



**INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA**

**CÂMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA
CURSO SUPERIOR DE ENGENHARIA MECATRÔNICA**

VICTOR MANOEL ANDRADE DOS SANTOS

Adaptação dos Sistemas Hidráulico e de Acionamento de um Protótipo de Refrigeração Magnética

**Florianópolis - SC
2018**

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECATRÔNICA**

VICTOR MANOEL ANDRADE DOS SANTOS

**ADAPTAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICO E DE ACIONAMENTO
DE UM PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**

Trabalho de conclusão de curso submetido
ao Instituto Federal de Educação, Ciência
e Tecnologia de Santa Catarina como parte
dos requisitos para a obtenção do título de
Engenheiro Mecatrônico.

Orientador: Valdir Noll, Dr. Eng.

Coorientador: Alan Tihiro Dias Nakashima,
Me. Eng.

Florianópolis, Dezembro 2018

Santos, Victor Manoel Andrade dos
Adaptação dos Sistemas Hidráulico e de Acionamento de um Protótipo de
Refrigeração Magnética/ Victor Manoel Andrade dos Santos. – Florianópolis,
Dezembro 2018

74 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Valdir Noll, Dr. Eng.

Monografia (Graduação) – Instituto Federal de Santa Catarina - IFSC
Campus Florianópolis
Engenharia Mecatrônica, Dezembro 2018.

1. Refrigeração magnética. 2. Hidráulica. 2. Eletroválvulas. I. Noll, Valdir.
II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. III.
Campus Florianópolis. IV. Adaptação dos sistemas hidráulico e de acionamento
de um protótipo de refrigeração magnética.

ADAPTAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICO E DE ACIONAMENTO DE UM PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA

VICTOR MANOEL ANDRADE DOS SANTOS

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro Mecatrônico e aprovado na sua forma final pela banca examinadora do Curso de Engenharia Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

Florianópolis, Dezembro de 2018:

Banca Examinadora:

Valdir Noll, Dr. Eng.

Orientador

Instituto Federal de Santa Catarina

Alan Tihiro Dias Nakashima, Ms. Eng.

Coorientador

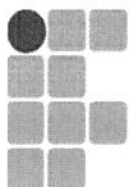
Universidade Federal de Santa Catarina

Eduardo Yuji Sakurada, Dr. Eng.

Instituto Federal de Santa Catarina

Jaime Andrés Lozano Cadena, Dr. Eng.

Universidade Federal de Santa Catarina



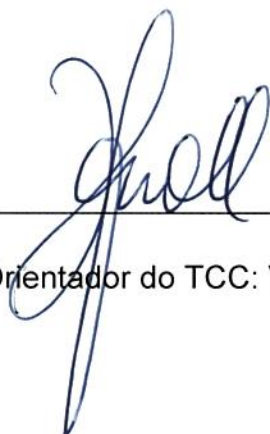
INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS

DECLARAÇÃO DE FINALIZAÇÃO DE TRABALHO DE CURSO

Declaro que o(a) estudante **VICTOR MANOEL ANDRADE DOS SANTOS**, matrícula nº **131000829-9**, do Curso de Engenharia Mecatrônica, defendeu o trabalho intitulado **ADAPTAÇÃO DOS SISTEMAS HIDRÁULICO E DE ACIONAMENTO DE UM PROTÓTIPO DE REFRIGERAÇÃO MAGNÉTICA**, o qual está apto a fazer parte do banco de dados da Biblioteca Hercílio Luz do Instituto Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis.

Florianópolis, 13 de dezembro de 2018.



Prof. Orientador do TCC: Valdir Noll

AGRADECIMENTOS

A jornada que me trouxe até este momento está repleta de pessoas e entidades marcantes às quais devo grande respeito e admiração, mas acima de tudo, estes agradecimentos vão à minha família, sem seu apoio incondicional eu jamais teria condições de trilhar meu caminho, pois eles sempre estavam lá, para me amparar nos momentos de desespero e para me felicitar e comemorar nos momentos de vitória, à vocês eu devo tudo isso.

Este trabalho é um fruto da dedicação não só minha, mas de muitas outras pessoas, seja ela de forma direta ou indireta, os meus mais sinceros agradecimentos ao Prof. Valdir Noll, que não exitou ao aceitar este desafio como meu orientador.

Ao Alan, meu coorientador, que não só me guiou pelos caminhos da refrigeração magnética, mas tornou-se um amigo no qual compartilhei bons momentos, boas risadas e muitos cafés.

Ao prof. Jader Riso Barbosa Jr. e ao Jaime Lozano, pela oportunidade de estar no Polo, um ambiente de inovação tecnológica do Brasil e do mundo.

Aos colegas de Polomag: Bernardo, Fábio, Henrique, Guilherme, Sergio, Natália, Joana e especialmente à Gislaine, que me ajudou durante o processo de montagem e adaptação do aparato, me salvando muitas vezes das minhas teimosias com o software.

Aos colegas do laboratório de escoamento multifásicos: Ianto e Júlio, com quem passei meus primeiros meses de trabalho no Polo.

Aos meus colegas de graduação, que estavam lá tanto me alegrando e ajudando, quanto me enlouquecendo: Henrique, Tito, Larozan, Carlão, Igor, João Paulo, Matheus, Fischer, Bruno, Gui, Nicolas e Pamplona.

À minha namorada, Iahnka, por aguentar todo o nervosismo e ansiedade pelo qual passei, sem jamais perder a fé em mim.

*"Nothing in life is to be feared,
it is only to be understood.
Now is the time to understand more,
so that we may fear less."
(Marie Curie)*

RESUMO

A refrigeração magnética é um ramo de tecnologias não convencionais para refrigeração e condicionamento de ar, seu funcionamento vem da utilização de materiais magnetocalóricos e de suas propriedades particulares, que possibilitam a geração de uma diferença de temperatura a partir da aplicação de um campo magnético sob o mesmo, fenômeno denominado efeito magnetocalórico. Este efeito em si não é grande o bastante para promover uma considerável variação de temperatura, portanto faz-se necessário o uso de ciclos térmicos regenerativos ativos para obter melhores resultados, em aplicações chamadas de regeneradores magnéticos ativos. Para que estes componentes funcionem corretamente é preciso que se executem escoamentos de fluido secundário por entre as matrizes magnetocalóricas de forma sincronizada. O presente trabalho visa adaptar um novo sistema de gerenciamento hidráulico a base de eletroválvulas para uma bancada protótipo de refrigeração magnética presente na Universidade Federal de Santa Catarina, dentro do Laboratório de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica - Polo, e seu grupo de pesquisa o PoloMag. Foram realizadas simulações computacionais com modelos dos componentes hidráulicos de um refrigerador magnético, visando comprovar o funcionamento do novo sistema proposto com base na utilização de válvulas do tipo 4/3 vias, e realizando testes para comprovar os conceitos abordados. Por meio destes avaliaram-se os padrões de escoamento no aparato para frequências de acionamento de 0,5, 1,0 e 2,0Hz. Outros aspectos monitorados foram a temperatura nas imediações do sistema hidráulico e a potência de acionamento dos solenoides, variável essencial na performance destes sistemas. Por fim concluiu-se que é possível utilizar o sistema proposto como solução ao desafio abordado, uma vez que o mesmo consegue apresentar os perfis de escoamento necessários, sendo o consumo total do novo sistema de 36,64, 27,84 e 16,62 W para as frequências analisadas. Apesar desses valores serem maiores do que esperado, o conceito apresentado alicerça a busca por soluções mais eficientes. A análise de influência térmica das válvulas não foi conclusiva acerca do calor dissipado pelas válvulas para o escoamento, porém ela permitiu verificar a importância do *design* adequado da tubulação hidráulica para evitar efeitos indesejados, como a presença de volumes mortos.

Palavras-chave: Refrigeração magnética. Hidráulica. Eletroválvulas.

ABSTRACT

Magnetic Refrigeration is a non-conventional field of study of cooling technologies, its working principles are based in the use of magnetocaloric material and its properties, on which a temperature difference can be generated by the application of an external magnetic field. The magnetocaloric effect itself is not capable of generating enough cold for usefull applications, so in order to achieve better results active magnetic regenerators are applied. In order to perform the regenerative cycles it is necessary to apply sychronized fluid flows through the magnetocaloric matrix. This work aims to adapt a new fluid flow management system based in directional solenoid valves and its actuation system to a previous built magnetic refrigeration prototype, at the Universidade Federal de Santa Catarina, in Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics, and its group PoloMag. Computacional simulations of the magnetic refrigeration aparatus and models of solenoid valves were tested to authenticate the working principles of the hypotetical system. Later on, the aparatus was adapted with the new hydraulic system and experimental test were run. The resulting flow patterns were analysed for operation frequências of the valves at 0,5, 1,0, 2,0 Hz. Another aspects of interest were monitored such as voltage and current for valve switching and temperatures along the valve pipings. It was concluded that the flow patterns presented are valid for applications in magnetic refrigeration. The total power consumption of the valve system achieved was 36,64, 27,84 and 16,62 for the before mentioned frequencies. The results over thermal influence of the valve were inconclusive, however these results allowed to verify the importance of adequate tubulation design in order to avoid undisired effects, such as dead volume.

Keywords: Magnetic refrigeration. Hydraulics. Electrovalves.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Consumo de refrigerador magnético do tipo rotativo em diversas condições de operação.	23
Figura 2 – ΔT_{ad} para diferentes valores de campo magnético em material magneto calórico em função de T	26
Figura 3 – Ciclo de Brayton para um sistema de bomba-pistão	28
Figura 4 – Variação temporal do escoamento e campo magnético alternado em um regenerador magnético-ativo	31
Figura 5 – (a) COP em função de $\frac{F_M}{F_B}$; (b) $\dot{Q}_C$ em função de $\frac{F_M}{F_B}$	32
Figura 6 – (a) Válvula rotativa usada por Lozano (2015); (b) Vista explodida da válvula rotativa utilizada por Nakashima (2017).	33
Figura 7 – Protótipo desenvolvido por Eriksen et al. (2015)	34
Figura 8 – (a) Bomba-pistão (b) Válvulas de retenção unidirecionais.	35
Figura 9 – (a) Esquema do aparato de Teyber et al. (2016) (b) Sistema de came do aparato.	35
Figura 10 – Representação do esquema eletrohidráulico para um refrigerador magnético (HPU) Unidade hidráulica de potência, (V) Válvulas solenoides, (R) Regenerador, (Z) Trocador de calor, (S) Fluxímetro, (H) Mangueira.	36
Figura 11 – Tipos de válvulas hidráulicas	37
Figura 12 – Esquemático de uma válvula solenoide de operação direta	38
Figura 13 – Esquemático de um relé com contato normalmente aberto e fechado	40
Figura 14 – Transistores BJT	41
Figura 15 – Transistores JFET	41
Figura 16 – Transistores MOSFET	42
Figura 17 – Fotografia do protótipo de refrigeração magnética do POLO/UFSC	43
Figura 18 – Esquemático do sistema hidráulico do protótipo do POLO/UFSC	44
Figura 19 – Sistema hidráulico adaptado para utilização de válvula solenoide direcional	45
Figura 20 – Conjunto distribuidores e regenerador, (1) Distribuidor frio, (2) Regeneradores, (3) Distribuidor quente	47
Figura 21 – Fotografias do aparato adaptado para ensaios.	48
Figura 22 – Válvula solenoide WE6	48
Figura 23 – Sistema de acionamento de bobina	49
Figura 24 – Diagrama de regeneradores e porta da válvula correspondente.	50
Figura 25 – Sinal de acionamento de um solenoide	51
Figura 26 – Modelo do regenerador utilizando equacionamento para colunas porosas.	55
Figura 27 – Modelo da válvula com base no equacionamento.	56
Figura 28 – Sistema simulado.	57
Figura 29 – Resultados de vazão no trocador de calor frio simulados.	59
Figura 30 – Vazão simulada no trocador de calor frio a: (a) 0,5 Hz, (b) 1,0 Hz; Vazão simulada no regenerador a: (c) 0,5 Hz, (d) 1,0 Hz	60

Figura 31 – (a) Vazão medida para acionamento de 0,5 Hz (b) Vazão medida para acionamento de 1,0 Hz. Sinais de acionamento das válvulas: (c) 0,5 Hz e (d) 1,0 Hz.	62
Figura 32 – Temperaturas de suprimento, tanque, canal A e B da válvula 1 operando a: (a) 0,5 Hz e (b) 1,0 Hz.	63
Figura 33 – Região com escoamento insuficiente.	64
Figura 34 – Temperaturas para válvula 1 em ensaios a 0,125 Hz e vazão 150 Lh^{-1}	65
Figura 35 – Potência RMS total do sistema em função da frequência para diferentes vazões.	66
Figura 36 – Potência instantânea em uma das bobinas em função do tempo	66

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Sumário de materiais magnetocalóricos e suas propriedades	27
Tabela 2 – Tabela comparativa de materiais magnetocalóricos com Gd como padrão	27
Tabela 3 – Estado da arte de refrigeradores magnéticos.	30
Tabela 4 – Matriz de seleção utilizada para eletroválvula com direção de melho- ria indicada	47
Tabela 5 – Dados técnicos da válvula direcional modelo WE6	49
Tabela 6 – Instrumentação utilizada no protótipo.	51
Tabela 7 – Incertezas expandidas fornecidas pelo fabricante e tipo de sinal de leitura dos sensores.	52
Tabela 8 – Plano de testes.	53
Tabela 9 – Valores obtidos no ensaio de acionamento contínuo.	62

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área de seção transversal	m^2
B	Densidade de fluxo magnético	T
COP	Coeficiente de performance	
f	Frequência	Hz
F_M	Fator magnético	%
F_B	Fator de escoamento	%
H	Intensidade de campo magnético	A/m
i	Corrente elétrica	A
l	Comprimento	m
N	Número de espira	
P	Pressão	bar
$\dot{Q}_C$	Capacidade de resfriamento	W
R	Resistência elétrica	Ω
S	Entropia	J/K
S	Entropia específica	J/kgK
T	Temperatura, $^{\circ}C$	K
t	Tempo	s
$\dot{V}$	Vazão volumétrica	Lh^{-1}
V	Tensão elétrica	V
$\dot{W}$	Potência	W
Δ	Variação	
ε	Porosidade	
μ	Viscosidade dinâmica	Ns/m^2
ρ	Densidade	kg/m^3
ρ	Resistividade elétrica	Ωm

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	Justificativa	23
1.2	Objetivos	23
1.2.1	Objetivos Gerais	23
1.2.2	Objetivos específicos	24
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
2.1	Efeito magnetocalórico e materiais	25
2.2	Refrigeração magnética	27
2.3	Gerenciamento hidráulico em refrigeração magnética	30
2.3.1	Válvulas rotativas com vedação face-a-face	31
2.3.2	Válvulas de assento atuadas por anéis de cames	33
2.3.3	Bomba-pistão e válvulas de retenção	34
2.3.4	Bomba-pistão e válvulas de retenção em conjunto com válvulas direcionadas acionadas por um eixo de comando	34
2.3.5	Sistemas à base de eletroválvulas	36
2.4	Eletroválvulas e suas aplicações	36
2.5	Técnicas de acionamento de solenoides	39
2.5.1	Relés eletromecânicos	39
2.5.2	Transistores	40
2.6	Considerações	42
3	DESENVOLVIMENTO	43
3.1	Protótipo	43
3.2	Eletroválvula utilizada	46
3.3	Acionamento das eletroválvulas	48
3.4	Sensoriamento	50
3.5	Sistema de aquisição de dados	52
3.6	Plano de testes	52
3.6.1	Simulação numérica	54
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	59
4.1	Simulações computacionais	59
4.2	Resultados experimentais	61
4.2.1	Padrões de escoamento	61
4.2.2	Influência térmica sob o sistema	63
4.2.3	Potência	65
5	CONCLUSÃO	69
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	70
	REFERÊNCIAS	71

1 INTRODUÇÃO

O conceito de refrigeração reside na arte de resfriar e manter ambientes e materiais a temperaturas abaixo da ambiente por um determinado período de tempo (GOSNEY, 1982). Após décadas de pesquisas esse processo refinou-se e popularizou-se devido ao esforço de inúmeros pesquisadores. Atualmente, a refrigeração por compressão de vapor é a tecnologia mais amplamente difundida, possibilitando que alimentos sejam estocados por longos períodos de tempo e ambientes sejam climatizados, melhorando as condições de vida e desempenho das pessoas (ALTHOUSE, 1956).

Refrigeração magnética é uma tecnologia emergente para aplicações em temperatura ambiente. Seu funcionamento é baseado na existência do EMC (Efeito magneto calórico) presente em determinadas ligas e materiais. Este efeito pode ser definido pela mudança de temperatura de um determinado material por meio da magnetização e desmagnetização ao qual o mesmo é submetido, sendo observado pela primeira vez por Weiss & Piccard, 1917 (SMITH, 2013). A natureza reversível deste fenômeno vem motivando seu uso em diversos âmbitos, embora aplicações utilizando sais paramagnéticos e eletroímãs já sejam conhecidas e difundidas, na tentativa de obter temperaturas na escala de microkelvin (LOZANO, 2015).

Devido aos riscos ambientais inerentes a refrigeração por compressão, pertinentes a utilização de gases contribuintes para o efeito estufa, como CFC, HCFC, houve um aumento considerável nas pesquisas relativas a esta tecnologia, e como consequência diversos aparatos de refrigeração foram construídos, no Canadá (TURA; ROWE, 2011), nos Estados Unidos (ZIMM et al., 2006), no Japão (OKAMURA et al., 2006), na Dinamarca (ENGELBRECHT et al., 2012) e recentemente no Brasil (LOZANO, 2015).

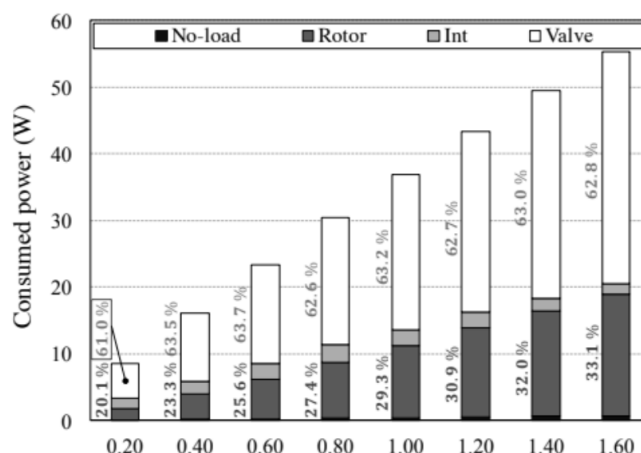
A fim de obter variações de temperatura e a capacidade de refrigeração desejadas, se faz necessária a sincronização do escoamento de fluido secundário através de uma matriz de material refrigerante magnetocalórico, esta matriz é chamada de regenerador magnético ativo (RMA). O princípio do qual se pressupõe seu funcionamento é

semelhante ao de ciclos térmicos conhecidos em máquinas de combustão/compressão, como os de Carnot e Brayton (BARCLAY, 1983), sendo esse último adaptado para as condições de operações de um aparato de refrigeração magnética. O ciclo termodinâmico utilizado e descrito por (ROWE et al., 2005) é composto por uma etapa de magnetização adiabática, que por consequência do EMC faz com que a temperatura da matriz de material magnetocalórico aumente, uma etapa de escoamento frio ou cold blow, onde o fluido de transferência de calor de uma fonte fria é passado por entre a matriz, trocando calor e resfriando-a, uma etapa de desmagnetização adiabática, a matriz após o cold blow encontra-se em um perfil de temperatura abaixo do estabelecido pela magnetização anterior, ao sofrer a variação de campo de desmagnetização a matriz diminui de temperatura a um patamar inferior ao inicial, por fim na última etapa ocorre o escoamento quente ou hot blow, de forma análoga ao cold blow nesta etapa o fluido secundário vindo de uma fonte quente é levado a atravessar matriz, o fluido a uma temperatura mais alta leva a um aumento da temperatura do material, e dessa forma o ciclo se propaga.

Com o avanço das pesquisas a necessidade por determinar a eficiência e minimizar as perdas nos protótipos. Um estudo realizado no refrigerador brasileiro apontou para um maior consumo no sistema de válvulas utilizado no protótipo, mais de 60% em condições normais de operação (CAPOVILLA et al., 2016). Na figura 1 são apontadas as parcelas de contribuição para o consumo de um protótipo de refrigeração operando em diversas faixas de frequência de operação.

A utilização de eletroválvulas no direcionamento do fluido é uma alternativa viável, oferecendo uma solução com menor consumo de potência elétrica (CARDOSO et al., 2016), bem como tornando possível um controle mais flexível dos tempos de escoamento em cada RMA, a fim de corrigir desbalanceamentos de massa e outros fenômenos intrínsecos ao processo (HOFFMANN et al., 2017). Embora existam estudos quanto a viabilidade do emprego deste tipo de tecnologia (CARDOSO et al., 2016), a utilização em um protótipo ainda não fora observada.

Figura 1 – Consumo de refrigerador magnético do tipo rotativo em diversas condições de operação.



Fonte: Adaptado de Capovilla et al. (2016)

1.1 Justificativa

A refrigeração magnética como alternativa às tecnologias de refrigeração convencionais apresenta um alto potencial de inovação, no entanto ainda existem diversas lacunas a serem exploradas no amadurecimento deste novo método. Atualmente estudam-se os materiais, sistemas de variação de campo magnético e o sistemas de gerenciamento hidráulico. Neste trabalho aborda-se o aspecto de melhoria em função de um novo sistema hidráulico, afim de aumentar a eficiência global de futuros refrigeradores, por meio da comprovação experimental em aparato de testes desenvolvido no POLO - Laboratórios de Refrigeração e Termofísica.

1.2 Objetivos

Nesta seção são apresentados os objetivos gerais abordados por este trabalho, bem como os objetivos específicos que auxiliam na obtenção dos resultados desejados.

1.2.1 Objetivos Gerais

- Adaptar os sistemas hidráulico e de acionamento de um protótipo de refrigeração magnética existente no Polo/UFSC.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Comprovar o funcionamento do sistema hidráulico à base de eletroválvulas por meio de simulações computacionais;
- b) Realizar ensaios com o protótipo adaptado;
- c) Extrapolar resultados de consumo energético a fim de detectar melhoras no desempenho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para uma melhor compreensão do tema abordado foi necessária uma revisão do histórico e estado da arte da refrigeração magnética e seus subsistemas, onde por meio de tal pesquisa pode-se obter clareza nas lacunas apresentadas pelo tema e definir estratégias para alcançar os desafios impostos por este trabalho.

2.1 Efeito magnetocalórico e materiais

O efeito magnetocalórico (EMC) é dado pela resposta térmica de certos materiais magnéticos a uma variação de campo magnético externa, esta resposta é a manifestação da variação da entropia devido ao momento magnético dos spins dos materiais. A descoberta do efeito é atribuída a Weiss e Piccard em 1917, como explanado por Smith (2013) em artigo publicado. A característica de interesse destes materiais reside na reversibilidade do processo termodinâmico, no qual através da aplicação de campo magnético em condição adiabática, pode-se aumentar a temperatura inicial de T_i a um patamar final T_f e ao cessar o campo retornar a T_f , sendo essa variação adiabática ΔT_{ad} . O EMC é intrínseco aos materiais magnéticos e sua magnitude está associada a temperatura na qual o material se encontra, sendo esta magnitude também relacionada ao material em si utilizado. Segundo Pecharsky et al. (2001), Tishin e Spichkin (2003) e Smith et al. (2012), a entropia S para materiais magnetocalóricos pode ser descrita como a soma das entropias: da rede cristalina, S_{rede} , da rede eletrônica, S_{ele} , e da magnética S_{mag} , dada na forma da Equação (2.1).

$$S(T, \vec{B}) = S_{ele}(T) + S_{rede}(T) + S_{mag}(T, \vec{B}) \quad (2.1)$$

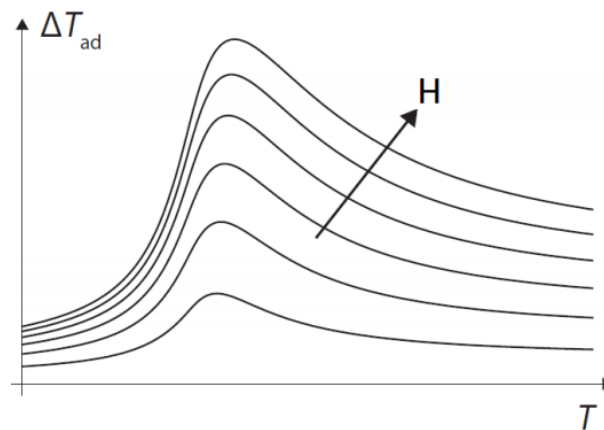
Assumindo a variação de campo $\vec{B}$ como a diferença entre um campo de valor inicial, H_i , e final, H_f , pode-se manipular a Equação 2.1 a fim de obter a Equação 2.2 que correlaciona S e ΔT_{ad} .

$$S(T_i, H_i) = S(T_i + \Delta T_{ad}(T_i, H_i, H_f), H_f) \quad (2.2)$$

Nos materiais magnetocalóricos observa-se uma maior variação de temperatura (ΔT_{ad}) em torno da Temperatura de Curie¹ (T_c), por exemplo como observado por Bahl e Nielsen (2009) e Trevizoli (2010), para amostras de gadolínio (Gd) o ΔT_{ad} mostrou-se maior na região de 290 a 297 K. Esse comportamento característico é apresentado pela figura 2.

Atualmente o material mais utilizado para aplicações de refrigeração magnética é o Gd e ligas de GdY, GdTb, GdEr e Gd(Si,Ge), justamente por possuir o EMC mais pronunciado na região de temperatura ambiente, com valores de ΔT_{ad} de 4,45 K a uma exposição de campo $\vec{B}$ de 1,65 T (TREVIZOLI, 2010). Recentemente, novos materiais como as ligas de lantânio e manganês ganharam espaço e estão se consolidando como alternativas ao gadolínio (Neves Bez et al., 2016).

Figura 2 – ΔT_{ad} para diferentes valores de campo magnético em material magneto calórico em função de T



Fonte: Adaptado de Smith et al. (2012)

As características de interesse dos materiais magnetocalóricos vêm sendo extensivamente estudadas na busca pelo melhor material a ser utilizado no campo da refrigeração, os trabalhos de Pecharsky, Gschneidner e Pecharsky (2003), Tishin e Spichkin (2003), Gschneidner Jr, Pecharsky e Tsokol (2005), Medeiros, Oliveira e Troper (2010) trazem dados importantes para a caracterização destes, a Tabela 1 apresenta uma compilação dos resultados disponíveis na literatura em termos não apenas do ΔT_{ad} , mas como da variação de entropia isotérmica, ΔS_{Sm} , que é a manifestação

¹ A temperatura de Curie é batizada em nome de Pierre Curie, esta temperatura corresponde ao ponto no qual materiais ferromagnéticos perdem sua magnetização e passam a possuir características de paramagnéticos.

do fenômeno em condições isotérmicas e também pode ser usada para indicar a intensidade do efeito.

Tabela 1 – Sumário de materiais magnetocalóricos e suas propriedades

Material	$T_c(K)$	$\Delta T_{ad}(K)$	$\Delta S_{Sm}(J/kgK)$	$\Delta \vec{B}(T)$
<i>Gd</i>	293	6,3	5,75	2
<i>Gd_{0.74}Tb_{0.26}</i>	275	5,6	6	2
<i>Gd_{0.9}Dy_{0.1}</i>	274	-	14	9
<i>Gd₅Ge₂Si₂</i>	273	7,5	28	2
<i>La(Fe_{0.9}Si_{0.1})₁₃H_{1.1}</i>	290	7	30	2
<i>MnAs</i>	318	13	35	5

Fonte: Adaptado de Borbolla (2012)

A Tabela 2 traz o trabalho comparativo realizado por Borbolla (2012), onde compara-se a magnitude dos parâmetros de influência na escolha de materiais para aplicações de refrigeração magnética com o *Gd* como base. Embora existam materiais com algumas de suas propriedades superiores a do *Gd*, o mesmo ainda mantém-se como escolha principal graças ao melhor conjunto de características apresentado.

Tabela 2 – Tabela comparativa de materiais magnetocalóricos com *Gd* como padrão

Material	Parâmetros					
	Custo	Preparação	ΔT_{ad}	ΔS_{Sm}	Durabilidade	Impacto amb.
<i>Gd</i>	-	-	-	-	-	-
<i>Gd₅(Ge_xSi_{1-x})₄</i>	↓	↓↓	↑	↑↑	↓↓	-
<i>LaFeSi</i>	↑↑	↓↓	↓	↑	↓↓	-
<i>MnAs</i>	↑↑	↓↓↓	↓	↑	↓↓	↓↓

Fonte: Adaptado de Borbolla (2012)

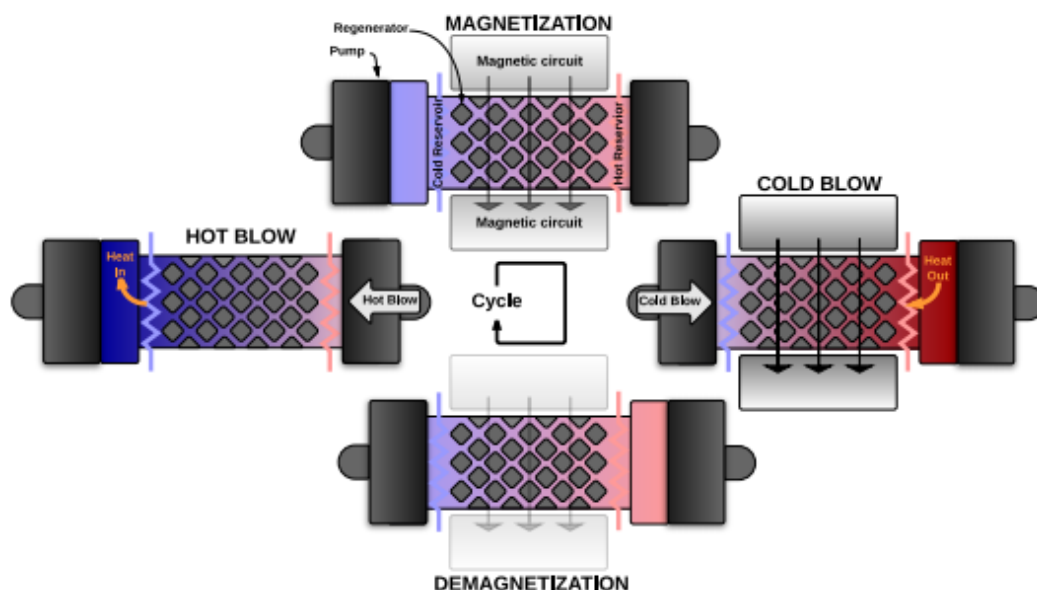
2.2 Refrigeração magnética

Atualmente refrigeradores magnéticos são compostos por três sistemas principais (LOZANO, 2015): sistema magnético, responsável por impor as variações de campo $\vec{B}$, um sistema de regeneradores magnético-ativos (RMA), regeneradores ativos, neste contexto, são matrizes de material magnetocalórico sólido capazes de armazenar energia térmica proveniente de uma corrente de fluido a alta temperatura em um primeiro momento, e devolver esta energia para uma corrente a baixa temperatura em

uma segunda etapa. O termo ativo significa que o material sólido não só armazena e devolve a energia originalmente do fluido, como também transfere energia do campo magnético externo para esse fluido em forma de calor. Ao assumir a utilização de um RMA faz-se necessário o uso de um sistema de gerenciamento de fluido secundário, este fluido é responsável por viabilizar a transferência de energia entre o regenerador e os elementos que irão interagir com os reservatórios térmicos, os trocadores de calor quente e frio. A combinação desses três sistemas é responsável pelos ciclos termodinâmicos no RMA, por meio destes é possível superar a limitação da magnitude do ΔT_{ad} do material magnetocalórico utilizado, obtendo-se uma variação de temperatura do regenerador ΔT_{reg} que viabiliza o método de refrigeração (BARCLAY, 1983).

Os refrigeradores magnéticos podem ser projetados para diversos ciclos termodinâmicos regenerativos, dentre eles podem ser citados os ciclos de Brayton, Carnot, Ericsson e Stirling (BROWN, 1976; WU et al., 2007; KITANOVSKI et al., 2014; TREVI-ZOLI, 2015). Em trabalhos recentes, o ciclo de Brayton (Figura 3) tem sido utilizado como referência no desenvolvimento de protótipos (ROWE, 2009; LOZANO, 2015), a fim de obter variações de temperatura e a capacidade de refrigeração desejadas.

Figura 3 – Ciclo de Brayton para um sistema de bomba-pistão



Fonte: Adaptado de Trevizoli (2015)

O ciclo em questão é composto por:

1. Magnetização adiabática $1 \rightarrow 2$:

Neste processo por meio do aumento do campo magnético de $\vec{B}_0$ a $\vec{B}_1$, a temperatura da matriz magnetocalórica que inicialmente estava em T_0 é elevada a T_1 .

2. Escoamento frio (*cold blow*) $2 \rightarrow 3$:

Ao atingir uma condição de campo $\vec{B}_1$ o fluido secundário proveniente do reservatório frio e em temperatura inferior a T_1 é escoado através da matriz regenerativa, onde ocorre troca de calor, levando a uma redução da temperatura a T_2 . O fluido aquecido sai do regenerador a uma temperatura que permite a rejeição de calor para o ambiente (reservatório quente).

3. Desmagnetização adiabática $3 \rightarrow 4$:

Nesta ocorre a variação de campo de $\vec{B}_1$ a $\vec{B}_0$, a resultante de variação negativa leva o material da matriz a decrescer sua temperatura do patamar T_3 inferior a temperatura inicial T_0 .

4. Escoamento quente (*hot blow*) $4 \rightarrow 1$:

Cessada a variação do campo realiza-se então o escoamento de fluido de um reservatório quente através do regenerador, desta forma a temperatura da matriz eleva-se a T_0 novamente. O fluido resfriado sai do regenerador a uma temperatura que permite a rejeição de calor para o ambiente (reservatório quente).

Refrigeradores magnéticos normalmente são classificados com base no seu sistema de variação de campo magnético, podendo este ser: um regenerador estacionário com um circuito de ímã móvel, um circuito de ímã estacionário com regenerador móvel ou um sistema estacionário com campo pulsado por eletroímã ou uma bobina supercondutora (LOZANO, 2015). Dentre os protótipos disponíveis na literatura, os principais estão compilados na Tabela 3.

A avaliação do desempenho de um sistema de refrigeração pode ser feita em função do seu coeficiente de performance (COP). Van Wylen, Sonntag e Borgnakke (1994) descreve o COP como a razão entre a capacidade de resfriamento $\dot{Q}_C$ e o

Tabela 3 – Estado da arte de refrigeradores magnéticos.

Protótipo	Sis. de ger. campo	Sis. hidráulico	Regenerador
Russek et al. (2013)	Ímã Rot.	Válv. Rot.	$Gd - 0,89 \text{ kg}$
Okamura et al. (2007)	Ímã Rot.	Válv. Rot.	$Gd - 4,0 \text{ kg}$
Tura e Rowe (2011)	Ímã Rot.	Bomba-Pistão.	$Gd - 0,11 \text{ kg}$
Engelbrecht et al. (2012)	Regenerador Rot.	Válv. Rot.	$Gd - 2,8 \text{ kg}$
Lozano (2015)	Ímã Rot.	Válv. Rot.	$Gd - 1,7 \text{ kg}$
Eriksen et al. (2015)	Ímã Rot.	Válv. rolete	$Gd - 1,7 \text{ kg}$

Fonte: Elaboração própria (2018).

consumo energético do sistema $\dot{W}_{input}$, expresso na forma da Equação 2.3:

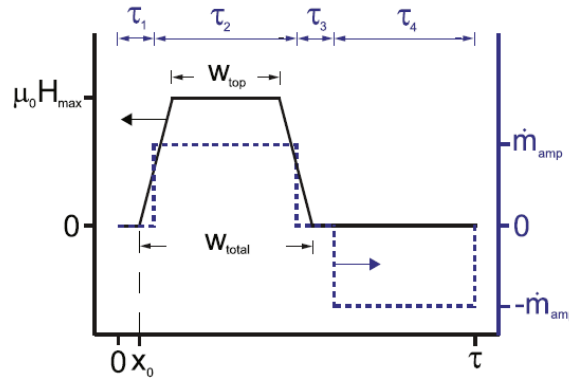
$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{input}} \quad (2.3)$$

Na avaliação de um sistema magnético de refrigeração o termo $\dot{W}_{input}$ pode ser expandido na soma entre as parcelas da potência elétrica de bombeamento, $\dot{W}_{pump}$, da potência do sistema de transmissão, $\dot{W}_{tr}$, e a potência de comando, $\dot{W}_{com}$, logo o COP expandido pode ser reescrito como na Equação 2.4:

$$COP = \frac{\dot{Q}_C}{\dot{W}_{pump} + \dot{W}_{tr} + \dot{W}_{com}} \quad (2.4)$$

2.3 Gerenciamento hidráulico em refrigeração magnética

Como citado previamente, um dos sistemas que compõem os protótipos de refrigeração magnética é o de gerenciamento de hidráulico, cujo objetivo é prover o escoamento de um fluido refrigerante secundário, seja este escoamento alternado ou oscilatório. Durante os ciclos regenerativos impostos a matriz de material magneto-calórico, é necessário garantir que o escoamento ocorra durante as janelas corretas de tempo. No caso do ciclo de Brayton, os escoamento devem ocorrer preferencialmente durante os instantes onde não ocorra variação do campo magnético imposto. A Figura 4 mostra o comportamento da vazão de fluido e do campo magnético aplicado no regenerador durante um ciclo Brayton, e exemplifica a duração e sincronização esperados entre as etapas de variação de campo e escoamento.

Figura 4 – Variação temporal do escoamento e campo magnético alternado em um regenerador magnético-ativo

Fonte: Adaptado de Bjørk e Engelbrecht (2011)

O período no qual ocorre a magnetização ou desmagnetização durante um ciclo influencia no fator de magnetização F_M , também conhecido como fator magnético, ele pode ser descrito pela razão entre o tempo de no qual se submete o campo t_{mag} e tempo total t_{total} de um ciclo (FORTKAMP, 2018), dado pela Equação 2.5.

$$F_M = \frac{t_{mag}}{t_{total}} \quad (2.5)$$

De forma análoga pode-se descrever o escoamento do fluido secundário em função do período de sua ocorrência, o Fator de escoamento, F_B é a razão do tempo de escoamento t_{blow} sobre t_{total} , dado na forma da Equação 2.6:

$$F_B = \frac{t_{blow}}{t_{total}} \quad (2.6)$$

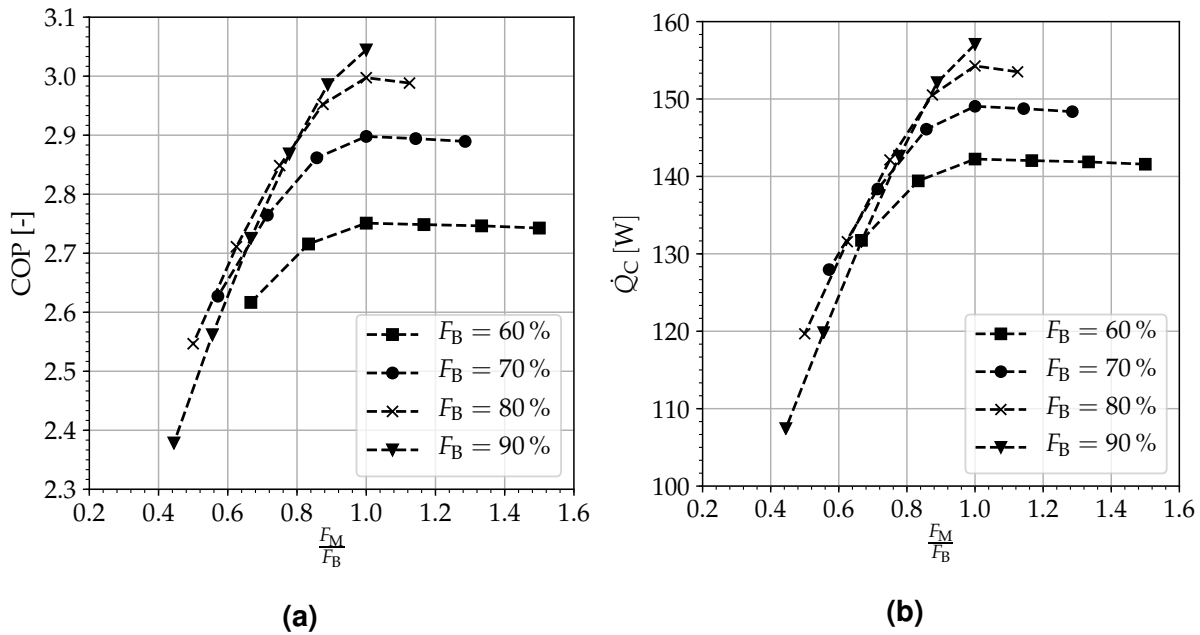
Ao estudar os efeitos de F_B e F_M observa-se que a sincronização destes perfis afetam diretamente o COP e $\dot{Q}_C$, como mostra a Figura 5.

Portanto, o estudo e otimização deste sistema é extremamente importante para o desenvolvimento de refrigeradores magnéticos. Na literatura são identificados até o momento cinco tipos de sistemas de gerenciamento hidráulico (NAKASHIMA, 2017), apresentados nas subseções seguintes.

2.3.1 Válvulas rotativas com vedação face-a-face

Sistemas de distribuição rotativos com vedação face-a-face, Figura 6, foram utilizados em inúmeros trabalhos (OKAMURA et al., 2006; ZIMM et al., 2006; APREA

Figura 5 – (a) COP em função de $\frac{F_M}{F_B}$; (b) $\dot{Q}_C$ em função de $\frac{F_M}{F_B}$.



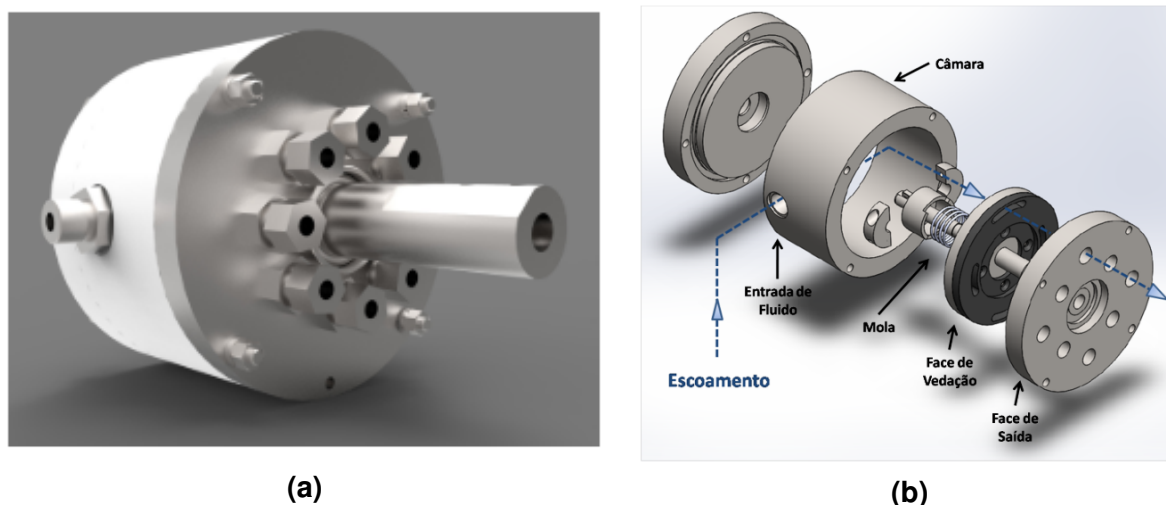
Fonte: Adaptado de Fortkamp (2018).

et al., 2014; LOZANO, 2015). Os perfis de escoamento obtidos por sua utilização estão atrelados a fabricação das faces de vedação e, embora apresente confiabilidade, o sistema exige uma relação de custo e compromisso no que se refere a vedação contra vazamentos, de forma que ao aumentar a estanqueidade da válvula, aumenta-se também o atrito, aumentando o consumo do mesmo (CAPOVILLA et al., 2016).

O perfil de escoamento obtido é temporal trapezoidal, sua principal vantagem, quando comparada com opções com a bomba-pistão em condições de vazão mássica semelhantes, é uma menor perda de carga nos picos, o que acarreta em uma menor potência de bombeamento (NAKASHIMA, 2017). Embora este sistema de gerenciamento seja muito difundido, sua utilização implica numa baixa flexibilidade do sistema na correção de desbalanceamentos e na alteração de F_B , uma vez que para modificar o perfil de escoamento faz-se necessária a troca das faces de vedação internas à válvula.

Desbalanceamentos podem encontrados em certos tipos de regeneradores, uma vez que em diferentes sentidos de fluxo o regenerador pode apresentar resistência hidráulica assimétrica, o que leva a uma vazão desbalanceada de massa de fluido secundário percorrendo o regenerador nos ciclos de *cold blow* e *hot blow*.

Figura 6 – (a) Válvula rotativa usada por Lozano (2015); (b) Vista explodida da válvula rotativa utilizada por Nakashima (2017).

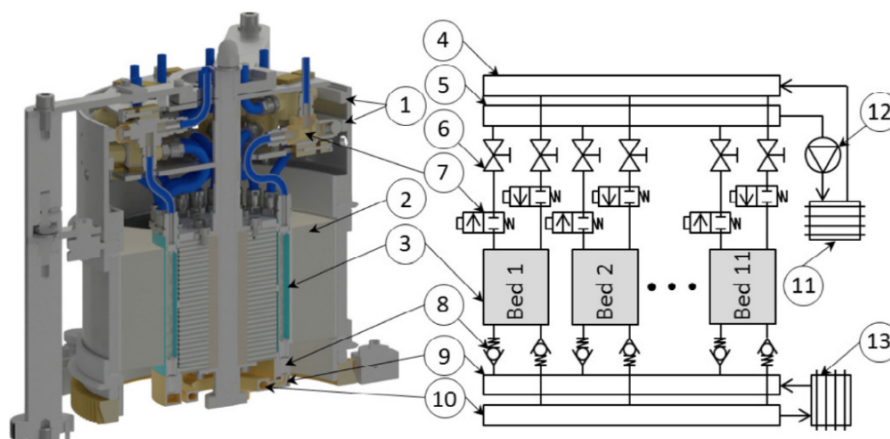


Fonte: Adaptado de Lozano (2015) e Nakashima (2017).

2.3.2 Válvulas de assento atuadas por anéis de cames

Sistemas utilizando este tipo de solução são recentes, no trabalho de Eriksen et al. (2015), Figura 7, o fornecimento do fluido secundário é dado de maneira contínua por uma bomba rotativa (assim como para no caso das válvulas rotativas ou eletroválvulas), no entanto o escoamento para os regeneradores é realizado somente quando as válvulas de assento são acionadas, os componentes do sistema são (1)Anéis de came, (2)Ímã rotativo, (3)Regeneradores, (4)Entrada quente, (5)Saída quente, (6)Válvulas de ajuste, (7)Válvulas de acionadas por rolete, (8)Válvulas unidirecionais, (9)Entrada fria, (10)Saída fria, (11)Trocador quente, (12)Bomba, (13)Trocador frio. O perfil de escoamento temporal obtido assemelha-se ao resultante da utilização de válvulas com vedação face-a-face, embora teoricamente o sistema de cames possua uma resultante de atrito menor, haja vista que resultados experimentais comprobatórios ainda não tenham sido fornecidos pelos autores.

Assim como no sistema com vedação face-a-face, para modificar o perfil temporal é necessária a troca dos anéis de came. No sistema exposto em questão, os anéis encontram-se na mesma carcaça que o ímã, dificultando ainda mais a troca dos mesmos.

Figura 7 – Protótipo desenvolvido por Eriksen et al. (2015)

Fonte: Adaptado de Eriksen et al. (2015)

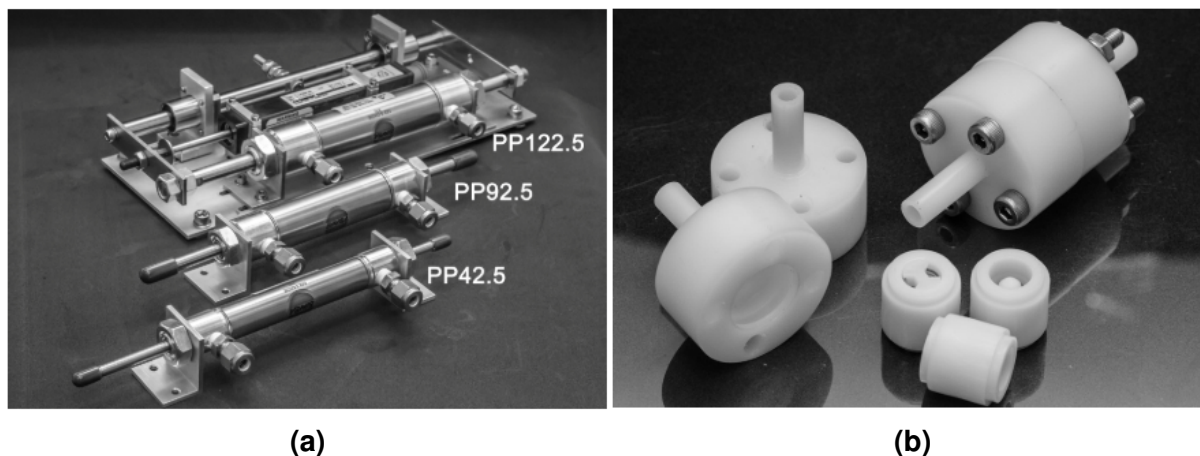
2.3.3 Bomba-pistão e válvulas de retenção

A utilização de sistemas bomba-pistão acarreta em perfis de escoamento senoidais, uma vez que o sistema de movimentação comumente utilizado é o de biela manivela como exposto na Figura 8. Fizeram uso deste tipo de sistema Tura e Rowe (2011) e Trevizoli (2015). A bomba-pistão pode ser independente ao sistema de movimentação do ímã, podendo o sistema de ímã ser rotativo ou linear. Em determinados casos sua utilização negligencia a presença de um reservatório de bombeamento. Neste protótipos para que se altere o perfil de escoamento altera-se o curso do pistão ou mesmo a velocidade de acionamento do sistema biela-manivela. O uso das válvulas direcionais se dá em função da garantia de passagem do fluido secundário no sentido correto dos regeneradores relativo a posição da bomba-pistão. Podem ser também utilizados pistões de duplo acionamento, esta opção garante que o escoamento seja balanceado, contanto que o deslocamento do pistão nas duas direções seja o mesmo, que é o caso do acionamento por biela manivela.

2.3.4 Bomba-pistão e válvulas de retenção em conjunto com válvulas direcionais acionadas por um eixo de comando

O protótipo de Teyber et al. (2016) utiliza de um sistema híbrido, ao associar o uso de válvulas operadas por assento e bomba-pistão consegue-se reduzir os picos de pressão citados anteriormente em função do sistema de bombeamento. Além disso

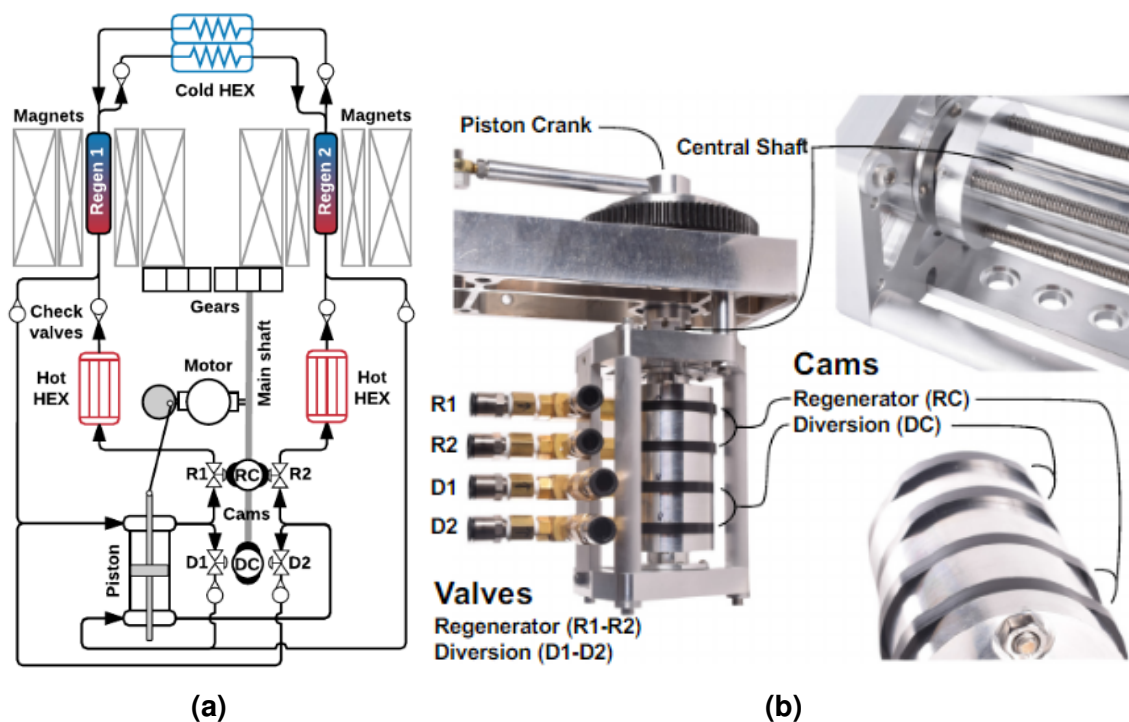
Figura 8 – (a) Bomba-pistão (b) Válvulas de retenção unidirecionais.



Fonte: Adaptado de Trevizoli (2015).

o protótipo conta com uma separação do sistema de gerenciamento hidráulico e do sistema de movimentação de ímã, o que acaba por diminuir a complexidade das trocas dos anéis de cames, todavia a flexibilidade de escoamento ainda é atrelada ao perfil de ressaltos e vales dos anéis, Figura 9.

Figura 9 – (a) Esquema do aparato de Teyber et al. (2016) (b) Sistema de cames do aparato.

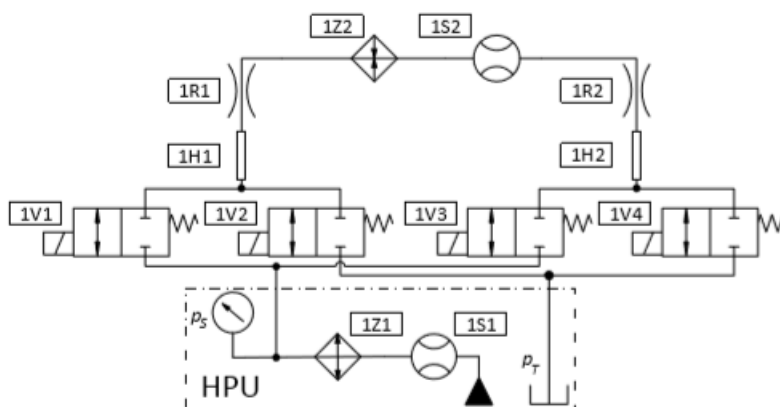


Fonte: Adaptado de Teyber et al. (2016).

2.3.5 Sistemas à base de eletroválvulas

Em iterações recentes do projeto e desenvolvimento de refrigeradores magnéticos, uma nova frente de pesquisa propõe o uso de eletroválvulas como solução alternativa aos sistemas tradicionais de gerenciamento hidráulico. A possibilidade de utilizar este tipo de sistema foi estudada em âmbito teórico por Ebel et al. (2016), onde compararam-se diversos sistemas. Posteriormente Cardoso et al. (2016), Cardoso (2018) propôs a utilização de um arranjo de válvulas *on/off*, Figura 10, onde estabeleceram-se as métricas para avaliação de sistemas eletrohidráulicos.

Figura 10 – Representação do esquema eletrohidráulico para um refrigerador magnético (HPU)
 Unidade hidráulica de potência, (V) Válvulas solenoides, (R) Regenerador, (Z) Trocador de calor, (S) Fluxímetro, (H) Mangueira.



Fonte: Adaptado de Cardoso et al. (2016).

A utilização de eletroválvulas permite uma flexibilidade não antes existente no ajuste e sincronização dos perfis de escoamento, que como apresentado anteriormente possui relação direta com a performance do sistema, ademais sendo uma alternativa com consumo energético potencialmente inferior (EBEL et al., 2016; CARDOSO et al., 2016). No entanto ainda existem lacunas na minimização do consumo e da quantidade de válvulas utilizadas na operação dos RMAs.

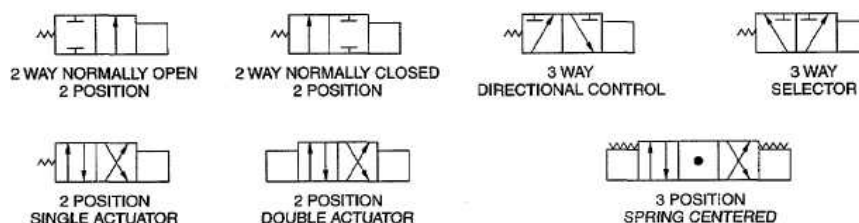
2.4 Eletroválvulas e suas aplicações

Eletroválvulas, também conhecidas como válvulas solenoides, são utilizadas quando se faz necessária a automação e controle de escoamentos de fluidos, tais como: ar, água, gases, óleos leves e pesados, entre outros (OMEGA Engineering Inc.,

2003). O princípio de funcionamento deste tipo de válvula é baseado na utilização de eletroímãs em conjunto com o sistema de direcionamento de fluido, carretel por exemplo, de forma que ao energizar-se o atuador, gera-se um campo magnético que altera seu posicionamento, abrindo ou fechando os canais de escoamento.

As válvulas solenoides são classificadas segundo seu número de canais, posições, função e número de solenoides empregados. Pode-se destacar dentre as válvulas as configurações mais comuns existentes no ramo da hidráulica, Figura 11: 2/2 (duas vias e duas posições), 3/2 (três vias e duas posições), 4/2 (quatro vias e duas posições) e 4/3 (quatro vias e três posições)

Figura 11 – Tipos de válvulas hidráulicas



Fonte: Adaptado de ISO 1219.

São exemplos típicos de aplicação de eletroválvulas: Controles de irrigação, controle de entrada de água em máquinas lavadoras, controles de dosagem em processos industriais, movimentação de dispositivos, soldagem e inúmeras outras aplicações. A vazão ou fluxo por entre os canais de uma válvula é de extrema importância no projeto de sistemas hidráulicos, sua grandeza é estimada tendo em conta condições de temperatura, densidade, viscosidade e etc. Um dos fatores que auxiliam na indicação desta grandeza é o K_v no sistema métrico, ou C_v para medidas imperiais, estes valores são obtidos experimentalmente pelos fabricantes de válvulas, que por sua vez fornecem os coeficiente de vazão em seus catálogos. Sendo assim a vazão de fluido na válvula é dada na forma da Equação 2.7 em função da perda de pressão nos canais, ΔP , densidade do fluido, ρ_f , e o coeficiente de vazão.

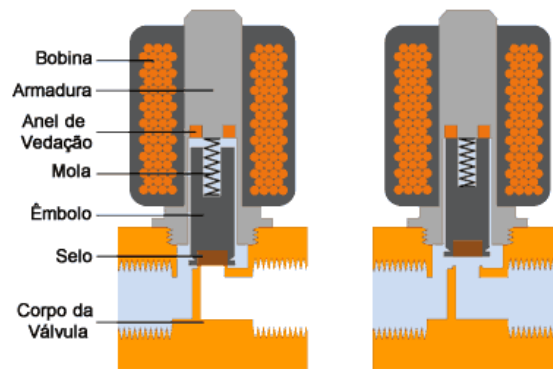
$$\dot{V} = C_v \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_f}} \quad (2.7)$$

Os solenoides utilizados em válvulas são comumente enrolamentos em um

núcleo de material ferromagnético, Figura 12. Estas bobinas podem ser dimensionadas para receber uma variada gama de sinais de entrada, de forma que esta seja projetada para exercer um determinada força sobre o mecanismo de operação da válvula, sendo diversos os aspectos construtivos que podem ser manipulados para obter o resultado desejado. O campo magnético B no interior de um solenoide pode ser dado pela Equação 2.8 (SCHIMPF, 2013):

$$B = \frac{\mu N i}{l} \quad (2.8)$$

Figura 12 – Esquemático de uma válvula solenoide de operação direta



Fonte: Adaptado de Citisystems, 2018.

Onde μ é permeabilidade magnética do núcleo do solenoide, $\frac{N}{l}$ a razão de comprimento por número de espiras e i a corrente elétrica que percorre o enrolamento. A corrente a qual a bobina é submetida por sua vez é uma função da tensão aplicada ao enrolamento e dos componentes resistivos, dados pelas características construtivas:

$$i(t) = \frac{V}{R} [1 - e^{-\frac{tR}{L}}] \quad (2.9)$$

Na equação tem-se que V é a tensão aplicada, R a resistência elétrica do enrolamento, L a indutância do enrolamento e t o tempo de aplicação da tensão. Para valores de t suficientemente grandes, o valor da corrente elétrica reduz-se somente a parcela $\frac{V}{R}$ e sendo R dado em função da constante de resistividade elétrica do material

utilizado, ρ , e a área da seção transversal, A , e o comprimento:

$$R = \frac{\rho l}{A} \quad (2.10)$$

Unindo as equações 2.8, 2.9 e 2.10, obtém-se a Equação 2.11. Evidenciando então a natureza do campo magnético, inteiramente dependente do material e construção do solenoide.

$$B = \frac{\mu N V A}{\rho l^2} \quad (2.11)$$

2.5 Técnicas de acionamento de solenoides

O acionamento de solenoides pode ser realizado de diversas formas, porém para que este processo seja automatizado, ou seja controlado por dispositivos inteligentes, se faz necessário entender as vantagens e desvantagens das técnicas existentes.

Para efetuar o acionamento é necessário que se imponha uma tensão entre os terminais da bobina, sendo a diferença de potencial necessária é relativa a construção da mesma, como mostrado na seção anterior. A tensão aplicada pode ser tanto CA ou CC, dependendo das especificações da válvula escolhida, por razões de projeto, neste trabalho tratou-se apenas do acionamento de bobinas CC.

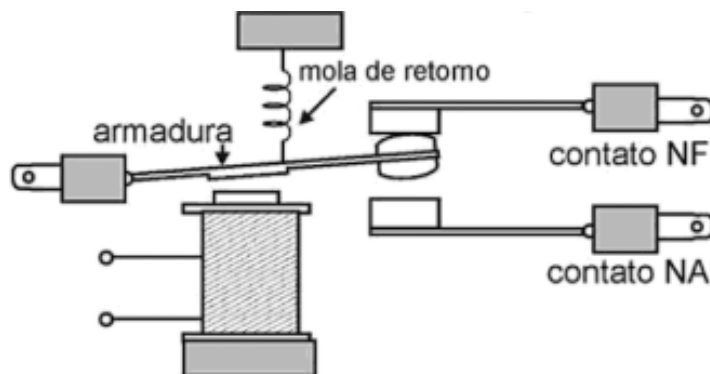
O intuito principal de utilizar-se destas técnicas reside em controlar o disparo de eventos nas eletroválvulas de forma a isolar elementos de controle mais sensíveis aos chaveamentos das bobinas e que por muitas vezes não possuem capacidade para acionar estes elementos diretamente. Para tal, pode-se fazer uso de chaves eletromecânicas, os relés, ou chaves eletroeletrônicas, como transistores e relés de estado sólido.

2.5.1 Relés eletromecânicos

Os relés são elementos similares aos solenoides presentes nas eletroválvulas, no entanto sua construção na maioria dos casos apresenta um campo magnético

resultante inferior, pois sua armadura móvel, a qual atua na abertura e fechamento dos contatos elétricos, requer uma força inferior para se deslocar (Figura 13).

Figura 13 – Esquemático de um relé com contato normalmente aberto e fechado



Fonte: Adaptado de Braga (2012).

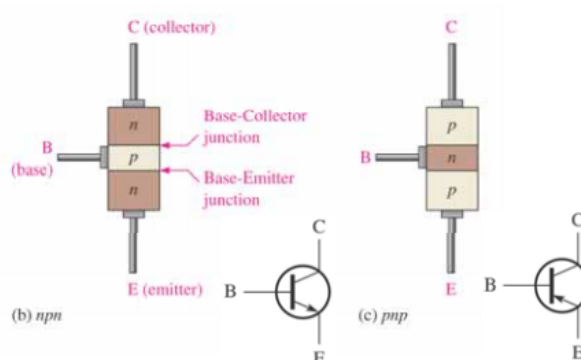
Uma importante característica dos relés eletromecânicos é o isolamento entre o comando e os contatos acionados, dado que estes não compartilham o mesmo circuito. Embora esta seja uma opção que oferece segurança, simplicidade e robustez, os relés eletromecânicos apresentam uma vida útil limitada a sua parte móvel que degrada-se com seu uso, podendo ser acelerada esta deterioração em função da frequência de acionamento do elemento. Entre outros fatores limitantes ao uso dos relés tem-se o ruído provocado pela comutação mecânica de seus contatos, que pode ser considerado indesejado, assim como também o seu tempo de resposta inferior ao dos sistemas eletrônicos (BRAGA, 2012).

2.5.2 Transistores

Transistores são componentes eletrônicos utilizados para chaveamento ou amplificação de sinais. Estes elementos são construídos a partir de junções de semicondutores dopados. Existem diversas configurações e materiais utilizados na confecção de transistores, o que leva a existência de diferentes tipos de componentes, com princípios variados de funcionamento. Este tipo de componente eletrônico está presente em grande escala em equipamentos digitais, onde sua aplicação implica no chaveamento de elementos de baixa potência. No entanto transistores também podem ser utilizados para acionamento em cargas de alta corrente e tensão. Dos diversos tipos de transistores alguns destacam-se na utilização em sistemas de potência, BJT

(transistor de junção bipolar), Figura 14, e FET (transistor de efeito de campo). A construção dos transistores BJT é feita pela junção de três camadas semicondutoras, podendo ser *nnp* ou *pnp*, nesta configuração são encontrados três terminais distintos, coletor, base e emissor (FLOYD; BUCHLA, 2009).

Figura 14 – Transistores BJT

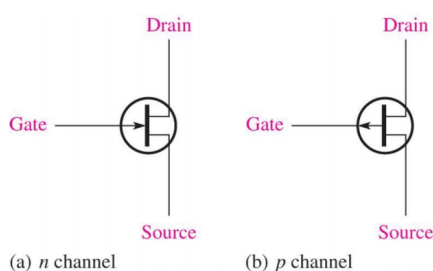


Fonte: Adaptado de Floyd e Buchla (2009).

A operação de transistores BJT é feita impondo-se uma corrente base-emissor I_b , que resulta na variação da corrente de coletor I_c . A operação como chave é feita alternando-se entre a região de saturação e de corte, nestas condições quando a tensão V_{CE} for máxima, a corrente I_c será nula, e quando V_{CE} for nulo, I_c será máxima, em seu estado de saturação.

Transistores do tipo FET possuem duas variações, JFET e MOSFET, assim como no BJT estão presentes junções *n* e *p*, embora em uma configuração diferente. No primeiro tipo a corrente de dreno I_D é controlada por meio da tensão de *gate* V_{GS} , Figura 15. Estes transistores ainda são divididos nos tipos canal-*n* ou canal-*p*.

Figura 15 – Transistores JFET

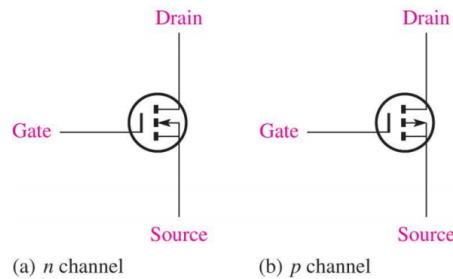


Fonte: Adaptado de Floyd e Buchla (2009).

MOSFETs são diferenciados por possuírem um isolamento entre *gate* e o

restante dos terminais, Figura 16, para este arranjo controla-se a tensão de dreno V_{DS} através da variação da tensão de *gate* V_{GS} (FLOYD; BUCHLA, 2009).

Figura 16 – Transistores MOSFET



Fonte: Adaptado de Floyd e Buchla (2009).

Em comparação, os elementos FET apresentam melhores características de operação do que os componentes BJT, sua capacidade de potência é superior e seu uso em chaveamento é amplamente difundido, sendo possível acionar as chaves com valores de corrente e tensão inferiores aos utilizados em transistores bipolares.

2.6 Considerações

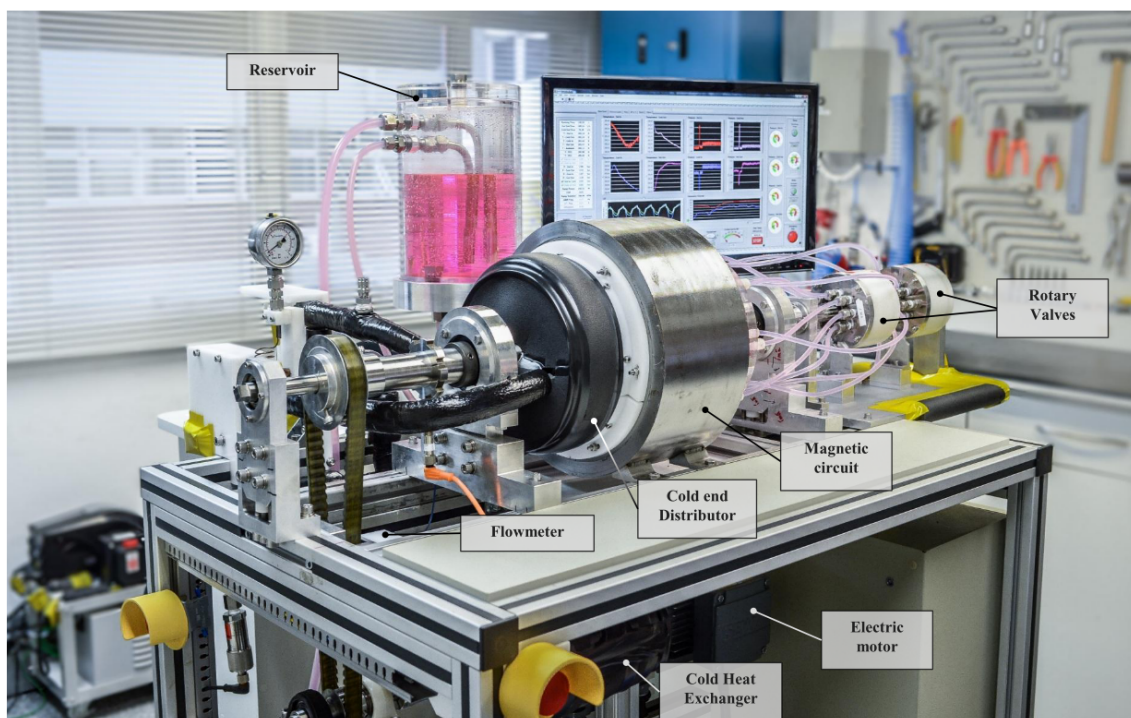
Cardoso (2018) em sua dissertação de mestrado avaliou o consumo de três modelos distintos de eletroválvulas, e concluiu que apenas uma delas representaria um avanço em comparação ao sistema de válvulas rotativas caracterizado por Capovilla et al. (2016). No entanto, em um protótipo de grande escala de refrigeração magnética com múltiplos regeneradores, a quantidade de válvulas necessárias a serem utilizadas seria demasiada, uma vez que seriam necessários ao menos duas válvulas do tipo 2/2 por par de regeneradores (CARDOSO et al., 2016; HOFFMANN et al., 2017). Como alternativas de solução para reduzir o número de componentes, com maior robustez e confiabilidade propõem-se a utilização de válvulas 4/3 vias, para produzir padrões de escoamento flexíveis e sanar as lacunas de projetos hidráulicos anteriores.

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Protótipo

Afim de se aprofundar no estudo da refrigeração magnética, em muitos casos faz-se necessário o uso de experimentos complexos que necessitam de monitoramento aprimorado, bem como o emprego de construtos mecânicos e elétricos. O objeto de estudo deste trabalho foi desenvolvido por Lozano (2015) em conjunto com o POLO, Figura 17. O protótipo então desenvolvido foi utilizado extensivamente na pesquisa para viabilizar tecnologias não convencionais de refrigeração.

Figura 17 – Fotografia do protótipo de refrigeração magnética do POLO/UFSC



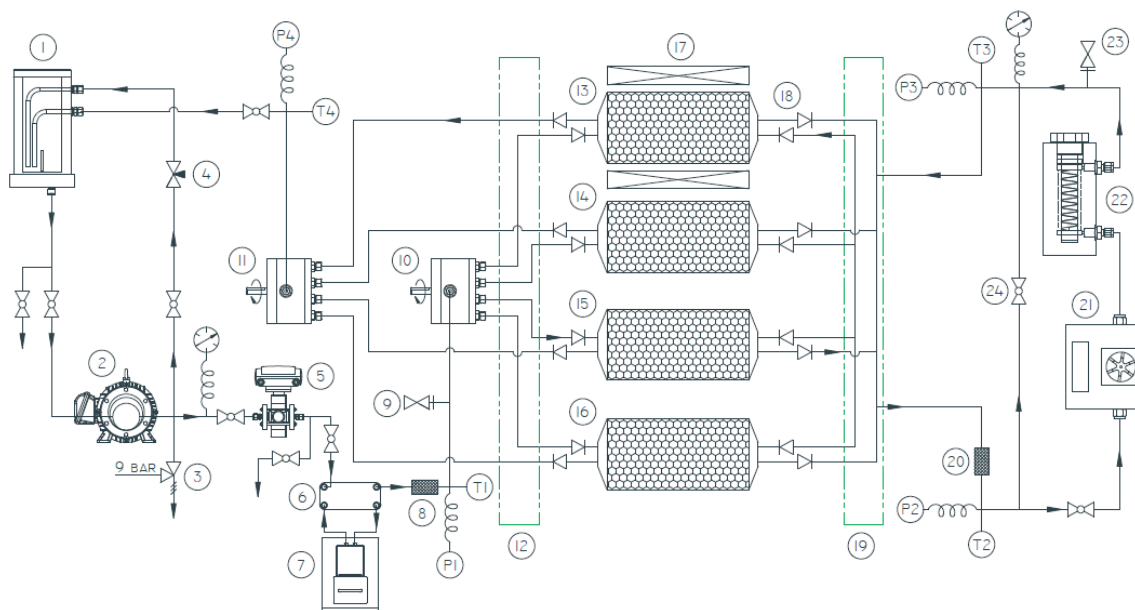
Fonte: Adaptado de Lozano (2015).

O aparato é composto por um circuito magnético rotativo, acionado por um motor trifásico através de uma transmissão polia e correia, e um sistema de gerenciamento hidráulico utilizando válvulas rotativas com vedação face-a-face, Figura 18, seus componentes são (1) Reservatório, (2) Bomba, (3) Válvula de alívio, (4) Válvula agulha, (5)

Medidor coriolis, (6) Trocador de calor, (7) Banho térmico, (8) Filtro, (9) Válvula de purga, (10) Válvula rotativa quente, (11) Válvula rotativa fria, (12) Distribuidor lado quente, (13-16) Regeneradores, (17) Ímã, (18) Válvulas unidirecionais, (19) Distribuidor lado frio, (20) Filtro, (21) Fluxímetro, (22) Resistência, (23) Válvula de purga, (24) Válvula globo.

Recentes desdobramentos de pesquisa no POLO levaram ao desenvolvimento de uma nova concepção para o protótipo. Nesta, foram feitas alterações de projeto no sistema de transmissão do ímã, assim como um novo ímã também fora projetado, o que acarretou na necessidade de intervir no projeto atual e adaptar a bancada para receber os novos sistemas. Aproveitando-se da estrutura existente de hidráulica e acionamento elétrico, realizaram-se as modificações necessárias para comportar um novo sistema de gerenciamento hidráulico utilizando válvulas solenoides direcionais.

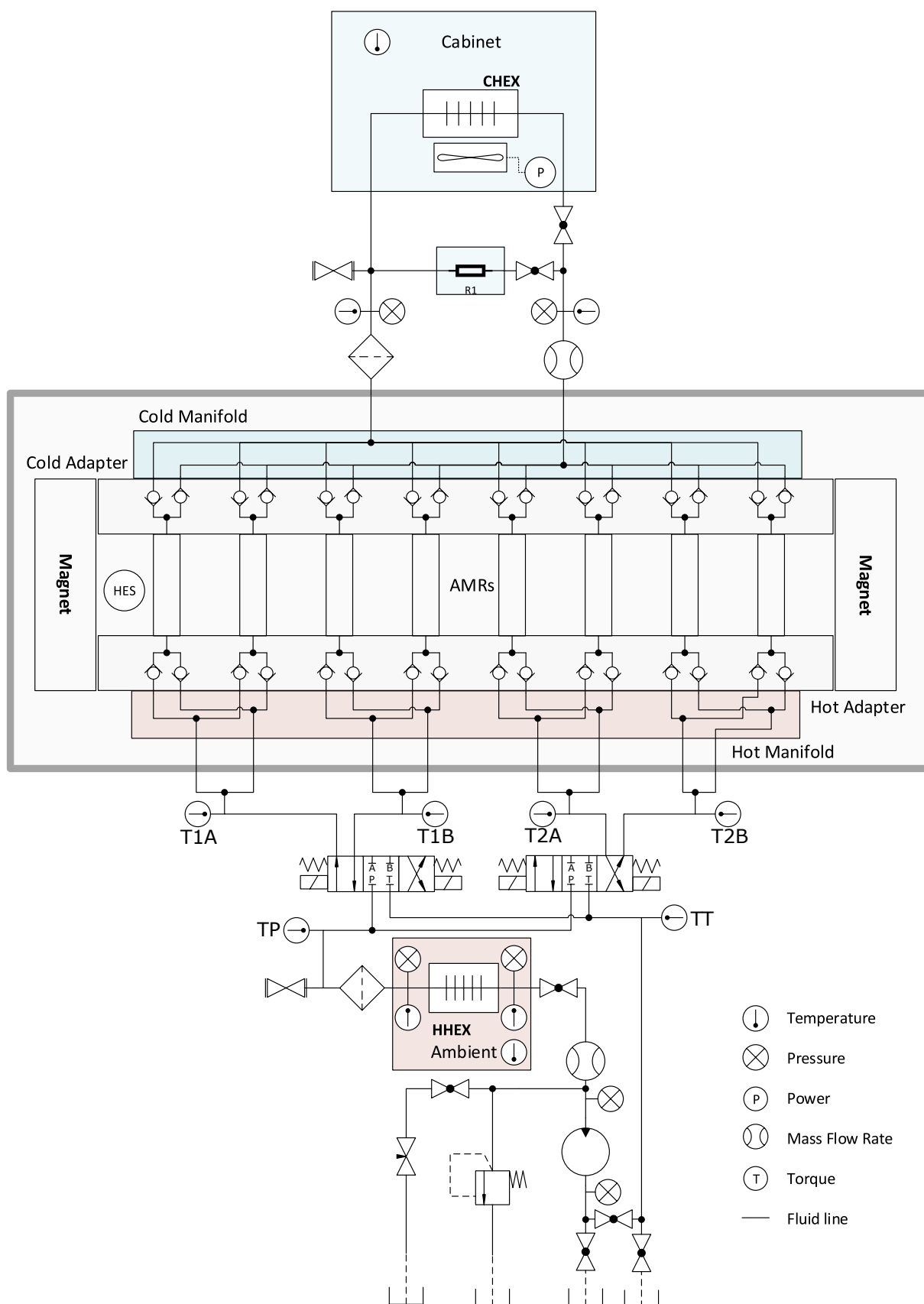
Figura 18 – Esquemático do sistema hidráulico do protótipo do POLO/UFSC



Fonte: Adaptado de Lozano (2015).

A adaptação do sistema hidráulico consistiu na retirada das válvulas rotativas, sendo substituídas por válvulas direcionais 4 vias e 3 posições, tópico a ser discutido na seção seguinte do documento, bem como a reorganização da tubulação utilizada, Figura 19.

Figura 19 – Sistema hidráulico adaptado para utilização de válvula solenoide direcional



Fonte: Autor.

Haja vista que o projeto e implementação do sistema hidráulico e demais sistemas se deu de maneira integrada, diversos testes e montagens foram realizados de forma a validar conceitos antes mesmo de uma integração final.

Os regeneradores e *check-valves* representados no esquemático da Figura 18 estão contidos em uma sub montagem desenvolvida também por Lozano (2015), contendo um distribuidor do lado quente, com 8 entradas e 8 saídas, utilizadas para o sistema de gerenciamento hidráulico, um compartimento para os 8 pares de regeneradores, contendo as válvulas de retenção, e um distribuidor do lado frio, contendo apenas uma saída e uma entrada(Figura 20).

O conjunto do regenerador utilizado possuía uma massa total de 1,7 de esferas kg de Gd empacotadas nas cavidades, a qual fora removida. Decidiu-se que inicialmente seriam realizados testes sem nenhum tipo de carga magnetocalórica, visando comprovar apenas os padrões de escoamento presentes.

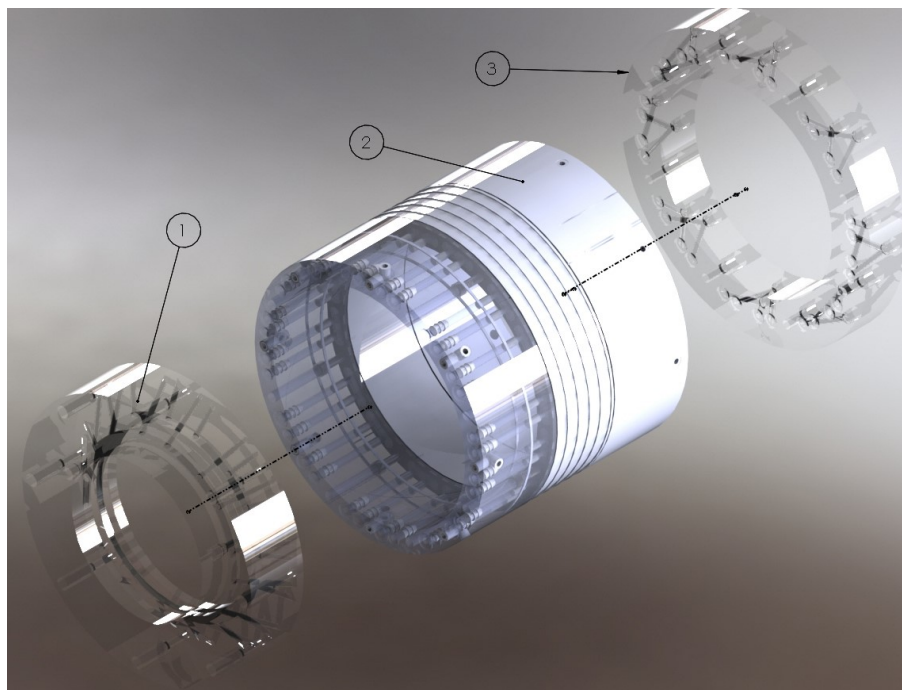
O aparato de refrigeração conta ainda com um conjunto de banho térmico e trocador de calor para compor o lado quente e uma resistência elétrica como carga térmica no lado frio, os quais serão utilizados nos trabalhos futuros de testes de performance do aparato. A Figura 21 apresenta um retrato da bancada em sua versão final após a realização das adaptações necessárias.

3.2 Eletroválvula utilizada

Sendo a válvula direcional solenoide o principal componente da adaptação realizada, uma pesquisa e seleção de componentes comerciais foi feita. Para escolher a melhor candidata se utilizou uma matriz de seleção baseada em critérios pré-estabelecidos por projetos anteriores como o de Cardoso (2018). A comparação foi feita utilizando 3 modelos distintos de válvulas (Tabela 4).

Optou-se por utilizar uma válvula direcional duplo solenoide com retorno por mola, modelo WE6E61B/EG24N9Z4, Figura 22, da marca Huade, possuindo 4 vias (A, B, suprimento e tanque), e 3 posições (todas as vias bloqueadas, suprimento para A e B para tanque, e suprimento para B e A para tanque), sua posição sem acionamento em qualquer bobina bloqueia todas as vias, inibindo a passagem de fluido em qualquer

Figura 20 – Conjunto distribuidores e regenerador, (1) Distribuidor frio, (2) Regeneradores, (3) Distribuidor quente



Fonte: Adaptado de Lozano (2015).

Tabela 4 – Matriz de seleção utilizada para eletroválvula com direção de melhoria indicada

Válvula	Parâmetros			
	Custo (↓)	Tempo de Resposta (↓)	Frequência (↑)	Potência (↓)
D1VW 8watt	\$\$\$	80 - 120 ms	2,77 Hz	8 W
D1VW	\$\$	80 - 120 ms	2,77 Hz	30 W
WE6	\$	25 - 45 ms	4 Hz	30 W

Fonte: Autor

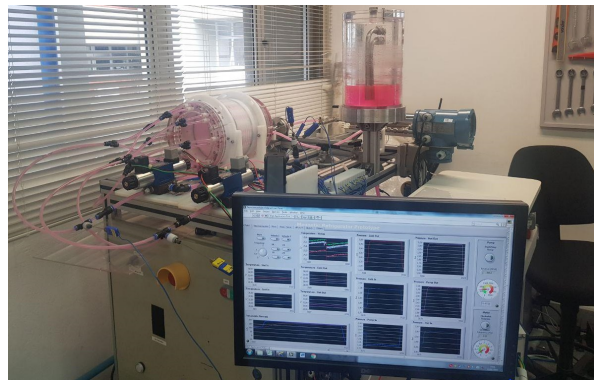
sentido. A escolha desta deu-se em função do seu baixo custo e melhor disponibilidade. Sua principal desvantagem é o elevado consumo energético, porém, a redução de consumo será objeto de estudo de trabalhos futuros, estando o trabalho presente focado na prova do conceito de válvulas proposto. A Tabela 5 apresenta os dados técnicos da válvula.

A válvula em questão tem dimensões padronizadas TN6 conforme a norma ISO 4401 - 03 - 02 - 0 - 94, fazendo-se necessário o uso de uma montagem em sub placa.

Figura 21 – Fotografias do aparato adaptado para ensaios.

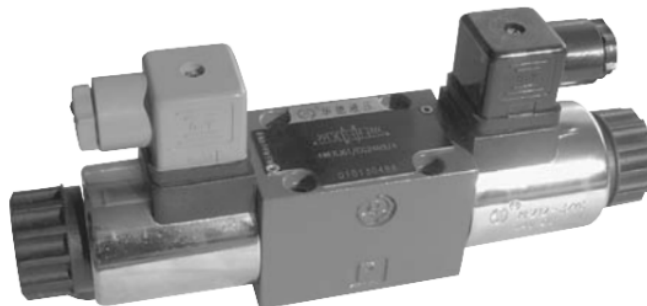
(a)

(b)



(c)

Fonte: Elaboração própria (2018).

Figura 22 – Válvula solenoide WE6

Fonte: BEIJING HUADE HYDRAULIC.

3.3 Acionamento das eletroválvulas

Com base na revisão bibliográfica realizada, optou-se por utilizar o acionamento desenvolvido por Hoffmann et al. (2017), no qual foram utilizados transistores MOSFET em conjunto com optoacopladores visando isolar os sinais de entrada e o acionamento

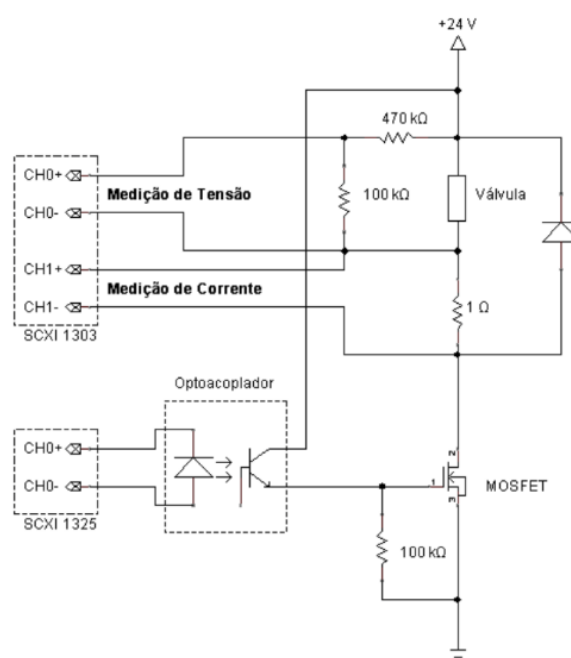
Tabela 5 – Dados técnicos da válvula direcional modelo WE6

Especificação	Valor
Pressão máxima (bar)	≤ 35
Vazão máxima (L/min)	≤ 80
Tensão de acionamento (V)	24 DC
Máxima frequência (Hz)	4
Tempo de resposta (ms)	25 a 45

Fonte: BEIJING HUADE HYDRAULIC

das bobinas (Figura 23).

Figura 23 – Sistema de acionamento de bobina



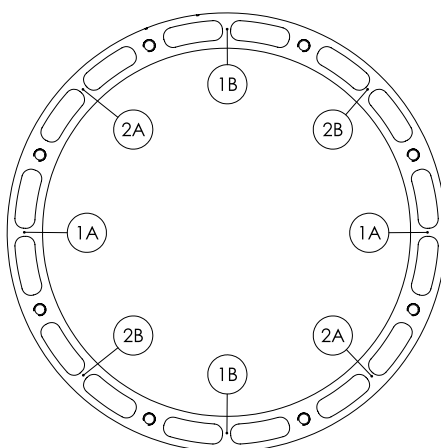
Fonte: Adaptado de Hoffmann et al. (2017).

O circuito é projetado para o acionamento de bobinas até 49 A e 55 V com um transistor IRFZ44N, sendo o disparo advindo de uma placa de atuação digital compatível com o sistema de aquisição utilizado e o sinal isolado através do optoacoplador PC123. O circuito ainda possibilita a leitura de tensão aplicada a bobina por um divisor resistivo e a leitura de corrente na carga por meio de um resistor *shunt* de 1 Ω em série com a carga acionada.

Programou-se o sinal de disparo utilizando a plataforma LabView, definindo-se os períodos de acionamento de cada sinal, por meio de funções disponíveis no

ambiente de programação. Foram utilizados quatro sinais distintos, denominados 1A, 1B, 2A e 2B, correspondentes as bobinas A e B das eletroválvulas 1 e 2, de forma que os sinais com denominação A e B foram sempre defasados de 90 graus entre si. A distribuição dos canais em relação ao regenerador pode ser vista na Figura 24, ao passo que a relação de par de regenerador indicada pela bobina estará com fluxo em direção ao tanque quando acionado.

Figura 24 – Diagrama de regeneradores e porta da válvula correspondente.



Fonte: Elaboração própria (2018).

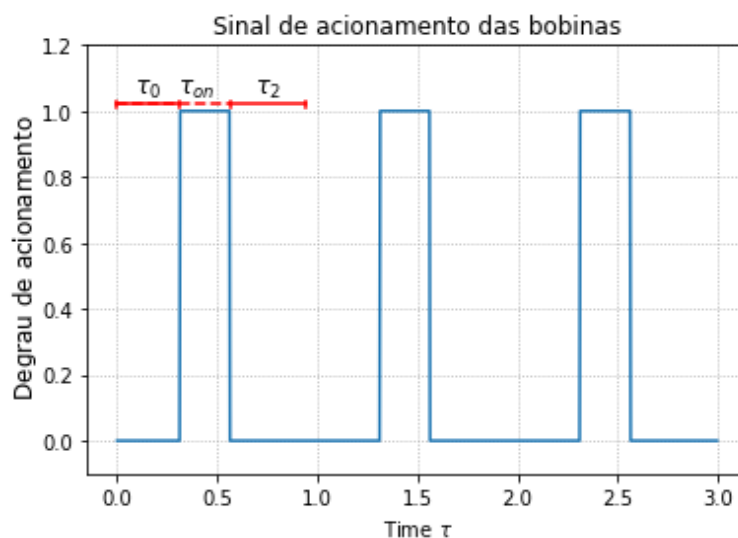
O sinal utilizado no acionamento consistiu de pulsos discretos compostos por um período desligado τ_0 , seguido por um período ligado τ_{on} e novamente desligado τ_2 , a soma destes resulta no período total, que é inversamente proporcional a frequência f de acionamento das válvulas, que no entanto é o dobro da frequência do RMA, tendo em vista que este requer duas etapas de escoamento por ciclo. (Figura 25). Para todos os ensaios realizados a relação de tempo em acionamento por período manteve-se em 25%.

3.4 Sensoriamento

Para entender e comprovar o funcionamento do sistema proposto fora necessário utilizar-se de sensores e transdutores posicionados no circuito hidráulico, listados na Tabela 6, que contém também informações pertinentes sobre seu uso específico.

Os RTDs, ou Pt-100, foram posicionados nas entradas e saídas dos trocadores de calor do lado frio e lado quente, para que dessa forma seja possível medir a diferença

Figura 25 – Sinal de acionamento de um solenoide



Fonte: Elaboração própria (2018).

Tabela 6 – Instrumentação utilizada no protótipo.

Tipo de medição	Sensor	Unidade	Faixa de oper.	Fabricante
Temperatura	RTD	°C	0 - 100	Omega
Temperatura	Termopar	K	233 - 398	Omega
Pressão	Membrana móvel	bar	0 - 20	Wika
Vazão	Medidor Coriolis	L/h	0 - 2180	Micro Motion
Vazão	Medidor Eletromag.	L/h	0 - 1200	Khrone

Fonte: Autor

de temperatura após a troca de calor durante a operação futura do sistema completo. Para medição das temperaturas no suprimento, tanque e portas das válvulas foram utilizados os termopares, afim de observar possíveis influências térmicas das válvulas sob o sistema.

Transdutores de pressão absoluta foram utilizados para determinar a perda de carga no sistema, e assim estimar a potência de bombeamento, também foram utilizados nos trocadores de calor, para que se observasse o comportamento dos elementos quando submetidos a vazões variadas.

Os medidores de vazão foram posicionados de forma que o sentido de fluxo através destes nunca fosse reverso, os mesmos foram dispostos nos lados quente e frio do circuito, para que fosse possível monitorar a vazão e detectar possíveis desvios de fluido, de tal maneira que a vazão mássica fosse sempre igual em ambos os lados.

Para que houvesse confiabilidade nas medidas, realizou-se um levantamento das incertezas de medição relativas aos instrumentos utilizados (Tabela 7).

Tabela 7 – Incertezas expandidas fornecidas pelo fabricante e tipo de sinal de leitura dos sensores.

Sensor	Incerteza expandida	Sinal	Modelo
RTD	$\pm(0,15 + 0,002T)^{\circ}C$	V	RTD Pt-100
Termopar	$\pm 1 K$	V	Termopar tipo-T
Pressão	$\pm 0,016 Bar$	mA	P-30
Vazão	$\pm 0,10\%$	V	CMF025M
Vazão	$\pm 0,5\%$	mA	Optiflux 1100-C

Fonte: Autor

Estas incertezas foram calculadas com base nos dados fornecidos pelos fabricante e baseadas em calibrações realizadas antes da efetuação de testes no protótipo.

3.5 Sistema de aquisição de dados

Para adquirir, tratar e exibir as medições fornecidas pelos diversos sensores dispostos no aparato fez-se o uso de um sistema comercial de aquisição de dados programável. Foram utilizadas plataformas da *National Instruments* programadas em *LabView*, como o chassi SCXI-1000, em conjunto com módulos de medição de tensão e corrente, módulos de atuação com saída analógica em tensão e módulos atuadores com relés, além de um bloco conector BNC-2120 utilizado com placas de aquisição da série M do mesmo fabricante.

Toda informação adquirida fora salva em matrizes de dados para que se pudesse analisá-los posteriormente. Por meio destas matrizes pode-se obter gráficos mostrando os diversos comportamentos das variáveis de interesse ao longo dos períodos de ensaio. O armazenamento utilizou uma taxa de aquisição de 500 amostras por segundo por intervalos de no mínimo 10 s.

3.6 Plano de testes

Dado o intuito de atender os objetivos previamente estabelecidos, foi necessário traçar uma estratégia de abordagem para cobrir as diversas condições de operação e

gerar dados suficientes para a avaliação do sistema.

Os testes foram divididos em dois grupos de *setup*, para avaliação de apenas uma válvula solenoide, e com duas válvulas operando simultaneamente. No primeiro grupo cada válvula foi testada individualmente, nomeando-as e operando em regime permanente de acionamento, sem chaveamento, além disso foram utilizadas diferentes condições de vazão da bomba. Nos testes com operação simultânea utilizou-se o regenerador completo (Figura 20) com as mesmas condições de vazão utilizadas anteriormente, foram também utilizadas diversas frequências de chaveamento das válvulas. Por meio de análise combinatória com os parâmetros de testes, chegou-se a um total de 14 ensaios. O plano de ensaios completo é apresentado na Tabela 8.

Tabela 8 – Plano de testes.

Teste cíclico	
Vazão da bomba (L/h)	Frequência (Hz)
100	0,5
	1,0
	2,0
150	0,5
	1,0
	2,0
Teste contínuo	
Vazão da bomba (L/h)	Bobina
100	1A
	1B
	2A
	2B
150	1A
	1B
	2A
	2B

Fonte: Autor

Os principais aspectos avaliados dos resultados obtidos e discutidos no capítulo seguinte são o perfil de escoamento relativo ao sinal de entrada para diversas frequências e vazões, o balanço de massa deslocado por entre os regeneradores, a influência térmica das válvulas solenoides sob o fluido que escoar e a potência consumida pelas válvulas. Os valores de temperatura ambiente durante os experimentos foram mantidos a 25°C.

Os ensaios realizados utilizaram como fluido secundário do sistema hidráulico uma mistura em volume de 80% água deionizada e 20% etileno glicol, que é um aditivo anticorrosivo e anticongelante.

3.6.1 Simulação numérica

Com base nas condições de teste estabelecidas anteriormente realizaram-se simulações computacionais utilizando o *software* de simulação Amesim, a fim de utilizar modelos produzidos anteriormente dos regeneradores. Estes modelos foram produzidos durante disciplinas cursadas por outros membros do grupo de pesquisa onde este trabalho fora desenvolvido. Eles foram utilizados durante a fase de concepção do circuito hidráulico para verificar se o esquema proposto com válvulas 4/3 é possível. De posse dos resultados experimentais, a validade do modelo para o desenvolvimento de circuitos hidráulicos para RMA's foi avaliada.

No ambiente de simulação em questão foram utilizados os parâmetros da válvula selecionada, bem como as características hidráulicas de componentes como bomba, trocadores de calor e mangueiras. O regenerador foi modelado utilizando o equacionamento proposto por Ergun (1952), onde a queda de pressão Δp_{bed} por comprimento de coluna porosa l_{bed} é:

$$\frac{\Delta p_{bed}}{l_{bed}} = 150 \frac{(1 - \epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu_f u_d}{d_p^2} + 1.75 \frac{1 - \epsilon}{\epsilon^3} \frac{\rho_f d_p^2}{d_p} \quad (3.1)$$

Sendo ϵ a porosidade, μ_f e ρ_f são a viscosidade e densidade do fluído que atravessa a matriz e u_D a velocidade superficial do fluido na seção transversal (velocidade de Darcy).

A válvula solenoide modelou-se utilizando da Equação 2.7 considerando-se a abertura e fechamento das vias em relação aos canais A e B, foi utilizada uma resposta de primeira ordem sem atrasos para determinar o comportamento do carretel e utilizando-se de um coeficiente de vazão fixo.

Onde o sinal de tensão de comando U_c é crescente a abertura da válvula é definida por:

$$\dot{V}_{on} = \frac{1}{1 + \tau_{on}} \frac{U_c}{U_n} K_v \sqrt{\Delta p} \quad (3.2)$$

E para $\frac{dU_c}{dt} < 0$ o fechamento é definido por:

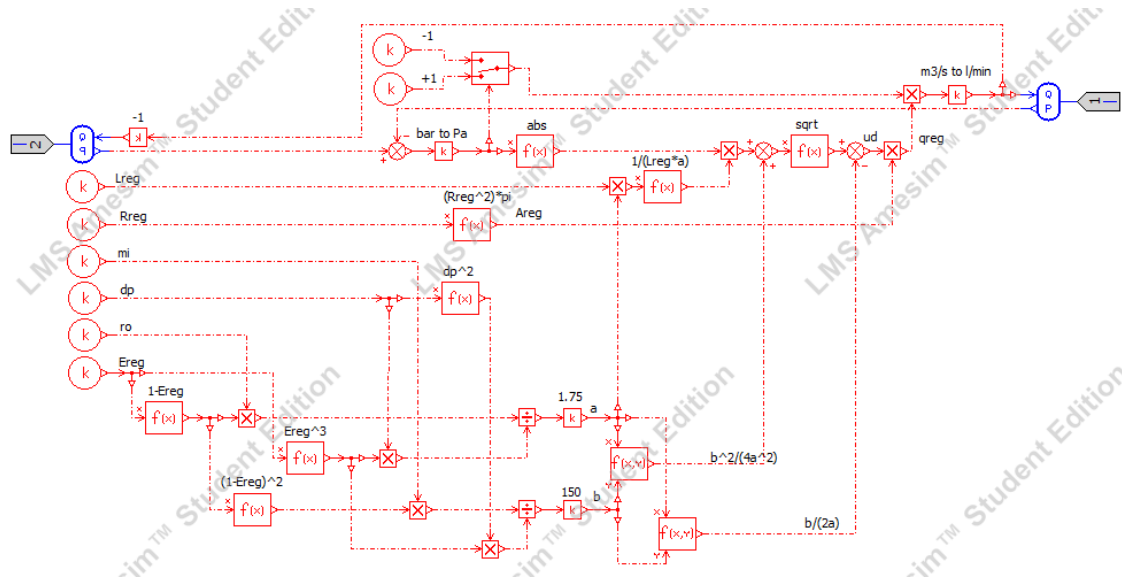
$$\dot{V}_{off} = \frac{1}{1 + \tau_{off}} \frac{U_c}{U_n} K_v \sqrt{\Delta p} \quad (3.3)$$

Nas equações anteriores τ_{on} e τ_{off} são as constantes de abertura e fechamento da válvula, dadas pelo tempo de resposta de catálogo, K_v é o coeficiente de vazão da válvula e U_n o referencial de tensão, neste caso, 24 V.

Para as simulações utilizou-se como propriedades de fluido água a 293 K, foram utilizadas também constantes de abertura e fechamento condizentes com a válvula selecionada (Tabela 5), e o bombeamento considerando uma vazão constante conforme indicada no plano de testes (Tabela 8).

A Equação 3.1 foi convertida e modelada no *software* de forma a ser acoplada a outros subsistemas (Figura 26).

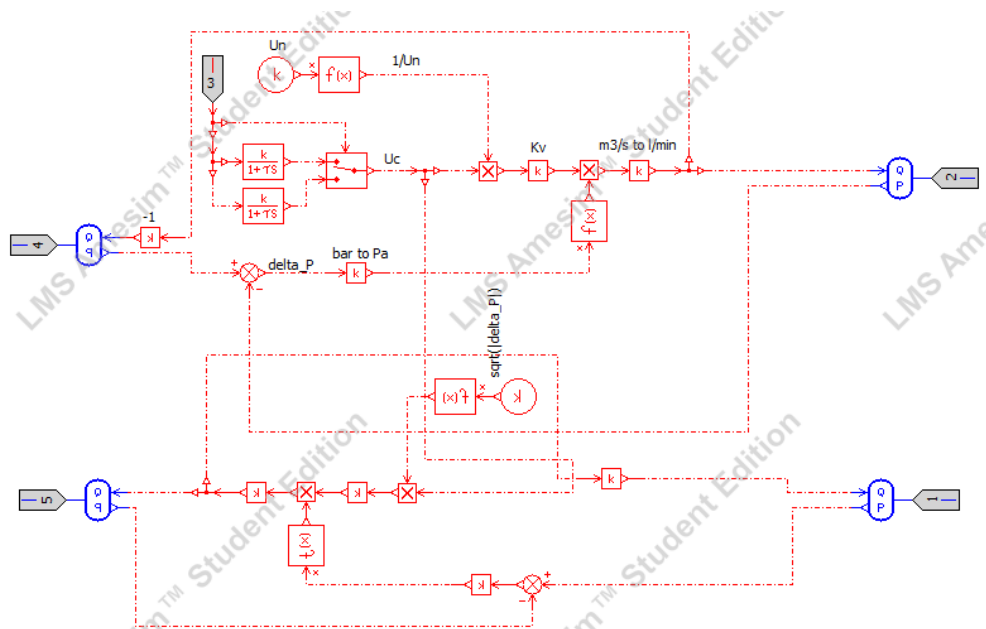
Figura 26 – Modelo do regenerador utilizando equacionamento para colunas porosas.



Fonte: Elaboração própria (2018).

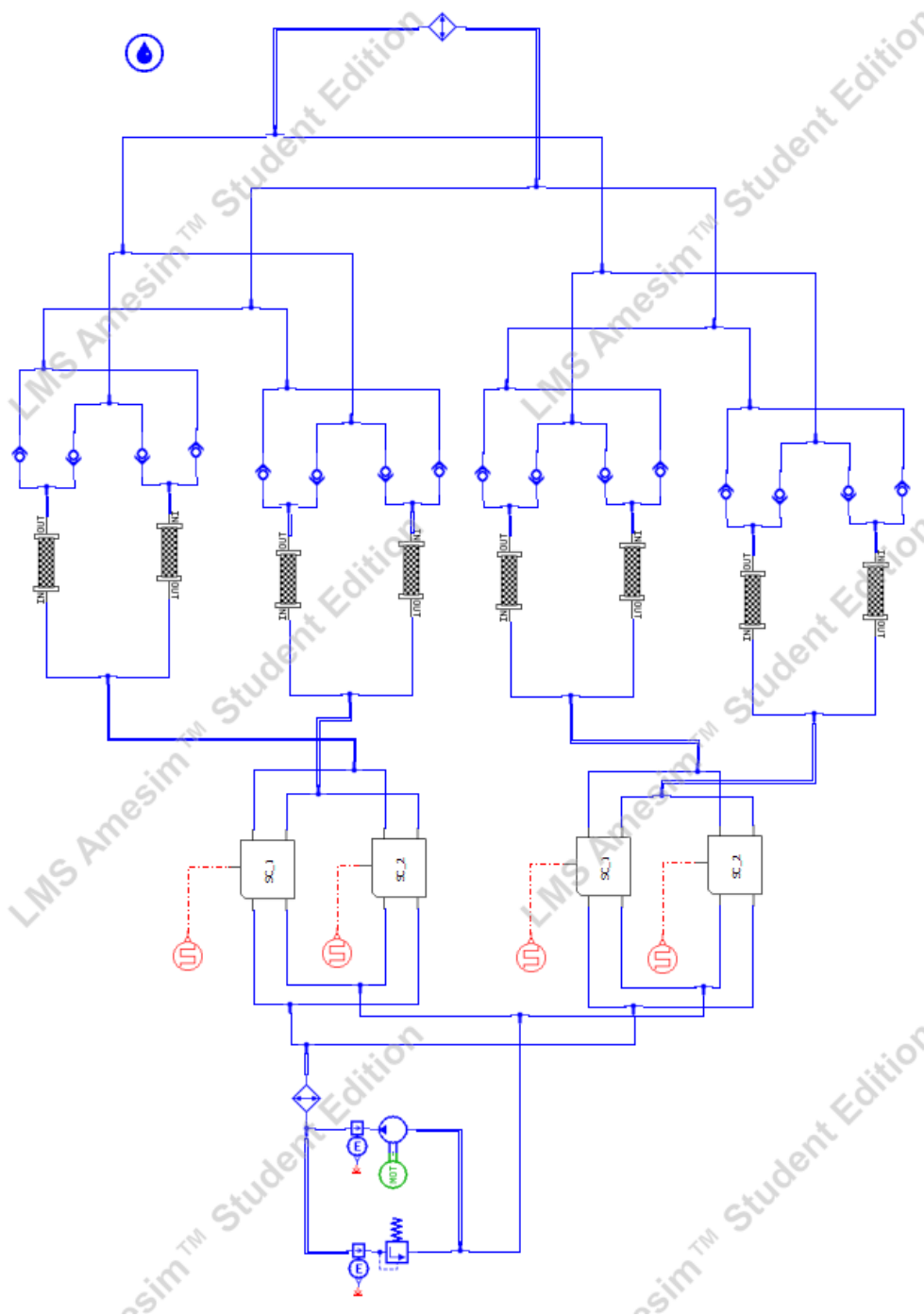
O modelo referente as Equação 3.2 e 3.3 pode ser visto na Figura 27, bem como o sistema hidráulico completo simulado na Figura 28.

Figura 27 – Modelo da válvula com base no equacionamento.



Fonte: Elaboração própria (2018).

Figura 28 – Sistema simulado.



Fonte: Elaboração própria (2018).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

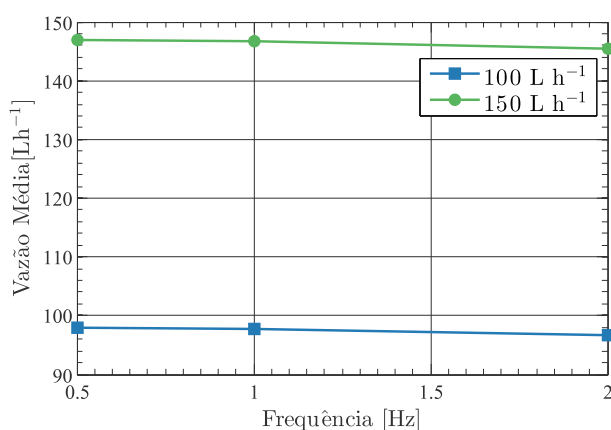
Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos por meio das simulações e dos ensaios realizados. São também apontadas e desenvolvidas as interpretações e correlações dos produtos dos ensaios.

4.1 Simulações computacionais

Foram realizadas simulações utilizando um sistema semelhante ao indicado pela Figura 19, cujo modelo em *software* foi apresentado na Figura 28. As condições de operação simuladas foram as mesmas descritas na Tabela 8 para o regime cíclico.

Os resultados de vazão mássica obtidos através da simulação, Figura 29, apontam o funcionamento correto do sistema operando nas frequências estabelecidas, embora exista uma pequena diferença entre a vazão pré estabelecida e o valor final, esta diferença não é superior a 3,27%, e pode ser explicada pelo fato de que a entrada do modelo é a rotação da bomba de deslocamento positivo idealizada utilizada, e a vazão resultante é dependente das resistências hidráulicas dos demais componentes.

Figura 29 – Resultados de vazão no trocador de calor frio simulados.

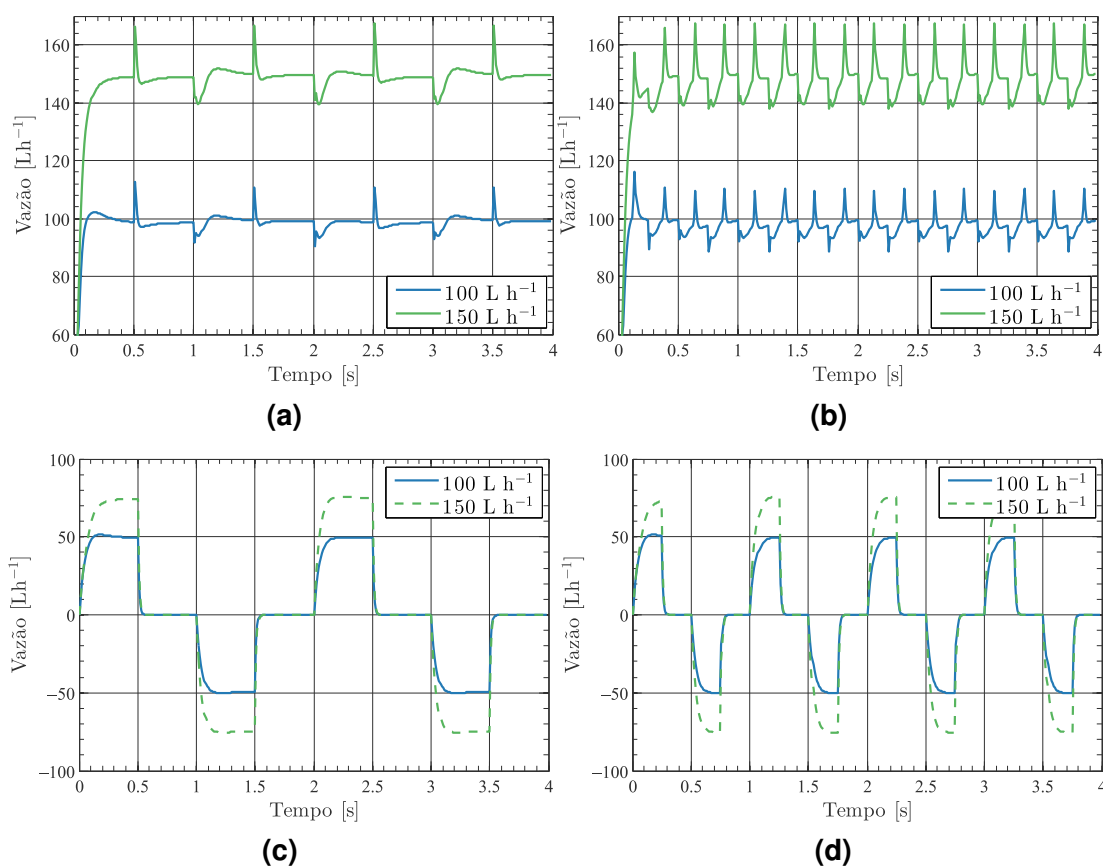


Fonte: Elaboração própria (2018).

Mais importante que o valor de vazão obtido na simulação é a garantia de que os requisitos de escoamento unidirecional nos trocadores de calor e oscilatório nos regeneradores serão respeitados.

Neste sentido, as 30a e 30b apontam respectivamente o comportamento simulado da vazão no ponto equivalente de medição experimental (trocadores de calor) para a menor e maior frequência utilizadas, enquanto as Figs. 30c e 30d os respectivos comportamentos de vazão nos regeneradores. Como já mencionado anteriormente, a média dos valores de vazão se mantém em uma faixa aceitável abaixo da vazão nominal. Os resultados nos regeneradores evidenciam o escoamento em ambos os sentidos como desejado, auxiliando dessa forma na validação do conceito elaborado. Na simulação em questão os valores de vazão total são divididos entre dois regeneradores, assim sendo os valores esperados por regenerador são correspondentes a metade da vazão. Resultados para a frequência de 2 Hz foram similares e os requisitos foram respeitados.

Figura 30 – Vazão simulada no trocador de calor frio a: (a) 0,5 Hz, (b) 1,0 Hz; Vazão simulada no regenerador a: (c) 0,5 Hz, (d) 1,0 Hz



Fonte: Elaboração própria (2018).

4.2 Resultados experimentais

Após realizados os experimentos na bancada experimental, os dados adquiridos foram tratados de modo a serem utilizados para avaliação apenas períodos mais breves de tempo, facilitando o processamento e visualização. Não houveram prejuízos pelo encurtamento, uma vez que previamente inspecionou-se a totalidade dos ensaios. Ressalta-se que intervalos de no mínimo 30 minutos foram respeitados ao alterar-se as condições de teste para garantir que a temperatura válvulas atingissem valores de regime permanente.

Os dados analisados foram: Vazão instantânea e média no lado frio, tensão e corrente de acionamento das bobinas e temperaturas nas portas das válvulas.

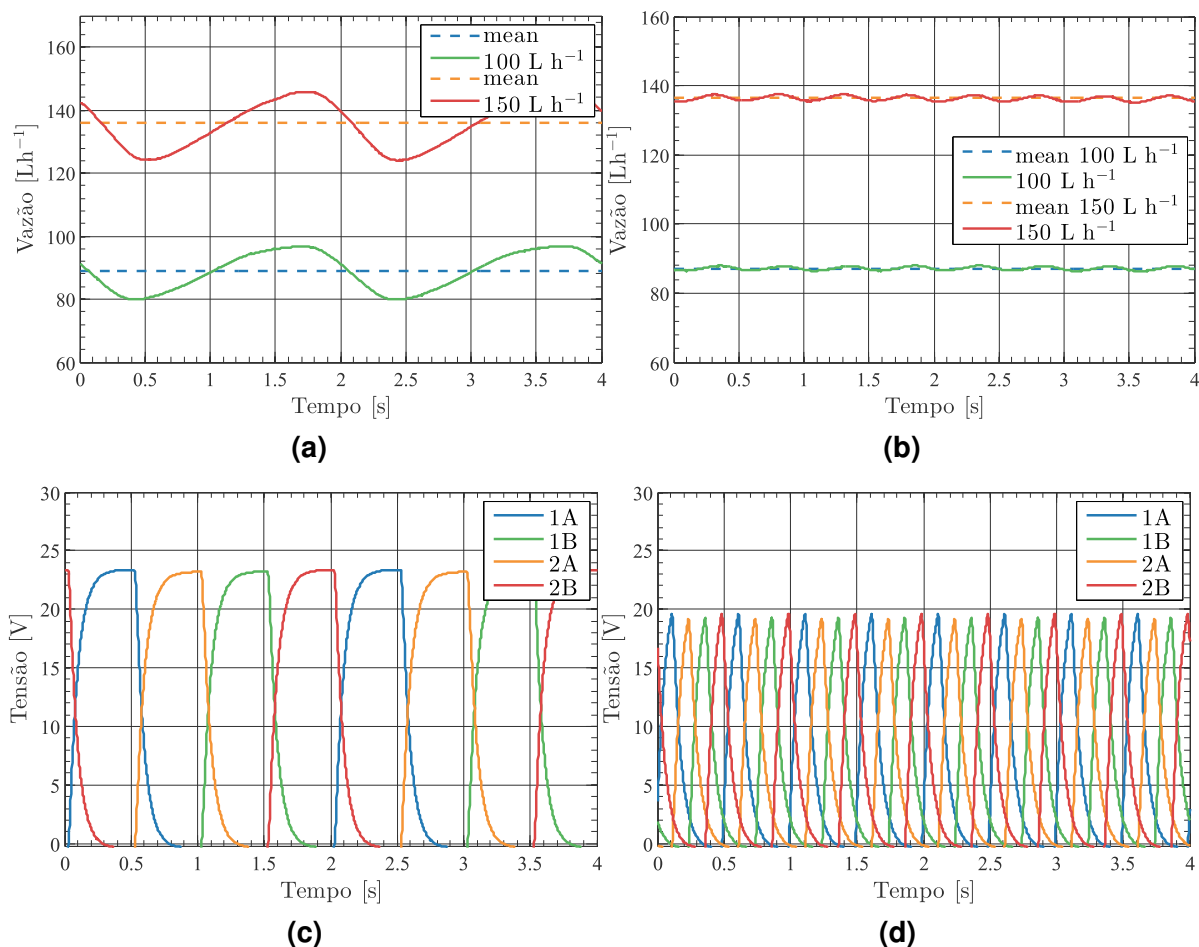
4.2.1 Padrões de escoamento

Ao analisar o padrão de escoamento, Figura 31, percebeu-se um padrão suavizado em relação ao obtido por meio das simulações. Uma das hipóteses para tal comportamento encontra-se no tempo de resposta do medidor de vazão utilizado. Embora o instrumento seja de boa qualidade, nos instantes de abertura da válvula devido a elevada pressão, existe uma variação abrupta da vazão nos instantes iniciais que não é captada pelo sensor. Além disso, como os leitos dos regeneradores não foram preenchidos com o meio poroso, era esperado que a dinâmica do escoamento fosse ligeiramente distinta das simulações.

Acredita-se que em relação aos padrões de escoamento obtidos na bancada o conceito utilizado é válido, apesar de que não foi possível verificar o escoamento oscilatório nos regeneradores devido a impossibilidade de instrumentar-se suas extremidades dado o *design* dos distribuidores. No entanto, inspeção visual do acionamento das *check-valves* durante o escoamento foi possível graças a concepção em acrílico e indicou o funcionamento esperado.

Outro ponto destacável dos resultados obtidos foi uma visível diferença entre a vazão pré estabelecida para a entrada e a vazão de saída no lado frio, este desvio foi encontrado em todos os ensaios cíclicos realizados. Consequentemente, hipóteses foram formuladas para esclarecer tais desvios, a abordagem utilizada deu-se pela

Figura 31 – (a) Vazão medida para acionamento de 0,5 Hz (b) Vazão medida para acionamento de 1,0 Hz. Sinais de acionamento das válvulas: (c) 0,5 Hz e (d) 1,0 Hz.



Fonte: Elaboração própria (2018).

análise dos resultados de escoamento contínuo, apresentados na Tabela 9.

Tabela 9 – Valores obtidos no ensaio de acionamento contínuo.

Válvula	Lado	Vazão (L/h)	$\bar{V}_{cold}$ (L/h)	$\bar{V}_{hot} - \bar{V}_{cold}$ (%)
1	A	100	97,40	2,17
	B		97,43	1,85
	A	150	145,30	1,23
	B		145,16	0,88
2	A	100	59,83	42,92
	B		100,51	1,45
	A	150	96,26	36,85
	B		145,16	2,56

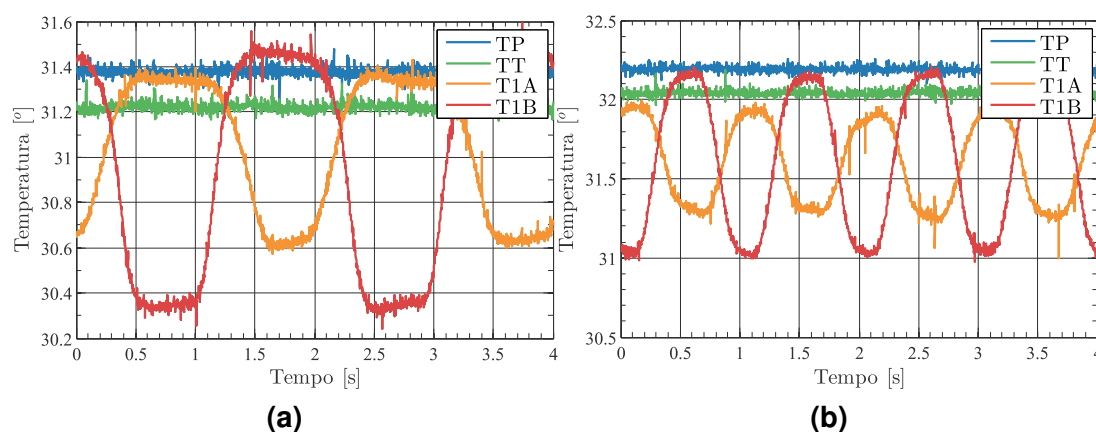
Percebeu-se durante os testes unitários um desvio relativo ao acionamento da bobina A da válvula 1, o que induziu, em um primeiro momento, a conclusão de um mal

funcionamento da válvula. Porém, ao inverter os regeneradores utilizados da válvula 1 para a válvula 2, obteve-se o mesmo resultado ao acionar-se a bobina A, levando a conclusão de que a potencial falha encontrava-se no conjunto de regeneradores. Uma nova inspeção visual revelou o não funcionamento de uma das *check-valves* de um dos regeneradores, o que poderia gerar um aumento de pressão e causar vazamentos internos no distribuidor, assim formando um *bypass*. Além dos fatos supracitados, pequenos vazamentos em conexões e outros elementos do sistema foram potenciais fontes para o problema encontrado.

4.2.2 Influência térmica sob o sistema

Para avaliar a influência térmica das válvulas no sistema devido a dissipação de calor para a corrente de fluido, observou-se a temperatura dos fluidos de suprimento, tanque, canal A e canal B da válvula 1. Por meio dos dados obtidos, Figura 32, é possível visualizar indícios de que existe tal influência, entretanto não é possível estimar seu valor.

Figura 32 – Temperaturas de suprimento, tanque, canal A e B da válvula 1 operando a: (a) 0,5 Hz e (b) 1,0 Hz.



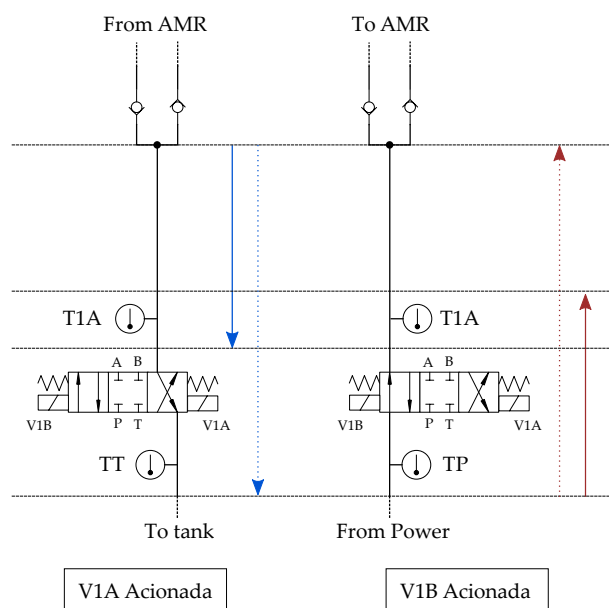
Fonte: Elaboração própria (2018).

Observa-se que as temperaturas dos canais A e B variam entre dois patamares, o mais elevado quando o escoamento se dá da potência para o regenerador, e o mais baixo no sentido regenerador tanque. Esta diferença de temperatura pode ser explicada pelo fato de que o fluido, que está a uma temperatura superior à do ambiente, 25°C, na entrada das válvulas, rejeita calor ao ambiente durante o escoamento pelo regenerador

e pela resistência do lado frio. Acredita-se que a elevação da temperatura na entrada das válvulas seja causada por uma dissipação de calor na bomba. Essa hipótese poderia ser confirmada controlando a temperatura de entrada através do acoplamento de um banho térmico ao trocador de calor quente.

Em relação a temperatura do termopar na tubulação que retornar ao tanque, era esperado que esta estivesse próxima ao patamar inferior. Todavia, a mesma está mais próxima do patamar superior. Uma avaliação mais cuidadosa do processo resultou na hipótese de que o volume morto do conjunto de tubulações que conectam as válvulas ao distribuidor do lado quente dos regeneradores era elevado. Este volume, representado na Figura 33, apresenta um escoamento oscilatório de forma similar aos regeneradores. Logo, a hipótese para o valor de temperatura observado é de que o volume de fluido deslocado em uma etapa de escoamento, dada pelo produto do tempo de acionamento e da vazão, não foi suficiente a cada ciclo houvesse a utilização total do volume de fluido no trecho correspondente a área destacada. As setas cheias indicadas na Figura 33 representam a distância percorrida por um volume de fluido durante os escoamento, e desta forma, elas retratam a hipótese de que apenas o termopar T1A sentiria a variação de temperatura indicada na Figura 32.

Figura 33 – Região com escoamento insuficiente.

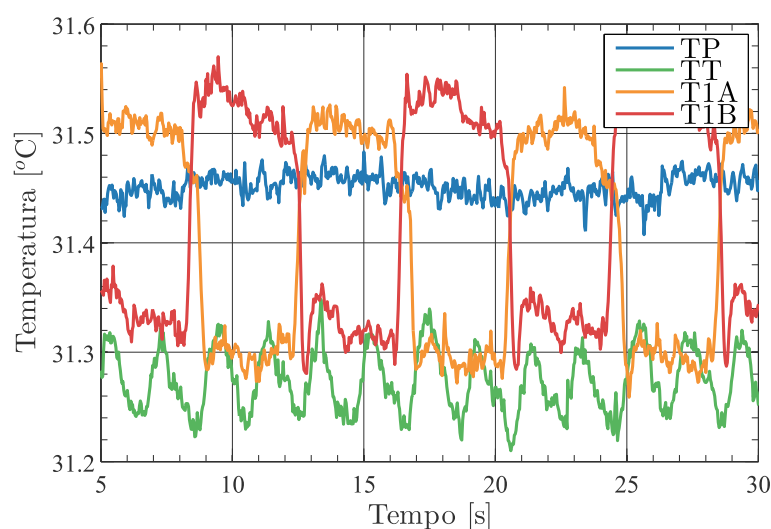


Fonte: Elaboração própria (2018).

Para reforçar esta hipótese foi rodado um teste com uma frequência de 0.125

Hz e vazão de 150 Lh^{-1} , de forma a aumentar o volume deslocado durante as etapas de escoamento, o que corresponderia as setas tracejadas da Figura 33. Os resultados de temperatura desse caso são apresentados na Figura 34, onde é possível verificar que a temperatura do termopar de retorno ao tanque esteve mais próximo do patamar inferior. De qualquer forma, a diferença de temperatura neste caso foi baixa, logo a melhor forma de constatar esse efeito seria reduzir o volume morto em questão.

Figura 34 – Temperaturas para válvula 1 em ensaios a $0,125 \text{ Hz}$ e vazão 150 Lh^{-1} .



Fonte: Elaboração própria (2018).

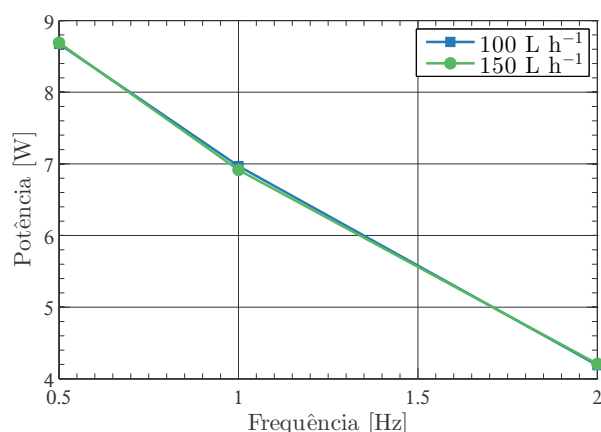
Este volume é um aspecto de projeto a ser corrigido, uma vez que é desejável que este seja mínimo ou inexistente no projeto hidráulico, pois como citado anteriormente compromete o funcionamento correto do sistema. Podem se corrigir também a combinação vazão e frequência utilizada, para que se possa preservar o volume deslocado necessário, o que de fato não seria a solução mais eficiente, pois esses valores são definidos pelo projeto do RMA, e o circuito hidráulico deve ser projetado para atender esses requisitos, e não o contrário.

4.2.3 Potência

Em relação a potência consumida pelas válvulas durante os ensaios, nota-se que existe uma relação inversa entre o consumo por regenerador e a frequência de acionamento (Figura 35), este comportamento pode ser explicado em si pelos resultados também obtidos pela Figura 36, onde a potência instantânea máxima não é atingida

para todas as condições de operação, no entanto também foi possível observar que a potência máxima obtida para uma menor taxa operação ainda é consideravelmente menor do que a apontada pelo fabricante.

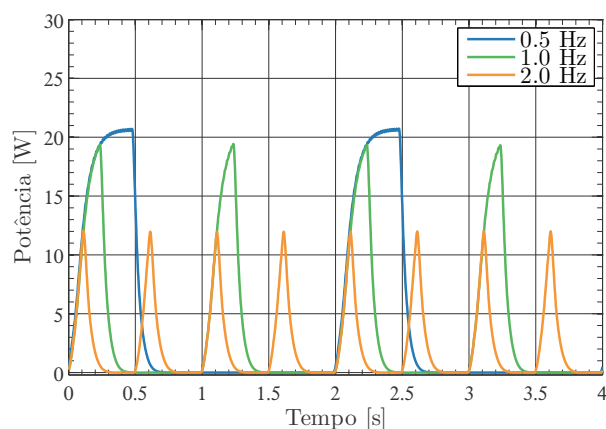
Figura 35 – Potência RMS total do sistema em função da frequência para diferentes vazões.



Fonte: Elaboração própria (2018).

Foi necessário também observar que no caso mais extremo, dada a taxa de chaveamento mais elevada, a válvula em questão poderia não estar respondendo corretamente, ou seja, atingindo sua abertura máxima em tempo hábil, o que diverge dos dados apresentados pela folha de dados do fabricante. Não obstante, tais afirmações precisariam ser pautadas em um levantamento de dados dedicado à válvula e não ao sistema como fora o escopo deste trabalho.

Figura 36 – Potência instantânea em uma das bobinas em função do tempo



Fonte: Elaboração própria (2018).

Analisando-se a potência consumida e uma possível influência da vazão imposta pelo bombeamento foi percebido que a potência se mantém independentemente da vazão imposta para os casos abordados (Figura 35). Os valores para ambas as bobinas A e B das duas válvulas utilizadas foram próximos para todas as vazões, desta forma optou-se por não utilizá-los no gráfico demonstrativo construído.

Considerando esses valores de potência para a frequência de 1 Hz, estima-se que este valor seja de 27,84 W no total. Trabalhos como o Capovilla et al. (2016) e Cardoso (2018) foram referências para a avaliação dos resultados obtidos, embora os dados apresentados por este trabalho não representem uma melhoria significativa do desempenho, mostrou-se que existe um maior número de alternativas para lidar com os desafios de gerenciar o escoamento de fluidos secundários em refrigeradores magnéticos. Durante o processo de pesquisa de componentes detectou-se a inexistência de válvulas com princípio de operação similar às utilizadas neste trabalho com características de baixo consumo energético, portanto constatou-se que a utilização do circuito por Cardoso (2018) em conjunto com as válvulas propostas em seu trabalho são a melhor alternativa para construção de um sistema hidráulico mais eficiente, consumindo uma potência aproximada de 12 W.

5 CONCLUSÃO

O objetivo do presente trabalho se deu na adaptação dos sistemas hidráulico e de acionamento de um protótipo de refrigeração magnética e comprovar seu funcionamento, visando aprimorar o aparato. Para tanto utilizou-se de simulações computacionais para planejar as modificações, equipou-se o aparato com um conjunto de eletroválvulas hidráulicas direcionais, implementaram-se lógicas de controle de acionamento para a referida válvula e por fim analisaram-se os dados de teste obtidos.

No que refere-se às modificações realizadas, os sistemas foram implantados com sucesso, viabilizando a produção de resultados experimentais. Constatou-se através das simulações e experimentos que é possível produzir padrões de escoamento para ciclos regenerativos magnético ativos por meio da utilização de válvulas solenoides direcionais do tipo 4/3, reduzindo drasticamente o número de válvulas necessárias para realizar o acionamento do sistema em questão (uma válvula a cada quatro regeneradores para a configuração estudada neste trabalho). Durante o processo foram encontradas discrepâncias de comportamento entre simulação e experimento, conquanto tais diferenças fossem esperadas, ao passo que fatores externos não foram considerados no processo computacional.

Ademais, os resultados de vazão evidenciaram a existência de defeitos no conjunto de regeneradores utilizados, especificamente nas montagem das válvulas de retenção dos distribuidores, gerando discordância entre valores de entrada e saída de vazão, no entanto estes distúrbios não comprometeram a comprovação do conceito proposto, pois eles não são resultantes da aplicação do conjunto de válvulas propostos, mas sim de componentes do circuito já existentes.

No tocante da potência consumida pelo sistema hidráulico foram encontrados resultados que apontam para uma melhora em relação ao sistema de válvulas rotativas previamente utilizado, totalizando um consumo de 34,64, 27,84 e 16,62 W para as respectivas frequências de 0,5, 1, e 2 Hz de acionamento. O comportamento apresentado é inverso ao observado pelo sistema anterior onde a potência crescia com a frequência de operação. Estes resultados podem ser ainda melhorados pela aplicação de circuito

de *peak&hold* ao acionamento dos solenoides, ou ainda pela utilização de válvulas de melhor qualidade e menor consumo.

Em concernimento da influência térmica do sistema de gerenciamento hidráulico sob o aparato, não se pode quantificar o mesmo, uma vez que não houve um controle da temperatura de entrada do fluido secundário, para tal seria necessária a instalação de um banho térmico junto ao trocador de calor do lado quente do protótipo para, dessa forma, isolar a parcela de interferência gerada por outros elementos como a bomba e o tanque.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Durante a execução deste projeto encontraram-se diversos obstáculos e oportunidades de pesquisa, em via de tal sugerem-se para futuras iterações as seguintes modificações e melhorias:

- a) Realizar novos testes em uma versão retificada do regenerador utilizado, afim de sanar as diferenças de vazão encontradas nos experimentos, assim como realizar testes com diferentes conjuntos regeneradores, para desta forma estender o espectro de aplicação do conceito de sistema hidráulico;
- b) Aplicação de circuito de acionamento tipo *peak&hold* às válvulas utilizadas neste projeto;
- c) Buscar ou fabricar novas válvulas com melhores características, de forma a promover melhores resultados.

REFERÊNCIAS

- ALTHOUSE, A. D. Book. *Modern refrigeration and air conditioning / by Andrew D. Althouse and Carl H. Turnquist*. [S.l.]: Goodheart-Willcox Chicago, 1956. 756 p. : p. 21
- APREA, C. et al. Initial experimental results from a rotary permanent magnet magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 43, p. 111 – 122, 2014. ISSN 0140-7007. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700714000656>. 31, 32
- BAHL, C. R. H.; NIELSEN, K. K. The effect of demagnetization on the magnetocaloric properties of gadolinium. *Journal of Applied Physics*, v. 105, n. 1, p. 013916, 2009. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.3056220>. 26
- BARCLAY, J. A. The theory of an active magnetic regenerative refrigerator. v. 83, 12 1983. 22, 28
- BJØRK, R.; ENGELBRECHT, K. The influence of the magnetic field on the performance of an active magnetic regenerator (amr). *International Journal of Refrigeration*, v. 34, n. 1, p. 192 – 203, 2011. ISSN 0140-7007. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700710001507>. 31
- BORBOLLA, I. M. Assessment of Magnetic Cooling for Domestic Applications. n. June, 2012. 27
- BRAGA, N. *Relés: Circuitos e aplicações*. Editora NCB, 2012. ISBN 9788565051255. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=DXAEDgAAQBAJ>. 40
- BROWN, G. V. Magnetic heat pumping near room temperature. v. 47, 09 1976. 28
- CAPOVILLA, M. S. et al. Performance evaluation of a magnetic refrigeration system. *Science and Technology for the Built Environment*, Taylor Francis, v. 22, n. 5, p. 534–543, 2016. Disponível em: <https://doi.org/10.1080/23744731.2016.1181510>. 22, 23, 32, 42, 67
- CARDOSO, P. O. *UM SISTEMA À BASE DE ELETROVÁLVULAS PARA O GERENCIAMENTO HIDRÁULICO DE REGENERADORES MAGNÉTICO-ATIVOS*. 145 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2018. 36, 42, 46, 67
- CARDOSO, P. O. et al. Modeling of a Novel Digital Hydraulic System for a Magnetic Refrigerator. n. September, p. 11–14, 2016. ISSN 01511637. 22, 36, 42
- EBEL, T. R. V. et al. Simulation of a hydraulic circuit for a magnetic refrigerator. *International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature, Thermag VII, At Torino, Italy*, 09 2016. 36
- ENGELBRECHT, K. et al. Performance analysis of a rotary active magnetic refrigerator. *Applied Energy*, Elsevier Ltd, v. 111, p. 669–680, 2012. ISSN 03062619. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.05.039>. 21, 30

ERGUN, S. Fluid flow through packed columns. *Chemical Engineering Progress*, v. 48, n. 2, p. 89–94, 1952. Disponível em: <http://ci.nii.ac.jp/naid/10003393451/>. 54

ERIKSEN, D. et al. Design and experimental tests of a rotary active magnetic regenerator prototype. *International Journal of Refrigeration*, v. 58, p. 14 – 21, 2015. ISSN 0140-7007. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700715001334>. 13, 30, 33, 34

FLOYD, T. L.; BUCHLA, D. *Electronics Fundamentals: Circuits, Devices & Applications*. 8th. ed. Upper Saddle River, NJ, USA: Prentice Hall Press, 2009. ISBN 0135072956, 9780135072950. 41, 42

FORTKAMP, F. *Doutorado em desenvolvimento*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2018. 31, 32

GOSNEY, W. B. Book; Book/Illustrated. *Principles of refrigeration*. [S.l.]: Cambridge [Cambridgeshire] ; New York : Cambridge University Press, 1982. Includes index. ISBN 0521236711. 21

GSCHNEIDNERJR, K. A.; PECHARSKY, V. K.; TSOKOL, A. O. Recent developments in magnetocaloric materials. *Reports on Progress in Physics*, v. 68, n. 6, p. 1479, 2005. Disponível em: <http://stacks.iop.org/0034-4885/68/i=6/a=R04>. 26

HOFFMANN, G. et al. Actuation and Control of Electric Valves for a Magnetic Refrigerator. *Proceedings of the 24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*, n. 2015, 2017. 22, 42, 48, 49

KITANOVSKI, A. et al. New thermodynamic cycles for magnetic refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, v. 37, n. 1, p. 28–35, 2014. ISSN 01407007. 28

LOZANO, J. C. *Designing a Rotary Magnetic Refrigerator*. 253 p. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. Disponível em: <http://www.capes.gov.br/images/stories/download/pct/2016/Teses-Premiadas/Engenharias-Jaime-Cadena.PDF>. 13, 21, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 43, 44, 46, 47

MEDEIROS, L. de; OLIVEIRA, N. de; TROPER, A. Giant magnetocaloric and barocaloric effects in $\text{Mn}(\text{As}_{1-x}\text{Sb}_x)$. *Journal of Alloys and Compounds*, v. 501, n. 2, p. 177 – 182, 2010. ISSN 0925-8388. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S092583881000770X>. 26

NAKASHIMA, A. T. D. *AVALIAÇÃO TEÓRICA E EXPERIMENTAL DA INFLUÊNCIA DO PERFIL TEMPORAL DO ESCOAMENTO SOBRE A PERFORMANCE DE UM REGENERADOR MAGNÉTICO-ACTIVO*. 263 p. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2017. 13, 31, 32, 33

Neves Bez, H. et al. *Magnetocaloric materials and first order phase transitions*. Tese (Doutorado), 2016. 26

OKAMURA, T. et al. Performance of a room-temperature rotary magnetic refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 8, p. 1327–1331, 2006. ISSN 01407007. 21, 31, 32

OKAMURA, T. et al. Improvement of 100w class room temperature magnetic refrigerator. p. 11–13, 01 2007. 30

OMEGA Engineering Inc. *What is a solenoid valve?* OMEGA Engineering, 2003. Disponível em: <https://www.omega.co.uk/prodinfo/solenoid-valve.html>. 37

PECHARSKY, A. O.; GSCHNEIDNER, K. A.; PECHARSKY, V. K. The giant magnetocaloric effect of optimally prepared $\text{Gd}_5\text{Si}_2\text{Ge}_2$. *Journal of Applied Physics*, v. 93, n. 8, p. 4722–4728, 2003. Disponível em: <https://doi.org/10.1063/1.1558210>. 26

PECHARSKY, V. et al. Thermodynamics of the magnetocaloric effect. v. 64, 09 2001. 25

ROWE, a. Performance Metrics for Active Magnetic Refrigerators. *Design*, p. 1–11, 2009. 28

ROWE, A. et al. Near room temperature magnetic refrigeration. 07 2005. 22

RUSSEK, S. et al. The performance of rotary magnetic refrigerators with layered beds of LaFeSiH . v. 21, p. 21–27, 01 2013. 30

SCHIMPF, P. H. A Detailed Explanation of Solenoid Force. *Int. J. on Recent Trends in Engineering and Technology*, v. 9, n. 1, p. 8, 2013. Disponível em: <http://searchdl.org/public/journals/2013/IJRTET/8/2/25.pdf>. 38

SMITH, A. Who discovered the magnetocaloric effect? Warburg, Weiss, and the connection between magnetism and heat. *European Physical Journal H*, v. 38, n. 4, p. 507–517, 2013. ISSN 21026459. 21, 25

SMITH, A. et al. Materials challenges for high performance magnetocaloric refrigeration devices. v. 2, 11 2012. 25, 26

TEYBER, R. et al. Experimental performance investigation of an active magnetic regenerator subject to different fluid flow waveforms. *International Journal of Refrigeration*, v. 74, p. 38 – 46, 2016. ISSN 0140-7007. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0140700716303267>. 13, 34, 35

TISHIN, A. M.; SPICHKIN, Y. I. The magnetocaloric effect and its applications. *Materials Today*, v. 6, n. 11, p. 51, 2003. ISSN 1369-7021. Disponível em: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1369702103011349>. 25, 26

TREVIZOLI, P. *ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AVALIAÇÃO DE MATERIAIS COM EFEITO MAGNETOCALÓRICO PARA APLICAÇÕES EM REFRIGERAÇÃO*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2010. 26

TREVIZOLI, P. *Development of thermal regenerators for magnetic cooling applications*. Tese (Doutorado) — Universidade Federal de Santa Catarina, 2015. 28, 34, 35

TURA, A.; ROWE, A. Permanent magnet magnetic refrigerator design and experimental characterization. *International Journal of Refrigeration*, Elsevier Ltd and IIR, v. 34, n. 3, p. 628–639, 2011. ISSN 01407007. Disponível em: <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.12.009>. 21, 30, 34

Van Wylen, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. *Fundamentals of Classical Thermodynamics*. Wiley, 1994. (Fundamentals of Classical Thermodynamics, v. 1). Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=leleAQAAIAAJ>. 29

WU, Z. H. et al. Thermodynamic Comparison of Two Types of Stirling Refrigerators. v. 1, 2007. 28

ZIMM, C. et al. Design and performance of a permanent-magnet rotary refrigerator. *International Journal of Refrigeration*, v. 29, n. 8, p. 1302–1306, 2006. ISSN 01407007. 21, 31, 32