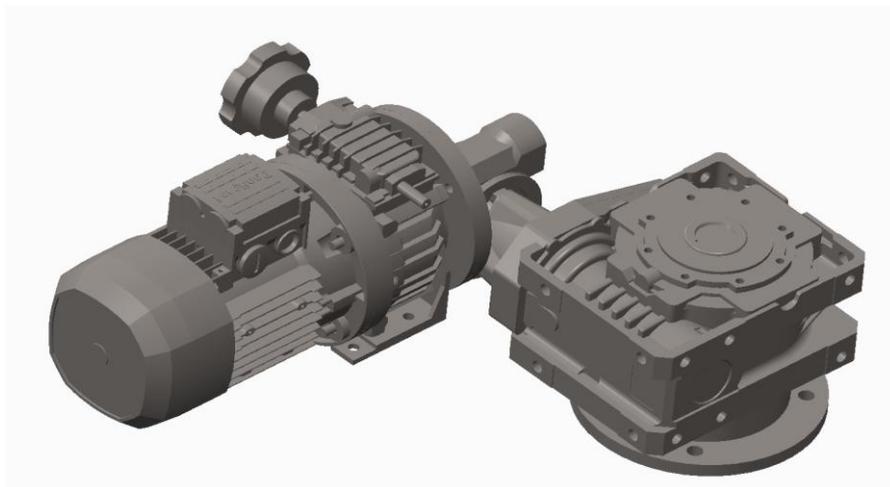


Figura 5.4 Gruppo motore: vista 3D [16]

5.3.1 Motore

In questo gruppo di potenza, il motore viene utilizzato in servizio continuo ed è catalogato con l'etichetta **BN 71B 6**: si tratta di un motore asincrono trifase IEC (BN) a 6 poli, classe di efficienza IE1, che fornisce una potenza di targa di 0,25 kW.

Il sistema di raffreddamento è a ventilazione esterna, con una ventola radiale a doppio senso di rotazione, perciò nella progettazione si impone una distanza minima per non avere impedimenti all'ingresso aria.

Il funzionamento è in entrambi i sensi di rotazione (a seconda delle fasi), mentre l'equilibratura è attuata dinamicamente con mezza linguetta.

I cuscinetti sono di tipo radiale a sfere con lubrificazione permanente precaricati assialmente (6202 2Z C3 e 6202 2RS C3), con una durata nominale a fatica – in assenza di carichi esterni – che supera le 40000 ore.

Ci si riferisca alla figura 5.5: il motore è nella versione base senza freno, con un ingombro laterale di 200 mm ($AF + 2AH$), $AD = 149$ mm, $LL = 165$ mm e $V = 15,5$ mm.

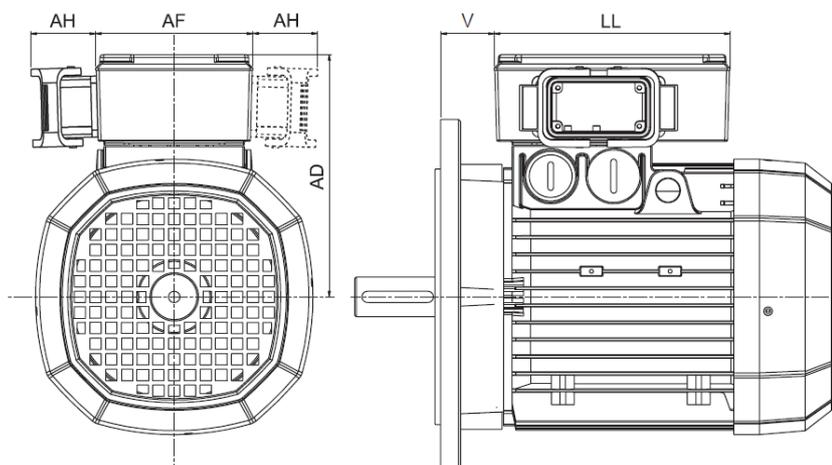


Figura 5.5 Disegno tecnico del motore da catalogo [16]

Trattandosi di un motore in servizio continuo S1, visto che una volta acceso rimarrà sempre in servizio continuo, senza subire interruzioni o spegnimenti, da

specifiche si ha una potenza nominale di 0,25 kW, con una coppia nominale di 2,7 Nm.

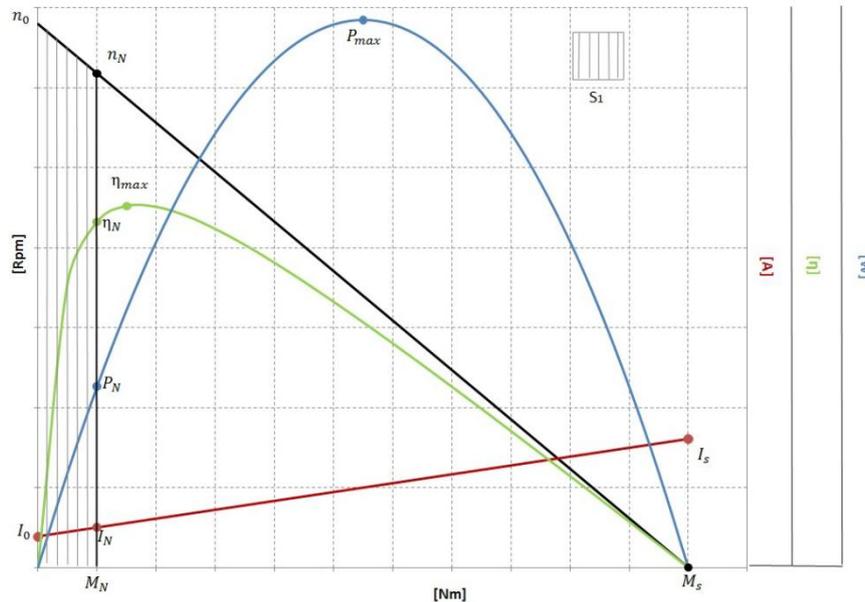


Figura 5.6 Curve caratteristiche qualitative del motore

Per completezza si sintetizzano le caratteristiche del motore scelto, definite da specifiche nel catalogo selezionato. Il motore è un asincrono trifase, la cui curva caratteristica può essere rappresentabile qualitativamente come in figura 5.6. Nel quadrante sono state raffigurate le seguenti caratteristiche:

- la coppia massima cui il motore può funzionare in continuo (coppia nominale M_N , in Nm, sull'asse delle ascisse);
- la velocità di rotazione, la minima cui il motore può funzionare in continuo (velocità nominale n_N , in rpm, asse y1);
- la corrente massima cui il motore può funzionare in continuo (la corrente nominale I_N , in rosso, misurata in A);
- la massima potenza erogabile dal motore (potenza nominale P_N , in blu, misurata in W o in kW);
- l'efficienza (in verde, η_{max} il massimo valore del rapporto fra potenza erogata e potenza fornita).

Il motore ha un'efficienza del 62% ed un fattore di potenza pari a 0,71; la corrente nominale (con tensione di 400 V) risulta di 0,82 A, mentre la corrente di spunto I_s è 2,6 volte quella nominale. Normalizzando i valori alla coppia nominale, per la coppia di spunto si ottiene 1,9 mentre per la coppia accelerante media si ha 1,7. Il momento di inerzia del motore è $10,9 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

5.3.2 Variatore

Il variatore che viene utilizzato in questo gruppo di potenza è catalogato con l'etichetta **V 0,5 F P71**: si tratta di un motovariatore a flangia con configurazione di ingresso di predisposizione IEC.

Per questo tipo di motovariatore, la coppia di calcolo M_{c2} – cioè il valore di coppia da utilizzare per la selezione – è definita dal prodotto tra la coppia richiesta M_{r2} – alla velocità n_2 desiderata – ed il fattore di servizio f_s ; essa deve essere non superiore alla coppia nominale M_{n2} :

$$(5.1) \quad M_{c2} = M_{r2} \cdot f_s \leq M_{n2}$$

Per fattore di servizio si intende quel parametro che considera la variabilità del carico, individuato in funzione del fattore di accelerazione delle masse K . Si riporta in figura 5.7 un grafico esemplificativo, con il fattore di servizio in funzione del numero di avviamenti/ora:

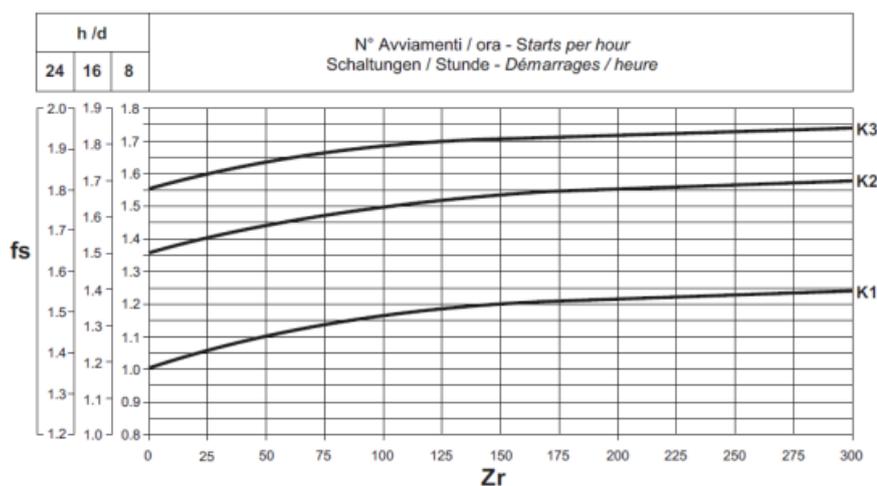


Figura 5.7 Diagramma del fattore di servizio del variatore [16]

Il variatore meccanico ha il vantaggio di poter essere portato fino al limite di coppia accettabile, senza alcuno slittamento dei cinematismi. Ai regimi inferiori, a cui si lavora in questo caso, la potenza trasmessa è sempre minore di quella installata in entrata, visto che si trasmettono potenze variabili a fronte di potenze costanti in ingresso. Per questo motivo lo sforzo sopportato dal variatore è quantificabile solamente al numero massimo di giri in uscita.

La potenza richiesta in ingresso P_{r1} , misurata in kW, è perciò proporzionale al prodotto tra M_{r2} ed il numero massimo di giri n_{2max} , con un fattore dato dal rendimento dinamico η_D :

$$(5.2) \quad P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_{2max}}{9550 \cdot \eta_D}$$

V 0.5_P71		T1	T2
		M ₂	4.0 - 8.0 Nm
n₁ = 900 min⁻¹		P ₁	0.37 kW
			0.25 kW

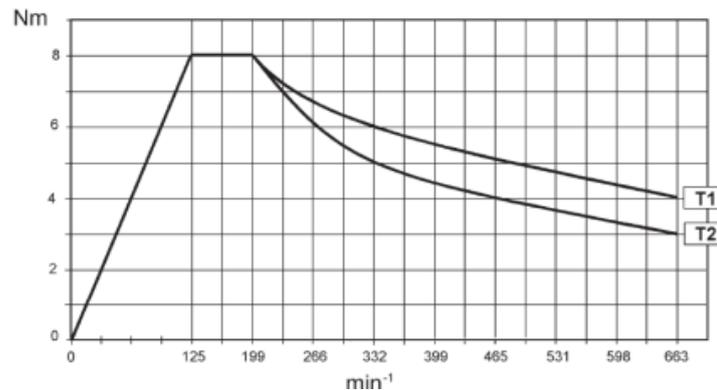


Figura 5.8 Curva caratteristica del variatore [16]

Il motovariatore selezionato ha ingombri ridotti ed è costituito da casse in ghisa ad alta resistenza, ha un campo di variazione 1:5,5 e non ha bisogno di manutenzione. In figura 5.8 si riporta la curva di coppia caratteristica del motovariatore selezionato, in cui la velocità in ingresso è 900 rpm. Il diagramma correla la coppia (in Nm) in uscita al motovariatore con la velocità in uscita.

Per approfondire le caratteristiche tecniche si rimanda sempre ai cataloghi Bonfiglioli in bibliografia [16], si riporta soltanto il disegno tecnico con i dati relativi agli ingombri del motovariatore selezionato, visibile in figura 5.9.

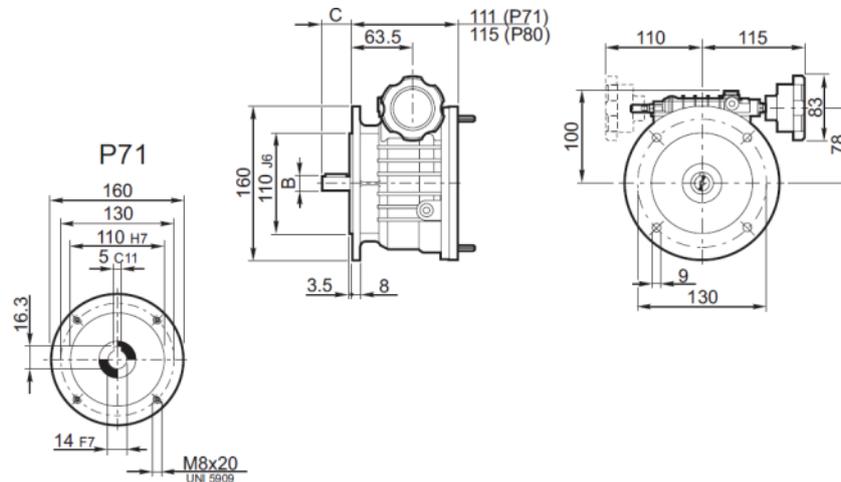


Figura 5.9 Disegno tecnico del variatore [16]

5.3.3 Riduttore

Il riduttore che viene utilizzato in questo gruppo di potenza è catalogato come **VF/W 44/75 U**: si tratta di un riduttore combinato con rapporto di trasmissione $i = 250$, posizionato in P71 montaggio B3 rispetto al motovariatore.

Al momento della selezione del motoriduttore è stato necessario determinare il fattore di servizio f_s – descritto nella sezione precedente, si veda fig. 5.8 – ed è stata ricavata la coppia di calcolo M_{c2} all’albero lento del riduttore, tramite l’equazione 5.1. Successivamente si è calcolato il rapporto di trasmissione i tra le due velocità:

$$(5.3) \quad i = \frac{n_1}{n_2}$$

Da catalogo è stato poi individuato il riduttore che permetta una coppia nominale maggiore o uguale a M_{c2} .

I dati tecnici da catalogo sono i seguenti: la velocità dell’albero di uscita n_2 dell’albero lento è di 3,6 rpm – a fronte di una velocità di ingresso n_1 di 900 rpm –

con una coppia di 400 Nm, la potenza nominale è pari a 0,29 kW, il carico radiale nominale in ingresso $R_{n1} = 220$ N ed in uscita $R_{n2} = 4660$ N.

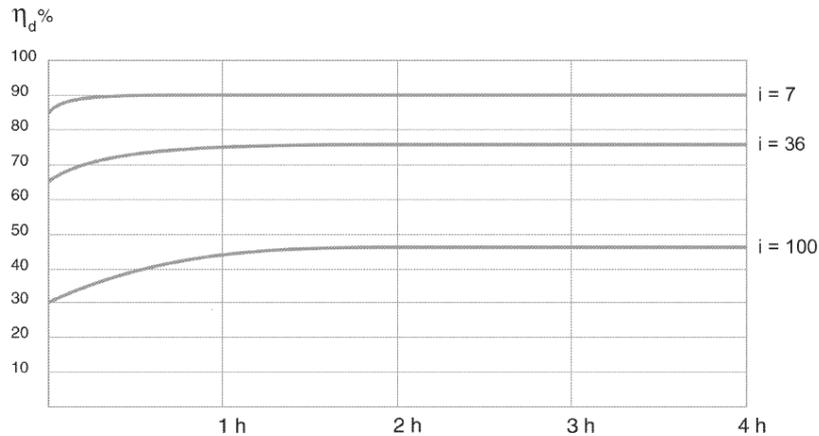


Figura 5.10 Diagramma del rendimento per il riduttore [16]

Il rendimento dinamico η_D ottenibile è pari al 52%, definito come il rapporto tra la potenza in uscita e quella in entrata. Esso dipende dall'angolo d'elica dell'ingranaggio, dalla velocità di comando e dal rodaggio dell'ingranaggio. Il valore massimo si ha dopo qualche ora di rodaggio, raggiungibile successivamente nei riduttori a regime come evidenziato nel diagramma di figura 5.10. In questo caso il servizio non sarà intermittente, perciò non si dovrebbero presentare problemi dovuti al basso rendimento in fase di avviamento.

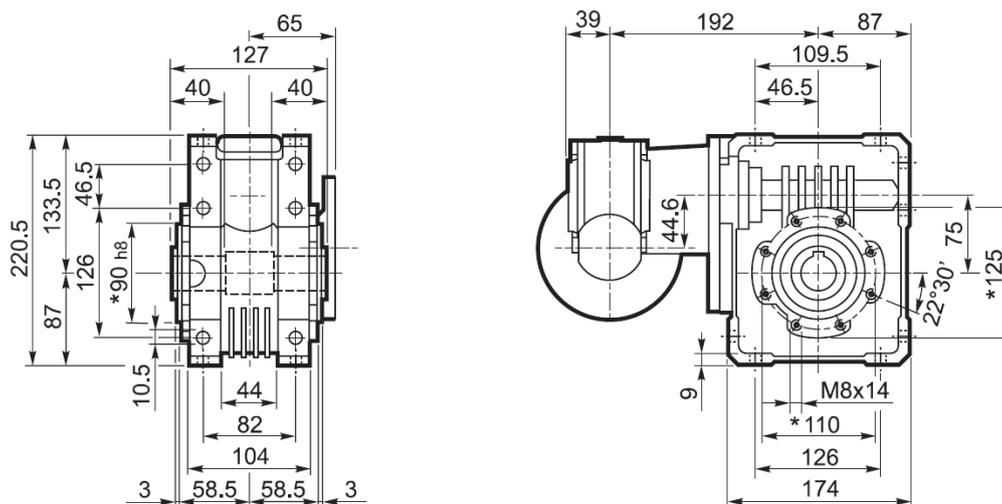


Figura 5.11 Disegno tecnico del riduttore [16]

Per approfondire le caratteristiche tecniche si rimanda sempre ai cataloghi Bonfiglioli in bibliografia [16], si riporta soltanto il disegno tecnico con i dati relativi agli ingombri del riduttore selezionato, visibile in figura 5.11.

5.4 Rigeneratori

È stato scritto che la rotazione dell'albero motore – e quindi del disco e della coppia di magneti – permette il moto relativo richiesto dal ciclo AMR per ottenere il MCE richiesto. La relatività del moto è rispetto ai rigeneratori, che in questo caso rimangono fermi, fissati con un collegamento meccanico ancora non progettato. Tale collegamento dovrà ammettere uno spostamento verticale ed orizzontale per ciascun rigeneratore, considerando il traferro e le forze magnetiche presenti tra i rigeneratori ed i magneti permanenti.

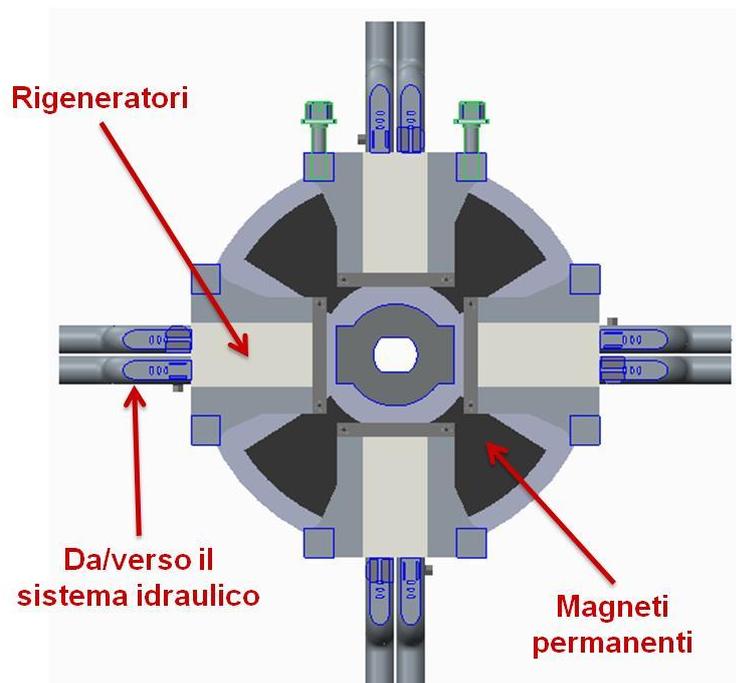


Figura 5.12 Struttura portante dei rigeneratori

Per quanto riguarda il traferro è stata progettata una distanza tra magnete e parete laterale del rigeneratore pari a 1 mm, che dovrà essere mantenuta necessariamente

(altrimenti si avrebbe l'usura dei rigeneratori ed un possibile danno di deformazione degli stessi).

Le forze magnetiche invece sono di difficile previsione, ma si può comunque fare una stima generale conoscendo il materiale dei rigeneratori e dei magneti, considerando che l'unica influenza magnetica è quella che avviene con le lamelle di gadolinio (si premette che per i test iniziali sono state utilizzate lamelle di ottone al posto del Gd).

L'interazione tra i 4 rigeneratori ed i 2 magneti permanenti viene gestita dalla struttura evidenziata in figura 5.12, in cui i 4 rigeneratori sono disposti perpendicolarmente tra essi, subendo una magnetizzazione a coppie opposte grazie al campo generato dai magneti. Il vettore di scambio è l'acqua, che giunge ai rigeneratori per completare il ciclo AMR direttamente attraverso le connessioni in gomma descritte nel terzo capitolo, che collegano il circuito idraulico agli imbrocchi dei rigeneratori.

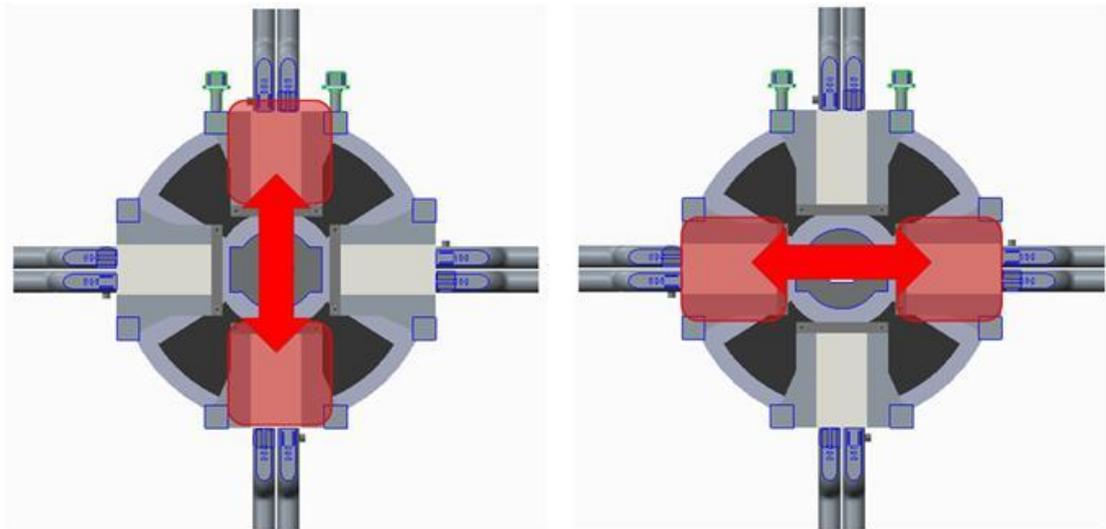


Figura 5.13 Cicli di magnetizzazione dei rigeneratori

Come già descritto nel secondo capitolo, per il ciclo AMR è necessaria la magnetizzazione a step di ciascuna coppia di rigeneratori, che attraverserà le trasformazioni del MCE sfasata periodicamente rispetto all'altra coppia di rigeneratori. In figura 5.13 viene mostrato tale processo.

Definito l'apparato di interazione esterna dei rigeneratori, si passa alla descrizione della singola unità di scambio (visibile in figura 5.14), la cui progettazione è già stata descritta nella sezione 3.5. Ogni rigeneratore è costituito da un case in materiale polimerico contenente lastre di gadolinio (evidenziate nel sezionamento di figura 5.15) disposte in modo tale da ottenere il MCE, sfruttando il ciclo AMR.

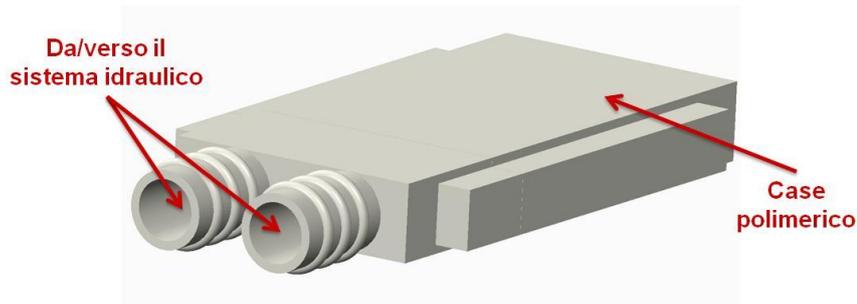


Figura 5.14 Case esterno dei rigeneratori

La massa di gadolinio presente all'interno di ogni unità di scambio è di 100 g – che corrisponde ad una densità di $7,9 \text{ g/cm}^3$ – suddivisa in 88 lamelle, 44 per sezione. Con il termine sezione si intende ciascuna metà del rigeneratore, che è delimitata ai lati dal setto centrale (detto divisorio, spesso 1 mm) e dalla parete laterale (di spessore 1,5 mm), individuabile facilmente tramite i due diffusori di imbocco/sbocco progettati per gestire il flusso di acqua.

I limiti esterni del rigeneratore sono dati dalle due superfici parallele superiore ed inferiore – di spessore 1,5 mm, larghezza 44 mm e lunghezza 68,5 mm – e dalla superficie frontale – alta 13 mm e spessa 1,5 mm. Ad esse vengono affiancati due setti laterali nello stesso materiale polimerico, utili per il calettamento del rigeneratore nel supporto.

Questo rigeneratore viene prodotto tramite stampatura 3D in materiale polimerico di due parti (case e “coperchio”, costituito dalla testa del rigeneratore, con i due imbocchi per le connessioni con il circuito idraulico), le lamelle di gadolinio vengono inserite successivamente. Le lastre interne sono costituite da lamelle incorporate nel materiale polimerico per contrastare la formazione di correnti parassite.

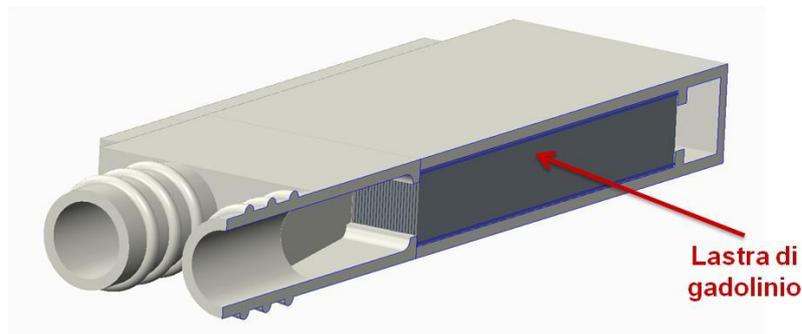


Figura 5.15 Sezione del rigeneratore

L'apparato interno è stato progettato per ottenere il massimo MCE possibile. Il percorso del flusso di acqua, il fluido vettore di scambio termico, è evidenziato in figura 5.16: per semplificare la descrizione si definisce un dominio rettangolare nel piano sezionato in figura, delimitato lateralmente da due lastre di gadolinio consecutive.

Ogni lastra è lunga 58 mm e spessa 0,25 mm, con un volume di 145 mm^3 , a cui corrisponde una massa di gadolinio di 1,1 g. Tra due lastre è presente un canale per il passaggio dell'acqua di larghezza 0,2 mm. In totale i canali sono 90, 45 per sezione, e sono profondi 9 mm – a cui corrisponde un'altezza di ciascuna lamella pari a 10 mm.

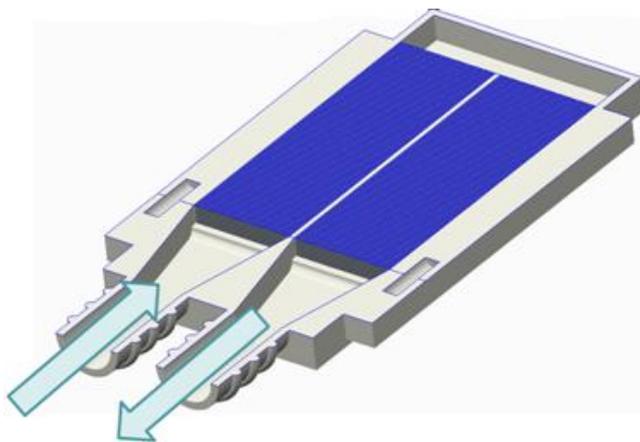


Figura 5.16 Interno del rigeneratore

5.5 Circuito idraulico

Dopo aver descritto la versione finale dei rigeneratori, si passa alla definizione del circuito idraulico così come è stato prodotto. Vista la lunga trattazione nel capitolo 3, non sarà necessario soffermarsi troppo sui singoli aspetti dei vari componenti, ma si riporterà una visione d'insieme del prodotto finale, che differisce sotto alcuni aspetti dal disegno iniziale.

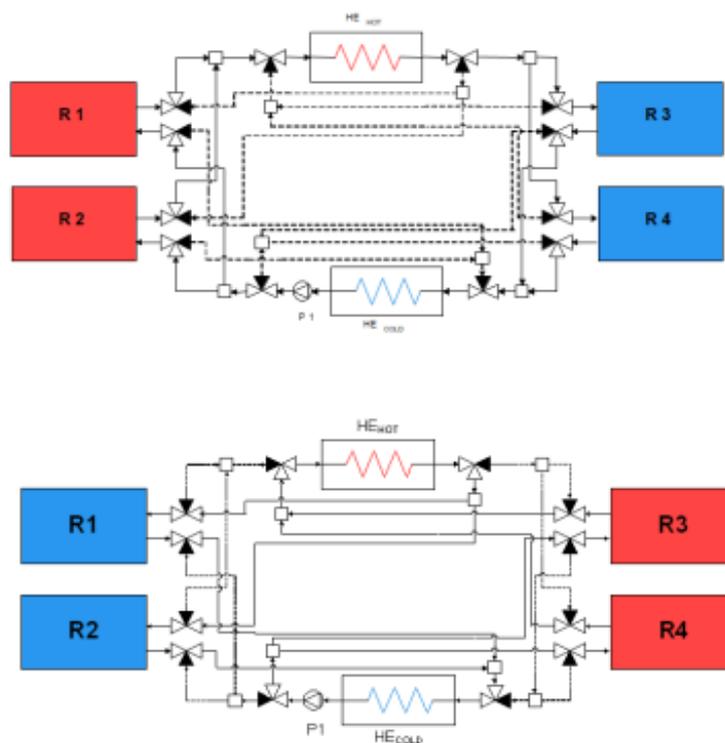


Figura 5.17 Layout finale del circuito idraulico

L'impianto idraulico è stato progettato per ottimizzare il ciclo AMR, quindi le valvole selezionate sono state programmate per cambiare il percorso dell'acqua ogni quarto di ciclo: in questo modo la magnetizzazione del MCE rimane sincronizzata con il flusso di acqua, che cambierà il proprio percorso in fase con il moto rotatorio dei magneti.

Il circuito viene riportato in figura 5.17, dove vengono confrontate le due fasi del semi-ciclo, cioè la magnetizzazione dei rigeneratori 1 e 2 (sopra) e successivamente quella dei rigeneratori 3 e 4 (sotto).

Il fluido vettore percorre il tratto del circuito collegato ai rigeneratori demagnetizzati (in blu in figura 5.17), dove si ha la cessione di calore ai rigeneratori da parte del fluido, che permette al fluido vettore di raggiungere lo scambiatore termico “freddo” – cioè quello nell’ambiente frigo – e di avere l’effetto refrigerante.

La pompa spinge il fluido a temperatura minore verso i rigeneratori magnetizzati, così da sottrarre il calore generato dal MCE e cederlo all’ambiente esterno attraverso lo scambiatore termico “caldo”.

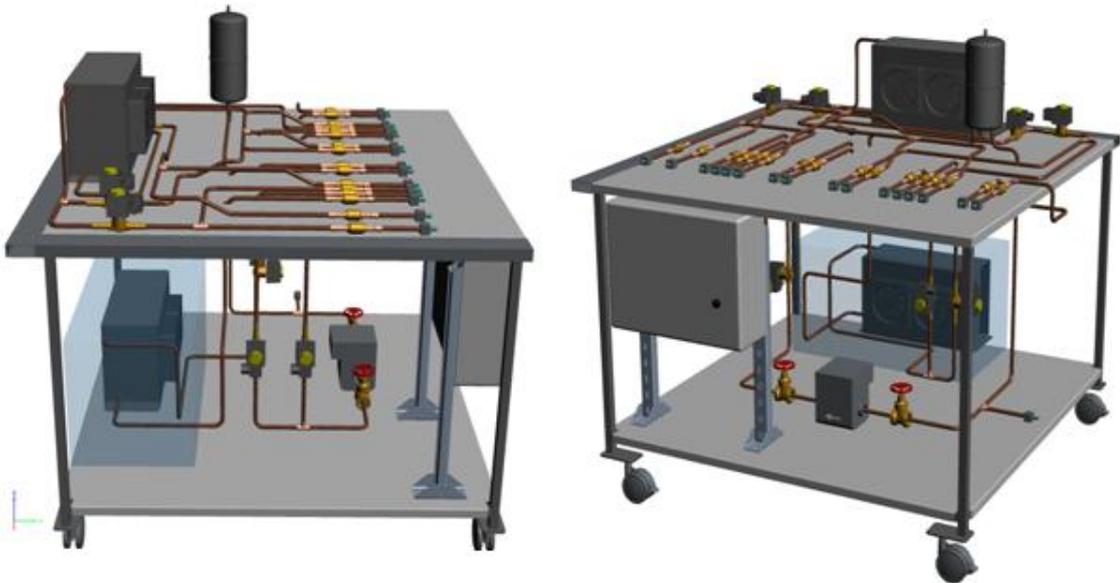


Figura 5.18 Banco prova del circuito idraulico creato

In figura 5.18 si riporta la versione finale del circuito idraulico. La disposizione è molto simile a quella progettata nel capitolo 3, ad esclusione del posizionamento a croce dei rigeneratori. Infatti le connessioni alle porte di imbocco/sbocco di ciascun rigeneratore vengono poste in parallelo nel piano superiore del banco disegnato in figura.

Questa scelta è dovuta a ragioni di comodità e facilità di accesso ai diversi tratti del circuito, fondamentale in fase di testing. La disposizione a croce potrà essere

sviluppata in fase di prototipazione, quando le verifiche sperimentali saranno già terminate e risulterà necessaria un'ottimizzazione degli spazi.

Concentrandosi sulla figura 5.18, si individuano i due scambiatori di calore con l'esterno nei due blocchi a forma di parallelepipedo, in cui quello "freddo" è quello evidenziato, cioè quello posizionato nel ripiano inferiore. La pompa – in primo piano nella parte destra della figura – è confinata tra due valvole con il volantino in rosso, mentre il serbatoio è posizionato sul ripiano superiore.

Rispetto alla figura di destra, il percorso del fluido è verso sinistra, come è indicato dalla freccia disegnata sulla pompa. Le connessioni con i rigeneratori sono poste in parallelo sul ripiano superiore, precedute tutte da valvole di non ritorno.

Capitolo 6

L'implementazione del software di acquisizione dati

Durante le fasi di testing risulta di fondamentale importanza la possibilità di monitorare i parametri di esercizio delle varie unità. Conoscere in ogni istante come stiano funzionando e sapere a che regimi lavorino è utile soprattutto nella fase di test preliminare dei componenti più importanti, come la pompa e i rigeneratori.

Questi dati permettono di avere una panoramica globale e di ricevere immediatamente eventuali segnali di errore che potrebbero compromettere la progettazione. Poter controllare e gestire in ogni istante i parametri di maggiore importanza del circuito idraulico è stato reso possibile dallo sviluppo di un software di controllo tramite linguaggio LabVIEW, cioè un linguaggio di programmazione ad alto livello prodotto dall'azienda americana National Instrument.

In questo capitolo verranno definiti in primis brevemente i componenti hardware per l'acquisizione dei dati; successivamente si tratterà la realizzazione del sistema di acquisizione dei dati attraverso LabVIEW e i dispositivi FPGA.

6.1 Catena di misura

Per questo caso la catena di misura segue la generica struttura di acquisizione dati, con qualche eccezione dovuta al tipo di segnale o all'applicazione specifica con particolari strumenti.

La tipica disposizione a livelli della catena di misura è quella impostata secondo la successione sensore–trasduttore–condizionamento, acquisendo perciò

un'informazione relativa ad una misura meccanica e fornendone un segnale elettrico in uscita, come si può notare in figura 6.1.

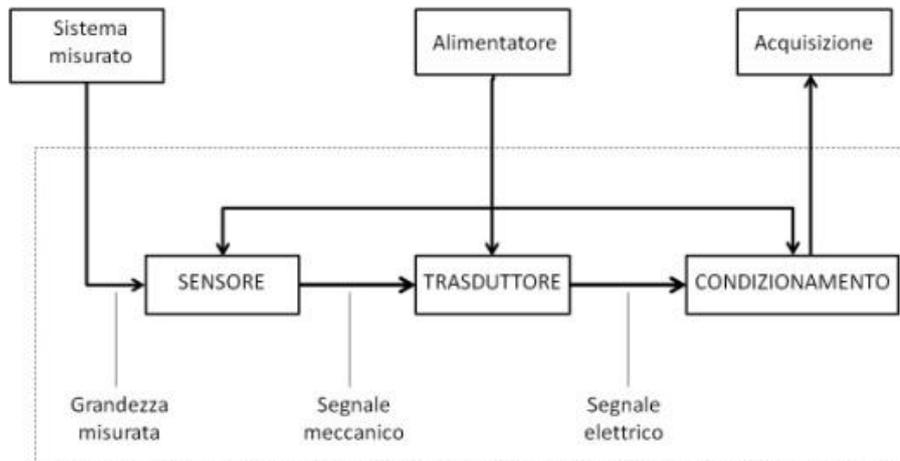


Figura 6.1 Schema di una catena di misura tradizionale

I componenti evidenziati nella catena di misura schematizzata sono classificabili come segue:

- l'elemento sensibile è l'interfaccia tra l'ambiente esterno e la catena di misura. È il primo componente che si incontra e deve essere in grado di modificare il suo stato in relazione al valore di una certa grandezza fisica misurata. In generale il sensore è sensibile a diverse grandezze fisiche, ma la risposta è maggiore per una determinata grandezza, cioè quella da misurare;
- il trasduttore riceve il segnale meccanico proveniente dal sensore e lo converte in un segnale elettrico in uscita, che può essere una corrente, una tensione, una frequenza,...;
- il circuito di condizionamento del segnale trasforma il segnale elettrico del trasduttore in modo tale da renderlo elaborabile dal sistema di acquisizione dati. Le operazioni più ricorrenti sono il filtraggio – per eliminare rumori e/o disturbi – e l'amplificazione del segnale, così come la conversione del segnale da analogico a digitale all'occorrenza (DAC);
- la trasmissione delle informazioni mette in collegamento i diversi componenti della catena quando sono separati fisicamente;

-
- la potenza elettrica per completare la catena di misura è fornita dall'alimentatore, con i sensori attivi che non hanno bisogno di alimentazione visto che utilizzano l'energia dell'ambiente esterno;
 - l'acquisizione dei dati avviene attraverso un sistema di indicazione-registrazione, che elabora i segnali condizionati traducendone l'informazione in una forma comprensibile. In uscita si ha un segnale analogico oppure digitale: nello specifico può essere in corrente, in tensione o a codice digitale.

6.2 Dispositivi FPGA

Per FPGA si intende Field Programmable Gate Array, i.e. un circuito integrato programmabile attraverso un software. Si tratta di dispositivi programmati dall'utilizzatore (finale) che permettono la modifica e la correzione di errori attraverso la riconfigurazione del dispositivo stesso, molto utilizzati in fase di prototipazione, dove è richiesta una maggiore flessibilità. Per questo motivo risulta un dispositivo vantaggioso rispetto alla tipologia ASIC (Application Specific Integrated Circuit) soprattutto in termini di adattabilità.

Questi dispositivi si suddividono in due tipologie:

- gli OTP (One Time Programmable) sono costituiti da componenti che cambiano il proprio stato di funzionamento in modo permanente al momento della programmazione, consentendo di mantenere la configurazione allo spegnimento del dispositivo;
- quelli basati sulle tecnologie SRAM (Static Random Access Memory) o DRAM (Dynamic Random Access Memory). Si tratta della tipologia maggiormente diffusa nelle applicazioni industriali, necessitano la riprogrammazione ad ogni accensione, visto che la memoria di configurazione è volatile.

Uno dei vantaggi maggiori del FPGA è il risparmio negli ingombri, visto che si possono inglobare N porte logiche in un solo circuito integrato IC – dove N è

nell'ordine di grandezza di 10^6 . Ogni FPGA ha un chip – che nella versione classica equivale ad una scheda elettronica collegata tramite cavi fisici ai vari componenti – le cui connessioni sono definite dinamicamente nel software.

Quando si compila un FPGA, per determinare i collegamenti tra le diverse porte si genera un file bit-stream, così da ottimizzare l'implementazione del software nell'hardware. Da ciò si genera un'applicazione performante come un circuito hardware dedicato e con la sua stessa affidabilità, capace di eseguire più processi contemporaneamente e con temporizzazioni diverse nei loop.

Nella maggioranza delle applicazioni di misura e controllo si ha un limite sulla velocità di esecuzione. Tale limite è determinato dai sensori, dai moduli input/output e dagli attuatori [31].

6.3 CompactRIO

CompactRIO (*Compact Reconfigurable Input/Output*) è una piattaforma integrata creata da National Instrument e costituita da due elementi distinti assemblati: si tratta dello *Chassis* FPGA riconfigurabile e del *Real-Time Controller*.



Figura 6.2 Chassis NI cRIO-9114

Per quanto riguarda questa applicazione specifica, tali dispositivi permettono di acquisire dati e di implementare il circuito di condizionamento del segnale dal banco prova del laboratorio DIN di via Terracini.

In figura 6.2 è stato riportato il modello di Chassis embedded a 8 slot di NI cRIO-9114, che è integrato nella piattaforma CompactRIO PAC (*Programmable Automation Controller*). Questo dispositivo è costituito da un FPGA Xilinx Virtex-5, programmabile dall'utilizzatore per l'elaborazione avanzata e la progettazione hardware con LabVIEW.

Il NI cRIO-9114 accoglie i diversi moduli FPGA e trasferisce le informazioni al controller *Real Time*, con una frequenza di core del microchip pari a 40 MHz, equivalente ad una risoluzione di 25 ns.



Figura 6.3 Controller NI cRio-9022

In figura 6.3 è mostrato un altro dispositivo hardware utilizzato per la misura sul banco prova del laboratorio DIN. Si tratta del controller *embedded Real-Time* NI cRIO-9022, integrato nella piattaforma CompactRIO PAC. Utilizza un processore *Real Time* industriale a 533 MHz Freescale MPC8347 per applicazioni deterministiche e include una DDR2 RAM da 256 MB con 2 GB di memoria non volatile per programmi e data logging.

Questo dispositivo riceve i segnali dalle schede FPGA ed esegue le operazioni necessarie a rendere i dati più facilmente utilizzabili.

In questo caso viene utilizzato per convertire i segnali grezzi nelle unità caratteristiche delle grandezze misurate.

Per quanto riguarda l'acquisizione dati si utilizzano due moduli della National Instrument:

- NI 9211: modulo di input per termocoppie a 4 canali (visibile in figura 6.4_a);
- NI 9213: modulo di input per termocoppie a 16 canali, 75 S/s aggregato, ± 78 mV (visibile in figura 6.4_b);
- NI 9207: modulo di input analogico universale *C-Series* a 16 canali, 500 S/s;
- NI 9203: modulo di input di corrente *C-Series* a 8 canali, 200 kS/s, ± 20 mA (figura 6.4_c).

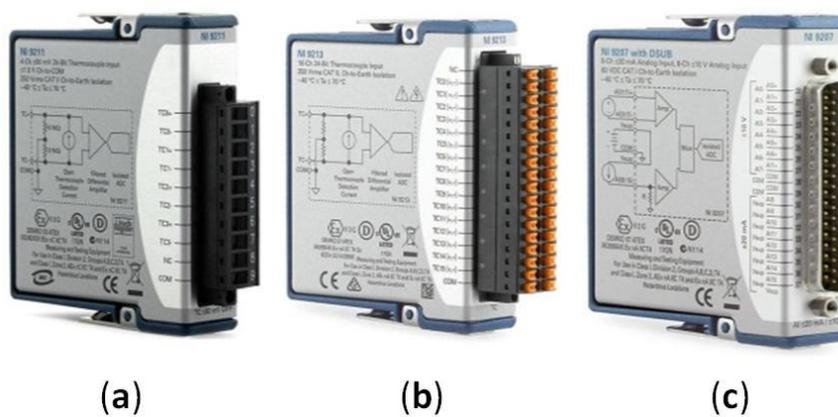


Figura 6.4 Moduli FPGA NI 9211, NI 9213 e NI 9203

Le misure da compiere sono relative alla temperatura tramite termocoppie, alla pressione con trasduttori di pressione e alla portata nella condotta. Si utilizzeranno i due moduli NI 9211 e NI 9213 per le termocoppie al fine di acquisire 20 misure di temperatura dalle termocoppie installate nel circuito idraulico sul banco prova.

Per i 2 trasduttori di pressione ed il misuratore di portata si utilizza il modulo di input di corrente NI 9203, visto che i due tipi di sensori sono entrambi in corrente (4 ± 20 mA) e la capienza è sufficiente, consentendo un risparmio di spazio e di costo rispetto al più caro NI 9207. Si sottolinea che i canali rimasti aperti nel modulo non presentano alcun problema.

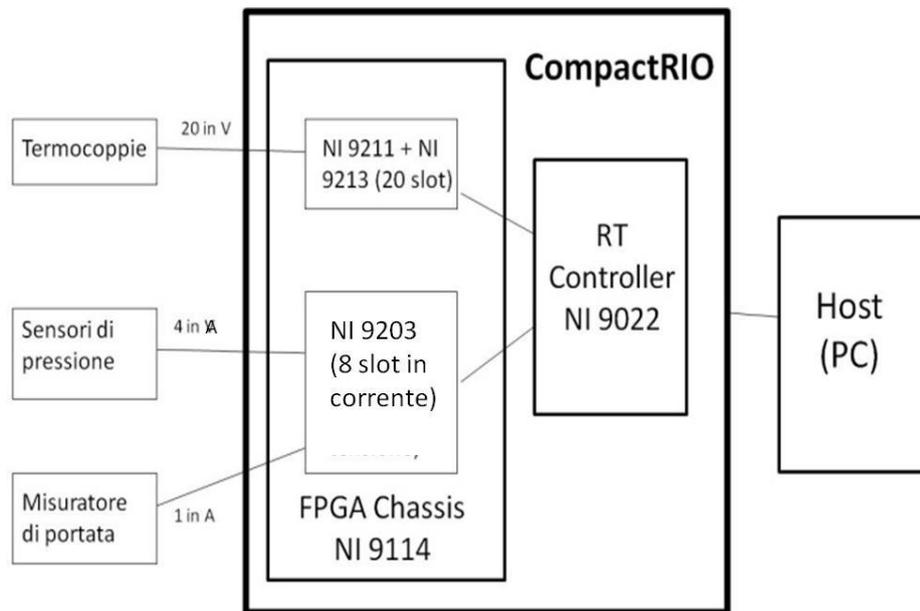


Figura 6.5 Schema della catena di misura per il banco prova del circuito idraulico

Si riporta in figura 6.5 l'impostazione pratica della catena di misura del circuito idraulico a banco prova presentato nei capitoli precedenti. Ora si approfondiscono le diverse operazioni processate ai tre livelli, cioè FPGA, *Real Time* e *Host*.

6.4 Ambiente LabVIEW

LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench) fornisce un ambiente di programmazione grafica ad oggetti denominato "*G language*", che consente la realizzazione di programmi sotto forma di diagrammi a blocchi. Si tratta di un ambiente di sviluppo per applicazioni soprattutto orientate a:

- acquisizione dati e gestione di strumentazione elettronica;
- analisi ed elaborazione dei segnali.

Rispetto agli ambienti di programmazione tradizionali, LabVIEW presenta alcune similitudini (permette di generare nuovi tipi di dati combinando tra loro i tipi di dati elementari o di gestire l'esecuzione dei programmi ricorrendo a strutture di controllo di flusso) e diversi vantaggi. Tra questi ultimi, risulta di facile apprendimento grazie alla modalità di programmazione a blocchi, permette la

suddivisione dei programmi più complessi in sottoprogrammi semplificati e riutilizzabili, consente l'utilizzo di un ampio insieme di librerie per lo sviluppo di applicativi (tra cui funzioni di tipo matematico e statistico, controllo di dispositivi per mezzo di alcuni tipi di interfaccia o comunicazione tra computer).

6.5 Software di acquisizione dati

Per questa applicazione la struttura del software di acquisizione e di elaborazione dei dati è impostato su tre livelli: *FPGA*, *Real Time* e *Host*. In realtà però l'ingresso dei dati provenienti dai sensori verrà soltanto simulato, poiché l'obiettivo in questa fase sarà quello di creare ed implementare il sistema in via teorica (simulando le grandezze in input), senza utilizzare le connessioni reali con l'ambiente esterno finora descritte. In questo modo si presenterà la “scatola nera” che fornirà in output la misura della grandezza, da utilizzare successivamente nella fase finale di testing. Il segnale in ingresso – in questa fase simulato – viene acquisito al livello *FPGA* tramite LabVIEW direttamente nei moduli *FPGA* inseriti nello *Chassis*, perciò si imposterà il lavoro sull'elaborazione a livello *Real Time* nel processore del controller *RT*, con l'uscita dei dati in output al livello *Host* corrispondente al processore del *PC*.

Per potere interagire con il CompactRIO, il pacchetto di sviluppo di LabVIEW (*NI Developer Suite Core Package*) deve contenere le seguenti opzioni aggiuntive: il modulo *LabVIEW Real-Time*, il *LabVIEW Execution Trace Toolkit*, e il modulo *LabVIEW FPGA*.

6.5.1 Nuovo progetto FPGA

Per prima cosa si deve creare un nuovo progetto *FPGA* in LabVIEW (*LabVIEW FPGA Project Template* di tipo *CompactRIO Reconfigurable Embedded System*).

In questo caso il CompactRIO non è collegato al computer su cui si lavora, perciò LabVIEW non si conetterà al Controller *RT* e allo *Chassis*: è questo il motivo per cui risulta necessario simulare i segnali in entrata.

Si seleziona perciò “*Create new system*”, cioè l’opzione da seguire quando i dispositivi hardware non sono connessi. Si seleziona *cRIO-9022* per il livello RT (2 GB di memoria, 533 MHz), mentre per lo Chassis si seleziona *cRIO 9114*. Negli slot da selezionare si scelgono i moduli già presentati precedentemente, i.e. NI 9213, NI 9211 e NI 9203.

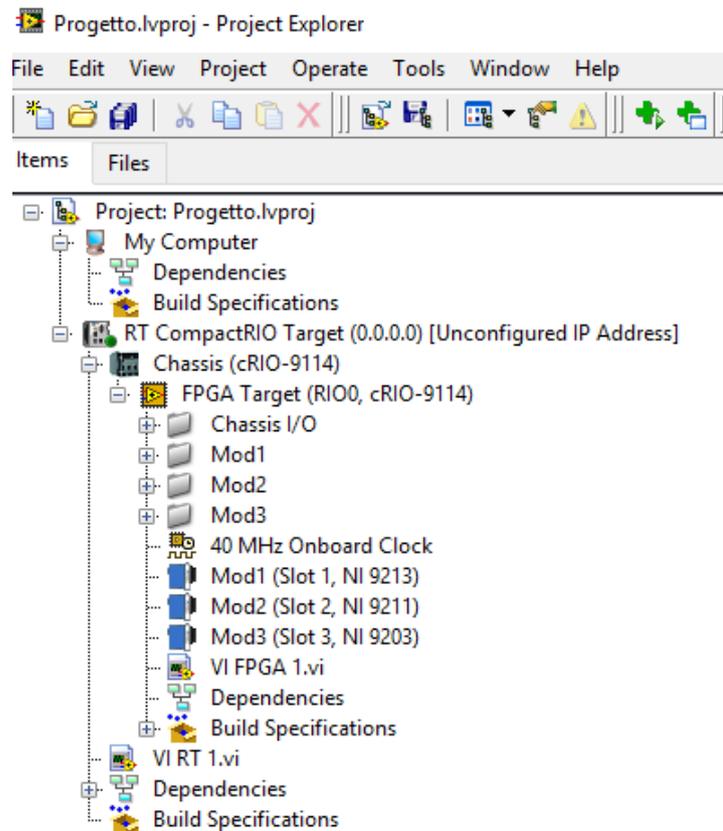


Figura 6.6 *Project Explorer* di un nuovo progetto FPGA

In figura 6.6 si riporta lo schema ad albero del Progetto¹ di acquisizione CenTecRIO appena creato: la cartella *FPGA Target* comprende automaticamente tutti i moduli FPGA inseriti nello Chassis con i rispettivi canali. Le principali cartelle nello schema ad albero compaiono sotto *MyComputer (Host PC)*, *CenTecRIO (Controller CompactRIO)* e *FPGA Target*: in queste cartelle si

¹ Il *Project Explorer* è una finestra con un menu multilivello ad albero, utilizzata per gestire un progetto in LabVIEW. Presenta tutti i VI del progetto, alcuni file necessari all’esecuzione dei VI e altri file supplementari.

inseriranno i VI² LabVIEW sviluppati per l'acquisizione e l'elaborazione dei segnali misurati.

In caso di difficoltà al momento della creazione dei singoli progetti e VI, bisogna ricordare che National Instrument fornisce dei VI *Getting Started*, che sono stati preconfigurati al fine di gestire lo sviluppo di un nuovo progetto FPGA. Sono classificati in base al modello di scheda FPGA di NI – il cui codice generico è NI 9### – e presentano una serie di funzioni relative alla specifica scheda.

6.5.2 FPGA VI

Si definisce il VI NI 9213 (FPGA), completato utilizzando i VI *Getting Started* relativi ai due tipi di moduli utilizzati (NI 9213 *Getting Started* (FPGA) e NI 9203 *Getting Started* (FPGA)).

In figura 6.7 ne viene riportato il *Block Diagram*³, dal quale si evince la struttura a *While loop*⁴ con una *Flat Sequence* a tre celle.

Nella prima cella è stato inserito il controllo del VI FPGA: si tratta del *Loop Timer*, atto a determinare lo step (in millisecondi) tra due interazioni consecutive.

La *Flat Sequence* consente l'esecuzione da parte del VI delle funzioni I/O Node con la frequenza stabilita dal Loop Rate, applicabile a tutte le funzioni della cella.

La seconda cella della Flat Sequence contiene tre blocchi FPGA I/O Node per richiamare i segnali provenienti dai moduli: per scegliere soltanto i canali collegati ai sensori, basta selezionarli al momento della scrittura nell'array di output.

² I VI (*Virtual Instrument*) sono programmi composti da due finestre di lavoro: il *Front Panel* e il *Block Diagram*. Ogni VI può contenere più subVI, cioè VI con terminali di connessione con l'esterno.

³ Il *Block Diagram* (BD) rappresenta il codice in formato grafico. Gli oggetti del FP risultano come terminali di ingresso o di uscita nel BD, che contiene anche i collegamenti ad eventuali subVI creati dall'utilizzatore.

⁴ Le *Structures* sono funzioni di tipologie differenti, tipicamente definite come cicli (*loop*), tra i più usati si ha il *For loop* (in cui si definisce il numero di iterazioni), il *While loop* (in cui si deve imporre un segnale di stop), il *Case structure* (che esegue i comandi solo se si verifica una certa condizione), la *Flat sequence*.

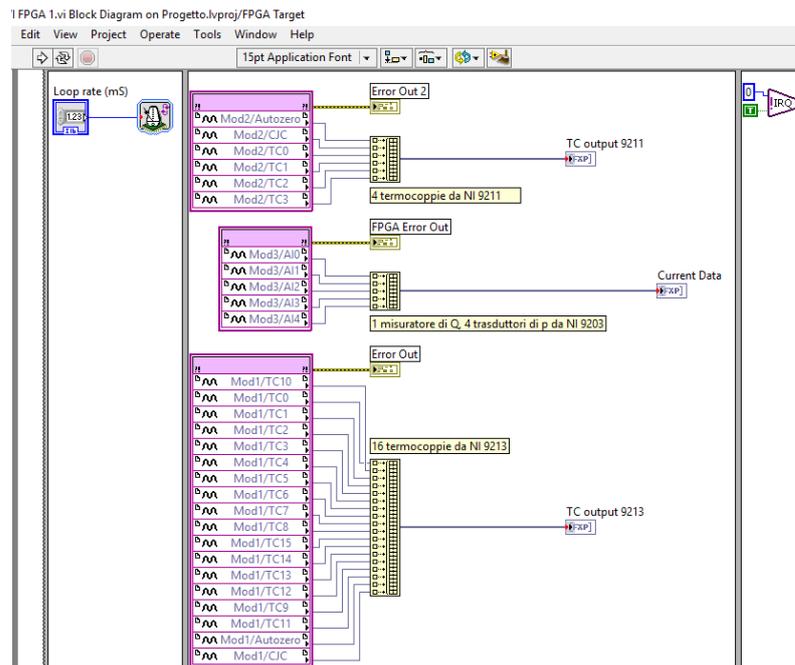


Figura 6.7 BD del VI FPGA

Nello specifico, il primo e l'ultimo *I/O Node* (quello superiore e quello inferiore) si collegano ai segnali di temperatura provenienti dalle termocoppie acquisiti dai moduli NI 9213 e NI 9211, ovvero 20 termocoppie a cui sommare il riferimento *autozero* e *CJC* per ogni modulo (quindi altre 4 entrate totali). Il secondo *I/O Node* si collega agli input in corrente provenienti del modulo NI 9203.

6.5.2.1 Compilazione

Il processo di compilazione è necessario per completare l'esecuzione del VI direttamente nel chip FPGA. Dopo aver configurato il *Block Diagram* del VI FPGA, si fa partire il *Run* del VI, così da aprire una finestra di dialogo di LabVIEW atta a definire lo strumento di compilazione.

La compilazione – da fare ogni volta che il VI subisce modifiche – comporta il salvataggio nella cartella *Build Specification* del lavoro generato, sotto forma di bitfile. Al termine di questa fase non è più necessario accedere direttamente al VI FPGA, a meno che non lo si debba modificare.



Figura 6.8 Catena delle fasi di compilazione

In figura 6.8 si riporta la catena di compilazione del VI FPGA, che può durare da alcuni minuti a diverse ore, in funzione della complessità del programma.

Come si vedrà nel seguente paragrafo, attraverso specifiche funzioni di LabVIEW gli input e output di questo VI saranno rispettivamente controllati e letti direttamente dal VI Real Time.

6.5.3 *Real Time VI*

Il VI NI 9211 (RT) viene eseguito dal processore del controller CompactRIO e parte dall'acquisizione di informazioni direttamente dal *FPGA Target* – che apre ed esegue il VI FPGA, avviando la comunicazione fra i due livelli (*FPGA* e *Real Time*) attraverso alcune operazioni specifiche, su tutte il *Read/Write Control* e l'*Invoke Method*.

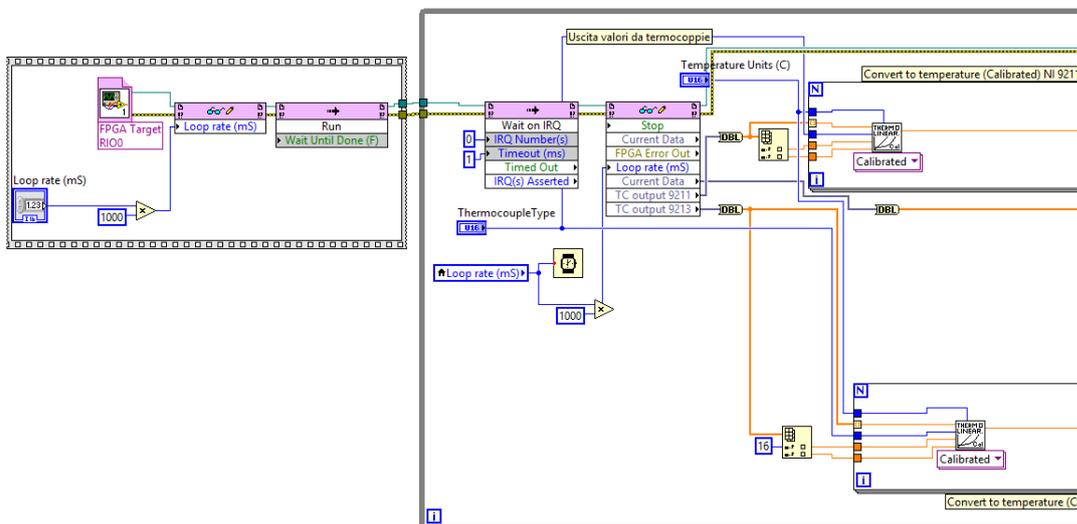


Figura 6.9 Flat Sequence VI RT con prima parte del ciclo While

Il *Block Diagram* è suddivisibile in due parti: quella iniziale è una *Flat Sequence*, che viene poi seguita da un ciclo *While*.

Nella *Flat Sequence* – visibile in figura 6.9 – si sviluppano le operazioni sul *FPGA Target*, attraverso il *Read/Write Control* – che legge un indicatore o scrive su un controllo, tra le opzioni presenti nel *Front Panel*⁵ del VI FPGA di riferimento – e l'*Invoke Method*, che seleziona tra i “metodi” disponibili quello con cui eseguire le operazioni sul VI FPGA. Queste funzioni richiedono in input il riferimento FPGA, ottenibile tramite la funzione *Open FPGA VI Reference*.

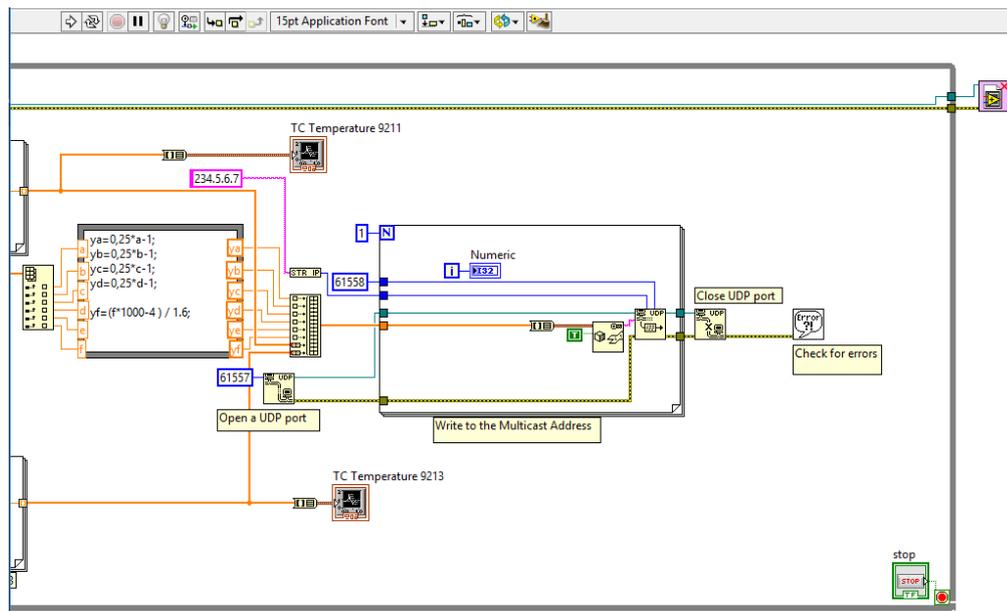


Figura 6.10 Seconda porzione del ciclo *While* nel VI RT

Il *While Loop* del BD racchiude tutte le operazioni per l’acquisizione ed elaborazione delle informazioni che vengono estratte dal *FPGA Target*. Sulla parte destra di figura 6.9 viene evidenziata l’area del *While Loop* in cui sono state riportate le funzioni di *Invoke Method* e *Read/Write Control* in serie, che in entrata leggono gli indicatori dei segnali dal VI FPGA, mentre in uscita forniscono gli array⁶ contenenti i valori grezzi dei segnali. Tali dati saranno successivamente

⁵ Il *Front Panel* (FP) è l’interfaccia utente del VI, con i diversi controlli ed indicatori selezionabili in una finestra nominata *Control Palette*. Questi rappresentano rispettivamente i terminali interattivi d’ingresso e di uscita del VI.

⁶ *Array* e *Cluster*: gli array possono essere controlli o indicatori, di dimensione 1-D o 2-D, e contenenti fino a $2^{31}-1$ elementi per dimensione. Il cluster raggruppa dati di tipologia differente tramite la funzione *Bundle*, mentre per estrarre i dati contenuti si usa *UnBundle*.

calibrati per ottenere in uscita dei valori con unità di misure consone alla relativa grandezza (si veda la prossima sezione per una delucidazione più dettagliata).

Nella seconda porzione del ciclo *While* del VI RT mostrato in figura 6.10, si focalizza l'attenzione su due strutture: il *Formula Node* ed il ciclo *For* successivo.

La prima riguarda sempre la calibrazione e restituisce in uscita le grandezze fornite in input, elaborate attraverso un'equazione particolare, definita dall'utente.

Il ciclo *For* mostrato in figura 6.10 rappresenta invece una struttura particolare utile al trasferimento di dati al processore del VI *Host*: nelle prossime sezioni si approfondiranno questi temi.

In uscita dal ciclo *While* – perciò al momento dell'attuazione del comando di stop del ciclo – il collegamento del livello FPGA con quello RT viene chiuso attraverso la funzione *Close FPGA Reference*.

Il VI RT è eseguibile solo ad avvenuta compilazione del VI FPGA e con il CompactRIO connesso al computer di lavoro. In questa situazione particolare non è possibile collegare direttamente il CompactRIO, poiché non sono ancora disponibili i dispositivi hardware necessari. Questa implementazione qui presentata sarà però utile ad un successivo sviluppo della fase di testing, una volta che tutto l'occorrente sarà a disposizione. Solitamente il VI RT resta in esecuzione durante tutta la fase di acquisizione, senza però interagire direttamente con l'utente, in quanto tali funzioni vengono svolte dal VI *Host*. Per questo motivo può essere utile aggiungere collegamenti con indicatori numerici e grafici per le grandezze di interesse visionabili sul FP, così da monitorare gli sviluppi dell'elaborazione dei dati durante le fasi di sviluppo e collaudo del sistema di acquisizione. Dal FP si gestiscono anche i parametri di input del VI, che vengono impostati durante il collaudo e lasciati poi invariati.

6.5.3.1 Calibrazione dei segnali

I segnali in ingresso sono di due tipi: quelli provenienti dalle 20 termocoppie sono elaborati diversamente rispetto agli altri, i quali sono segnali analogici forniti in corrente, in un range tra 4 e 20 mA.

Per i segnali analogici in corrente bisogna trasformare i valori forniti in mA in 2 grandezze y_p con unità di misura di pressione e una grandezza y_q con unità di misura di portata. Per fare ciò è stata utilizzata la funzione *Formula Node*, che in ingresso prende i valori grezzi direttamente dall'array e li trasforma nelle grandezze desiderate. La calibrazione dei trasduttori avviene in base alle specifiche fornite dal costruttore, che sono diverse per ogni trasduttore. Le equazioni utilizzate sono semplici relazioni lineari (con un'interpolazione dei dati che fornisce anche un certo offset) dedotte dal valore di fondo scala dei sensori usati:

$$(6.1) \quad y_p = 0.25 \cdot x - 1$$

$$(6.2) \quad y_q = \frac{10^3 \cdot x - 4}{1.6}$$

In uscita si raccolgono i valori in un array, che andrà poi ad interagire con la porta UDP per essere trasmesso al VI *Host*.

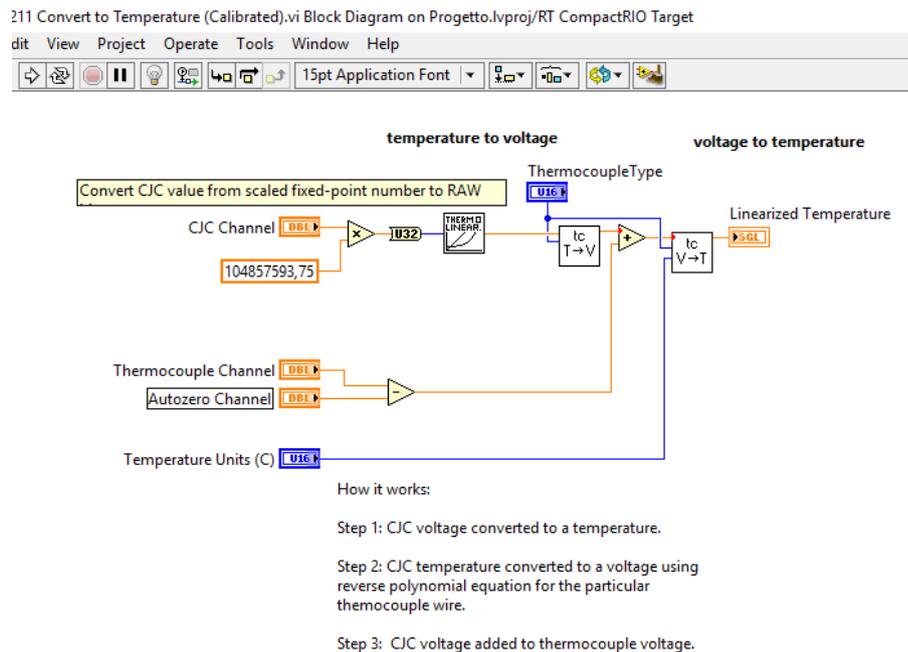


Figura 6.11 BD del VI di calibrazione delle termocoppie

Per quanto riguarda invece i valori grezzi forniti dalle termocoppie, l'elaborazione è eseguita con un VI specifico – mostrato in figura 6.11 – del pacchetto base di

LabVIEW *Convert Thermocouple Reading*, preimpostato per la conversione diretta dei segnali di tensione delle 20 termocoppie in ingresso in grandezze di temperatura in uscita. In input richiede l'array di misura con i valori grezzi, la tipologia di termocoppia (B, E, J, K, R, S, T, N), l'unità di misura preferita per i valori calibrati (°C, K, °F, °R) ed i parametri di compensazione (CJC – *Cold Junction Compensation* e *Autozero*). In questo caso specifico le termocoppie saranno di tipologia K e l'unità di misura il grado Celsius.

6.5.3.2 Trasmissione dei dati al VI Host

Per comunicare con il VI Host si utilizza il protocollo UDP⁷, mostrato nel *For Loop* di figura 6.10: questo ciclo rappresenta il *Sender* della trasmissione, mentre il *Receiver* sarà un altro ciclo *For* inserito – questa volta – nel VI *Host*. La trasmissione dei dati prevede una raccolta degli stessi in cluster, per poi trasformarli in una stringa di valori binari tramite la funzione *Flatten To String*. Il *Sender* si basa su 3 blocchi, cioè apertura, scrittura e chiusura del protocollo UDP.

L'apertura viene svolta con la funzione *UDP Open*, che apre la trasmissione e richiede in ingresso il numero di porta locale con cui creare l'*UDP socket*.

L'*UDP Write* permette la scrittura dei dati come stringa nell'*UDP socket* e li trasmette in uscita, in ingresso riceve il numero della porta, l'indirizzo IP di destinazione e la stringa di dati in formato binario.

La chiusura si svolge con la funzione di LabVIEW *UDP Close*, che chiude la trasmissione di informazioni tra VI RT e VI *Host*.

6.5.4 Host VI

Specularmente rispetto al ciclo *For* presente nel VI RT – facente funzione di *Sender* nella trasmissione UDP – il VI *Host* si mette in relazione con il VI RT

⁷ UDP (*User Datagram Protocol*) è un acronimo che rappresenta un protocollo di livello di trasporto a pacchetto. È sicuramente efficiente e molto rapido, soprattutto per le applicazioni leggere o time-sensitive; dal lato opposto presenta una affidabilità limitata, è poco adatto per applicazioni più complesse, poiché non gestisce né il riordinamento dei pacchetti né la ritrasmissione di quelli persi.

tramite un ciclo *For Receiver*, che si differenzia dal *Sender* soltanto per la funzione di lettura – prima era scrittura – dei dati nella comunicazione UDP.

Dunque il *Receiver* viene posto all’inizio del BD nel VI *Host*: si apre la trasmissione con la funzione *UDP Open*, si leggono i dati comunicati con il blocco *UDP Read* che restituisce in uscita la stringa corrispondente in formato binario. Tale stringa deve essere riconvertita nel cluster originario, dopodiché verranno estratti i valori delle misure di temperature, pressioni e portata ottenute. Per estrapolare il singolo dato si utilizzano le funzioni *Cluster To Array* e *Index Array*, che aprono il vettore e ne prelevano il valore specifico richiesto.

Successivamente a questa fase di ricezione ed acquisizione dei dati trasmessi, sarà presente una porzione del BD del VI *Host* atta ad elaborare questi dati, che siano grafici da misure dirette o indirette, calcoli su parametri energetici di efficienza e consumo, analisi termodinamiche sulle grandezze principali o più semplicemente indicatori numerici per il monitoraggio dei parametri principali. Questa fase non verrà descritta nella presente trattazione poiché non è stato possibile compiere le misure sui parametri in oggetto, si tratta comunque di un’analisi basilare, facilmente implementabile nel software creato.

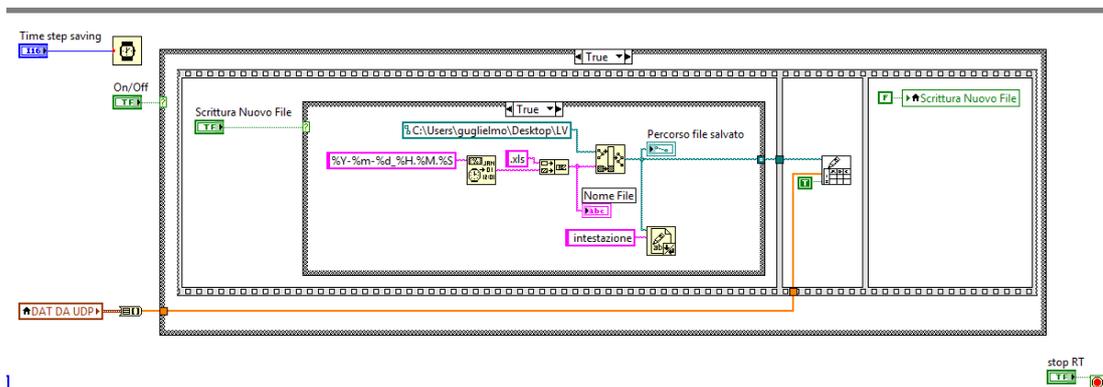


Figura 6.12 While Loop del VI Host per il salvataggio dei dati in formato Excel

L’ultima parte costituente il BD del VI *Host* è quella composta dalle funzioni di trascrizione e salvataggio dei dati in formato Excel. Trattare i dati misurati ed elaborati significa poterli consultare in modo facile e rapido in fase di post-prova,

utilizzando un formato di file presente anche su PC che non hanno LabVIEW. Questo è il motivo principale per cui risulta di particolare importanza il salvataggio in un file in formato Excel. La figura 6.12 mostra le funzioni del BD del VI *Host* che eseguono il salvataggio dei dati in formato TDMS, cioè quello specifico per Excel.

Al centro è presente il *Case Structure*, costituito da alcuni blocchi che creano un foglio di lavoro Excel e ne iniziano la preconfigurazione, dopo aver ricevuto un comando dal *Front Panel*. Si tratta di funzioni che necessitano in input la *directory* di salvataggio, il formato ed il nome del file e l'intestazione delle grandezze salvate. Una volta creato il file Excel in cui salvare i dati, la funzione *Write to Spreadsheet File* ve li trascrive, prendendoli direttamente da un array che si aggiorna automaticamente ad ogni iterazione del *While Loop*. Come sempre è preferibile temporizzare il salvataggio tramite la funzione di *Timing Wait (ms)*, settandola con il controllo *Time step saving* direttamente dal *Front Panel*.

Si conclude ricordando che l'interfaccia utente di tutto il sistema di acquisizione ed elaborazione è rappresentata dal FP del VI Host. Ad oggi riporta soltanto alcuni indicatori atti a monitorare le grandezze misurate; una volta che saranno svolte nella pratica le misure si potrà procedere all'elaborazione dei dati, così come accennato nei paragrafi precedenti.

Conclusioni

La refrigerazione magnetica rappresenta una valida alternativa agli impianti frigoriferi tradizionali (come già evidenziato nel primo capitolo di questa trattazione, tra tutti gli impianti frigoriferi a compressione e ad assorbimento). Si tratta di una tecnologia in forte ascesa che presenta numerosi vantaggi, tra cui la riduzione delle problematiche di impatto ambientale dei fluidi refrigeranti, tra le cause principali dell'effetto serra – grazie ai caratteristici GWP alti – e della distruzione dell'ozono atmosferico.

Alla luce di queste considerazioni nel 2016 il gruppo del DIN Macchine dell'Università di Bologna ha iniziato uno studio per la realizzazione di un refrigeratore magnetico, che potenzialmente dovrà entrare nel mercato della refrigerazione in un futuro prossimo.

All'interno di questo ambizioso progetto si inserisce il presente elaborato: è stato sviluppato il lavoro svolto precedentemente, aggiungendo quello che rappresenta il cuore del prototipo. In questa tesi è stato infatti affrontato lo sviluppo del circuito idraulico di un refrigeratore magnetico, dal progetto originario fino alla preparazione del banco prova per la fase di testing ed all'implementazione del software per l'acquisizione e l'elaborazione delle misure.

Nella prima fase è stato importante analizzare le ipotesi iniziali di progetto – prettamente geometriche e fluidodinamiche – che approfondivano la letteratura sul tema dell'effetto magnetocalorico, evidenziando le criticità di un ciclo complesso come quello AMR e le necessità strutturali dovute alla particolare disposizione dei diversi componenti del prototipo. I parametri relativi alle unità di scambio termico provenivano da un'accurata indagine che imponeva criteri molto rigidi, definiti dalla necessità di progettare un sistema flessibile ed economico, nonché *user friendly*. Tali parametri sono stati indispensabili per la determinazione delle masse e delle potenze in gioco.

Dopo aver definito i parametri fondamentali è stato progettato il circuito idraulico. Il primo passo è stato quello di definire i componenti necessari per la realizzazione del ciclo AMR, che cioè permettessero l'inversione del flusso in maniera ciclica e sincronizzata con il moto relativo tra i rigeneratori ed i magneti permanenti. Ciò ha rappresentato il gradino più alto da superare, poichè della sincronizzazione di queste fasi ne vale la riuscita del MCE e quindi del progetto finale. Oltre a questo complesso gioco di valvole sono poi stati aggiunti gli ausiliari base di ogni circuito idraulico, come il serbatoio ed il circolatore; inoltre sono stati aggiunti i sensori per le misure in fase di testing sul banco prova.

La progettazione ha seguito un percorso altalenante tra la realizzazione del circuito ed i risultati delle analisi di simulazione circa le perdite di carico nelle tubazioni dello stesso circuito: in questo modo si è trattato di una progettazione dinamica, che ha permesso di apportare modifiche continue al design del circuito, così da ottimizzare le dissipazioni ed i tempi di percorrenza delle tubazioni da parte del fluido vettore. Dalla bozza iniziale è stato realizzato un primo circuito di tentativo, che ha permesso di ottenere la disposizione finale – dopo alcune piccole modifiche – visibile in figura 5.18.

Per poter semplificare l'avanzamento del progetto e velocizzarne la fase di testing, è stato poi implementato il software per l'acquisizione e l'elaborazione dei dati provenienti dalle misure dirette sul circuito idraulico del banco prova. Non è stato possibile completare tutte le misurazioni poiché non è ancora disponibile l'apparato hardware per la connessione dei sensori ai moduli di misura, perciò ad oggi è stato creato l'ambiente di acquisizione tramite LabVIEW, che andrà solamente collegato ai sensori per poter completare la fase di testing.

In questa parte sono stati descritti i componenti della catena di misura ed i dispositivi utilizzati, cioè lo Chassis FPGA ed il controller *Real Time*. Sono stati definiti i moduli FPGA inseriti nello Chassis e connessi ai cavi dei sensori di misura, questi sono:

- NI 9211, modulo di input per termocoppie a 4 canali;
- NI 9213, modulo di input per termocoppie a 16 canali;

-
- NI 9203, modulo di input analogico a 8 canali in corrente.

L'implementazione del sistema software di acquisizione ed elaborazione dei dati è stata sviluppata tramite una serie di VI di LabVIEW in un unico progetto, costituito da FPGA Target (che esegue il VI nello Chassis), CompactRIO (contenente i VI del controller *Real Time*) e *Host* (cioè il computer di lavoro).

Con questa implementazione del software di acquisizione ed elaborazione dei dati provenienti dalle misure termina il presente elaborato.

Sviluppi futuri

Quella descritta in questa trattazione è una fase fondamentale del più ampio progetto di prototipazione di un refrigeratore magnetico e rappresenta un lavoro propedeutico per l'attività che verrà svolta nei prossimi mesi presso il laboratorio DIN di via Terracini, che prevede la messa in opera del banco prova ed il successivo completamento del prototipo. Ciò che è stato definito in questa trattazione è utile per comprendere la tecnologia della MR che sfrutta il MCE, ponendo le fondamenta per la realizzazione del prototipo.

Quando tutti gli elementi del prototipo saranno a disposizione, il primo passo sarà quello di completare il testing sul circuito idraulico del banco prova: questo in primo approccio consentirà di capire quali modifiche apportare e – in una seconda fase – di approfondire lo studio della macchina con tutti gli ausiliari nel suo complesso. Come già evidenziato, uno dei vantaggi di LabVIEW è la possibilità di riprogrammare facilmente all'occorrenza il software sviluppato, così da poter sia apportare miglioramenti durante i test, sia di aggiungere nuove funzioni nel caso si abbia una modifica degli obiettivi dell'acquisizione o dei dispositivi utilizzati. Nonostante il sistema descritto nell'ultimo capitolo funzioni bene, durante la vera fase di testing potrebbero comparire imperfezioni nella programmazione, correggibili senza difficoltà.

Questa fase di sperimentazione porterà dei dati da analizzare, che evidenzieranno le criticità del circuito e definiranno una serie di parametri da migliorare, mostrando

la strada da seguire per ottimizzare i diversi componenti. Parallelamente al completamento dell'attività di testing avverrà l'implementazione di un sistema di controllo che permetta di interagire direttamente con le elettrovalvole del circuito idraulico, così da poter gestire autonomamente l'apertura e la chiusura di percorsi specifici per il fluido vettore, sincronizzando il moto relativo tra i magneti ed i rigeneratori con il fluido stesso.

Le fasi successive a questo lavoro saranno quindi l'assemblaggio dei diversi elementi costituenti il prototipo e la sua messa in opera, al fine di testarne il funzionamento e procedere con l'ingegnerizzazione dello stesso.

Bibliografia

- [1]. Adams T., Grant C., Watson H., “*A Simple Algorithm to Relate Measured Surface Roughness to Equivalent Sand-grain Roughness*”, Avestia Publishing 66 International Journal of Mechanical Engineering and Mechatronics, Volume 1, 2012
- [2]. Aprea C., Cardillo G., Greco A., Maiorino A., Masselli C., “*A rotary permanent magnet magnetic refrigerator based on AMR cycle*”, Journal of Applied Thermal Engineering 101 (2016) 699-703
- [3]. Aprea C., Greco A., Maiorino A., Mastrullo R., Tura A., “*Initial experimental results from a rotary permanent magnet magnetic refrigerator*”, International Journal of Refrigeration 43 (2014) 111-122
- [4]. Arnold D. S., Burdyny T., Rowe A., “*AMR thermodynamics: Semi-analytic modeling*”, International Journal of Refrigeration
- [5]. Bahl C. R. H., Barbosa Jr. J. R., Lozano J. A., Capovilla M. S., Trevizoli P. V., Engelbrecht K., “*Development of a novel rotary magnetic refrigerator*”, International Journal of Refrigeration 68, 2016
- [6]. Bahl C.R.H., Engelbrecht K., Eriksen D., Lozano J.A., Bjørk R., Geyti J., Nielsen K.K., Smith A., Pryds N., “*Development and experimental results from a 1kW prototype AMR*”, Fifth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Thermag V Grenoble, France, September 2012
- [7]. Bahl C.R.H., Eriksen D., Engelbrecht K., Bjørk R., Nielsen K.K., Insinga A.R., Pryds N., “*Design and experimental tests of a rotary active magnetic regenerator prototype*” International Journal of Refrigeration 58, 2015
- [8]. Bahl C.R.H., Smith A., Bjørk R., Engelbrecht K., Nielsen K. K., Pryds N., “*Materials Challenges for High Performance Magnetocaloric Refrigeration Devices*”, Advanced Energy Materials, 2012

-
- [9]. Balli M., Sari O., Mahmed C., Besson Ch., Bonhote Ph., Duc D., Forchelet J., “*A pre-industrial magnetic cooling system for room temperature application*”, *Applied Energy*, 98, 2012
- [10]. Barclay J.A., Steyert W.A., “*1982. Active magnetic regenerator*”, US patent No. 4332135
- [11]. Basso V., Sasso C.P., Küpperling M., “*A physical insight into magnetocaloric materials by calorimetry in magnetic field*”, Fifth IIF-IIR International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Thermag V Grenoble, France, September 2012
- [12]. Beavers G. S., Sparrow E. M., Lloyd J. R., “*Low Reynolds Number Turbulent Flow in Large Aspect Ratio Rectangular Ducts*”, School of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Minnesota, Minneapolis
- [13]. Bianchi M., De Pascale A., Gambarotta A., Peretto A., “*Sistemi energetici impatto ambientale*”, 2008, Pitagora Editrice Bologna
- [14]. Bianchi M., Negri di Montenegro G., Peretto A., “*Sistemi energetici e macchine a fluido*”, 2009, Pitagora Editrice Bologna
- [15]. Bjørk R., Engelbrecht K., “*The influence of the magnetic field on the performance of an active magnetic regenerator (AMR)*”, *International Journal of Refrigeration* 34, 2011
- [16]. Bonfiglioli Riduttori, Calpeda, CIMM, SMC: Cataloghi Vari
- [17]. Burdyny T., Ruebsaat-Trott A., Rowe A., “*Performance modeling of AMR refrigerators*”, *International Journal of Refrigeration* 37, 2014
- [18]. Cerny R., Didelot E., Lee Y., Mazet T., Schouwink P., “*Structure and magnetocaloric properties of Gadolinium borohydrides*”, 30th European Crystallographic Meeting, 2016
- [19]. De Miguel Catoira A., Romero Gómez J., Ferreiro Garcia R., Romero Gómez M., “*Magnetocaloric effect: A review of the thermodynamic cycles in magnetic refrigeration*”, *Renewable and Sustainable Reviews* 17, 2013

-
- [20]. Egolf P. W., Yu B., Liu M., Kitanovski A., “*A review of magnetic refrigerator and heat pump prototypes built before the year 2010*”, International Journal of Refrigeration 33, 2010
- [21]. El-Hana Bouchekara H. R., Nahas M., “*Magnetic refrigeration technology at room temperature, Trends in Electromagnetism - From Fundamentals to Applications*”, Dr. Victor Barsan (Ed.), 2012
- [22]. Engelbrecht K., Lei T., Nielsen K.K., Veje C., “*Study of geometries of active magnetic regenerators for room temperature magnetocaloric refrigeration*”, Applied Thermal Engineering, 2016
- [23]. Fanizzi L., “*Le perdite di carico nei circuiti idraulici*”, Scienza e Inquinamento
- [24]. Guglielmo F., “*Studio di un gruppo frigorifero basato sull'effetto magnetocalorico*”, Università degli studi di Bologna, 2015
- [25]. Hakuraku Y., Hisanao O., “*1986. Rotary magnetic refrigerator*”, US patent No. 4625519
- [26]. Hassan O.A.B., Yue Z., “*Pressure Drop in and Noise Radiation from Rectangular and Round Ducts*”, Literature Survey Department of Civil and Architectural Engineering Royal Institute of Technology KTH
- [27]. Haywood R. W., “*Analysis of engineering cycles: Power, Refrigeration and Gas Liquefaction Plant*”, Pergamon Press, Fourth Ed. 1991
- [28]. Hetsroni G., Mosyak A., Pogrebnyak E., Yarin L.P., “*Fluid flow in micro-channels*”, International Journal of Heat and Mass Transfer 48, 2005
- [29]. Idraulica, “*Le perdite di carico negli impianti, il dimensionamento dei miscelatori*”, giugno 2005
- [30]. Livingston C., Ohene F., Matthews C., Rhone Y., “*A study of pressure drop in a capillary tube-viscometer for a two-phase flow*”, Grambling State University
- [31]. MacCleery B., Ponce-Cruz P., Molina A., “*Fuzzy Logic Type 1 and Type 2 Based on LabVIEW™ FPGA*”, Springer
- [32]. Morello M., “*Modellazione termodinamica di frigoriferi domestici con scambiatori statici*”, Politecnico di Milano

-
- [33]. Ohene F., Livingston C., Matthews C., Rhone Y., “*A Study of Pressure Drop in a Capillary Tube-Viscometer For a Two-Phase Flow*”, Chemistry Department, Grambling State University, Grambling, Louisiana
- [34]. Ottaviano S., “*Realizzazione di un banco prova per la caratterizzazione sperimentale di un sistema ORC e implementazione del software di acquisizione*”, Università degli studi di Bologna, 2015
- [35]. Scarpa F., Tagliafico L.A., Tagliafico G., “*Classification proposal for room temperature magnetic refrigerators*”, International Journal of Refrigeration 35, 2012
- [36]. Tagliafico G., “*Numerical and experimental characterization of components for active magnetic regenerative refrigerator*”, Università degli studi di Genova, XXIII Ciclo

Ringraziamenti

La stesura di questa Tesi è il risultato finale di un lavoro serio ed approfondito che è iniziato a marzo 2017 con il tirocinio presso i laboratori del Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna. Durante questa esperienza ho interagito con un ambiente nuovo, frizzante, che mi ha permesso di sviluppare le ricerche con serenità ed entusiasmo.

Desidero perciò ringraziare chi mi ha permesso di svolgere tale attività di ricerca, il Professore Ing. Andrea De Pascale – Docente relatore – e parimenti il Professore Ing. Francesco Melino – Docente correlatore – sempre disponibilissimi in ogni momento di difficoltà che ho incontrato.

Vorrei ringraziare enormemente l'Ing. Jessica Rosati, correlatrice fantastica, che non si è mai negata alle mie richieste di supporto: il suo aiuto è stato fondamentale per la composizione dell'elaborato, spero di non essere stato troppo d'intralcio nell'ultimo mese. Credo che il rapporto che abbiamo instaurato, basato sul rispetto e sul continuo confronto, sia uno dei lasciti che più mi rimarranno impressi.

Ringrazio tantissimo anche l'Ing. Saverio Ottaviano, senza il quale un'importante fetta di questo elaborato non potrebbe neanche esistere.

Ormai un lungo ed impegnativo cammino è giunto al termine, è stata un'esperienza incredibile, che mi ha formato e cresciuto, ma che come tutti i percorsi è difficile da abbandonare una volta concluso. Mi piace pensare a questi 5 anni come ad una corsa ciclistica. Ad ogni tappa aumentano le difficoltà, fortunatamente però si trovano sempre dei nuovi compagni pronti ad aiutarti: sarebbe impossibile citarli tutti, vorrei solo ricordare Giorgio, Alessandro, Valerio, Valentina e Ludovica, che hanno reso l'ultimo anno unico ed indimenticabile, la 5a bEFFE e la magica Tua.

Durante tutta la corsa si può costantemente fare affidamento sulla squadra, che nel bene e nel male rimane stoicamente al tuo fianco. In primis ringrazio i miei genitori, che nei momenti più complicati mi hanno sempre mostrato la luce in fondo al tunnel, con discrezione; ringrazio Giulio e mia sorella Clio, che come

un'ammiraglia dalle retrovie si è dimostrata ancora una volta una guida virgiliana, capace di criticare o rincuorare all'occorrenza. Menzione d'onore anche per Dadia, Roberto, Enrica e mia nonna, che è riuscita a vedere anche l'ultima laurea dell'ultimo nipote (per ora).

La fine del finale è tutta per te, Rachele. Ormai non ho più parole per descrivere l'importanza della tua presenza, abbiamo percorso questo sentiero impervio dal primo all'ultimo passo, superando montagne che sembravano insormontabili. Quel che ci aspetta nessuno lo sa, ma dividerlo con te sarà una gioia.

Virtute duce, comite fortuna.

Grazie,

Guglielmo