

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE A REDAÇÃO FINAL DA
TESE DE André R.
Quinteros Panesi E APROVADA
PELA COMISSÃO JUL 10 2005

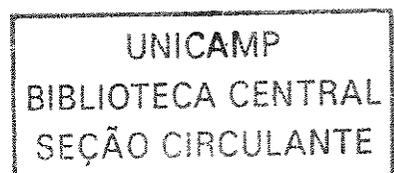
.....
ORIENTADOR

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**Estudo Experimental de uma Bomba de Solução Rica em Refrigerador
por Absorção Operando pela Diferença de Pressão do Refrigerador.**

Autor: **André Ricardo Quinteros Panesi**

Orientador: **José Ricardo Figueiredo**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**Estudo Experimental de uma Bomba de Solução Rica em Refrigerador
por Absorção Operando pela Diferença de Pressão do Refrigerador.**

Autor: **André Ricardo Quinteros Panesi**

Orientador: **José Ricardo Figueiredo**



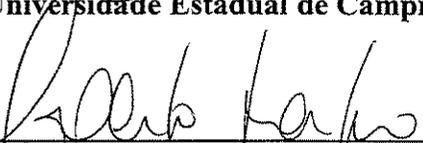
Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo, Presidente

Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. José Tomaz Vieira Pereira

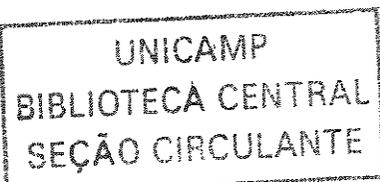
Universidade Estadual de Campinas



Prof. Dr. Gilberto Martins

Universidade Metodista de Piracicaba

Campinas, 28 de Fevereiro de 2005



UNIDADE Bc
Nº CHAMADA +UNICAMP
12.452
V _____ EX _____
TOMBO BC: 64838
PROC: 16-P.00086-05
C _____ B _____
PREÇO 11.00
DATA 21/04/05
Nº CPD _____
BIB ID - 358321

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

Q45e Quinteros Panesi, André Ricardo
Estudo experimental de uma bomba de solução rica em refrigerador por absorção operando pela diferença de pressão do refrigerador / André Ricardo Quinteros Panesi. -- Campinas, SP: [s.n.], 2005.

Orientador: José Ricardo Figueiredo
Dissertação (Mestrado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Bombas hidráulicas. 2. Turbinas hidráulicas. 3. Refrigeração. 4. Diafragma (Mecânica). I. Figueiredo José Ricardo. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Titulo em Inglês: Experimental study of one Pump of Rich Solution in Refrigerator for Absorption Operating for the Difference of Pressure of the Refrigerator

Palavras-chave em Inglês: Hydraulic pump, Hydraulic turbines, refrigeration e Diaphragms (mechanical devices)

Área de concentração: Térmicas e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora: José Tomaz Vieira Pereira e Gilberto Martins

Data da defesa: 28/02/2005

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA**

**Estudo Experimental de uma Bomba de Solução Rica em Refrigerador
por Absorção Operando pela Diferença de Pressão do Refrigerador.**

Autor: **André Ricardo Quinteros Panesi**

Orientador: **José Ricardo Figueiredo**

Curso: Engenharia Mecânica

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Engenharia Mecânica, como requisito para a obtenção do título de Mestre em Ciências da Engenharia Mecânica.

Campinas, 2005

S.P – Brasil

CC-BY-NC-SA

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo pela atenção demonstrada durante o desenvolver do trabalho.

Aos funcionários do CEPETRO pela prestação de seus serviços com agilidade e responsabilidade.

A empresa CBV COML. BRASILEIRA DE VEDAÇÕES, a Edgar Specht da empresa NETZSCH do BRASIL Ind. E Com. Ltda , a Celso Mazzetto da empresa NOVUS Produtos Eletrônicos Ltda e a Laerte da empresa NORLESS Automação Industrial . Que foram todos prestativos na fase de obtenção de todos os produtos necessários para que esse projeto fosse possível de ser realizado, dando totais esclarecimentos e apoios nas diversas etapas do projeto.

Ao professor e colega de trabalho Francisco Ferreira que prestou auxílio durante a construção do projeto.

Ao CEFETSP por ceder o espaço necessário para a realização dos testes, bem como alguns equipamentos cedidos essenciais no desenvolver desse trabalho.

Dedicatória

Esse trabalho é dedicado a minha esposa Christina G. de Souza e aos meus filhos Lauro G. Quinteros e Gabriel G. Quinteros.

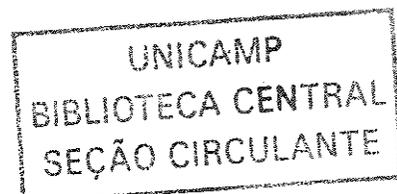
“ O homem tem ciência das coisas da terra, mas a sabedoria é Dom de Deus.”

Resumo

QUINTEROS PANESI, André Ricardo. Estudo Experimental de uma Bomba de Solução Rica em Refrigerador por Absorção Operando pela Diferença de Pressão do Refrigerador, Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas, 2005, 81p.

Foi projetada e construída uma bomba de diafragma para um sistema de refrigeração por absorção de água-amônia que opera empregando vapor expandido entre os mesmos níveis de pressão de bombeamento. Através de uma bancada experimental, verificaram-se as condições de funcionamento da bomba que simula um sistema de absorção nas fases de sucção e recalque da solução água-amônia do absorvedor para o gerador através de um nível de baixa pressão para um nível de alta pressão. No teste utilizou-se um recipiente contendo água sujeito a baixa pressão no reservatório representando o absorvedor, um cilindro hermético a alta pressão com entradas e saídas necessárias para a tomada de ar e água representando o gerador, um compressor de ar para pressurização do sistema e dispositivos de controle e comando para a automação do sistema. Foi demonstrada a viabilidade de operação do equipamento como também as limitações encontradas do protótipo.

Palavras-chave: Bomba Hidráulica, Turbina Hidráulica, Refrigeração por Absorção, Bomba a diafragma.



Abstract

Was projected and constructed one diaphragm pump for one system of refrigeration for water-ammonia absorption that operates using expanded vapor it enters the same levels of pump action pressure. Through an experimental group of benches, the conditions of functioning of the pump had been verified that simulates a system of absorption in the suction phases and stresses of the solution water-ammonia of the absorber for the generator through an level of low pressure for an high-pressure level. In the test one container was used contains water subject to lowers pressure in the reservoir representing the absorber, an air-tight cylinder the high pressure with entrances and necessary exits for the water and air scoop representing the generator, an air compressor for pressurization of the system and devices of control and command for the a automation of the system. The viability of operation of the equipment was demonstrated as also the joined limitations of the archetype.

Word-key: Hydraulic Pump, Hydraulic Turbine, Refrigeration for Absorption, Pump of Diaphragm.

Índice

Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	vi
Nomenclatura	vii
1. Introdução	1
2. Revisão da Literatura	5
2.1 Sistemas de Bombeamento	5
3. Análise Teórica	9
3.1 Introdução	9
3.2 Bombas Volumétricas ou Estáticas	10
3.2.1 Bombas Alternativas	10
3.2.2 Bombas Rotativas	12
3.3 Bombas Dinâmicas ou de Fluxo	15
3.4 Seleção do Tipo e Tamanho da Bomba	16
3.5 Equipamento de Refrigeração por Absorção Água-Amônia	17
3.6 A Bomba de Solução Água-Amônia	18
3.7 Bomba de Diafragma	19
3.7.1 Modos de Operação	20
3.7.2 Diafragma Operado Pneumaticamente	20
3.7.3 Materiais do Diafragma	20
3.7.4 Bomba de Duplo Diafragma	22

4. Fase do Projeto	23
4.1 Introdução	23
4.2 Esquema de Alimentação	27
4.3 Balanço de Forças	28
4.3.1 Admissão da Água	31
4.3.2 Expulsão da Água	33
4.4 Eficiência do Dispositivo	33
5. Análise Experimental	37
5.1 Introdução	37
5.2 Montagem Experimental	37
5.3 Compressor	40
5.4 Instrumentação	41
5.4.1 Manômetro	41
5.4.2 Válvula de Retenção	41
5.4.3 Válvula Solenóide	42
5.4.3.1 Princípios de Funcionamento de Válvula Solenóide	42
5.4.3.2 Modos de Acionamento de Uma Válvula Solenóide	44
5.4.3.3 Tipos de Válvulas Solenóide	45
5.4.3.4 Tipos de Vedações	45
5.5 Relé Eletromagnético	46
5.6 Temporizador	48
5.7 Esquemas Elétrico, Pneumático e Hidráulico	49
5.8 Vazão de Ar	50
6. Resultados e Discussão	52
6.2 Resultados de Vazão do Líquido	52
6.2.1 Incerteza da Vazão	53
6.3 1º Fase	53
6.3.1 Incerteza Relativa da vazão Para as Respectivas Temporizações	55
6.4 2º Fase	57

6.5 3° Fase	59
6.6 Classificação do Regime de Escoamento	61
6.7 Cálculo do Trabalho Realizado Sobre o Líquido em Cada Fase	63
6.8 Cálculo do Trabalho Realizável Pelo Gás	64
6.9 Cálculo da Eficiência do Dispositivo	65
7. Conclusões e Sugestões Para Próximos Trabalhos	66
Referências Bibliográficas	68
Apêndice A – Análise do Dispositivo e Cálculos Envolvidos	72
Apêndice B – Hipótese de Calores Específicos Constantes na Expansão do Ar	80

Lista de Figuras

1.1 – Ciclo por compressão de vapor e absorção	2
1.2 – Ciclo água-amônia com dois recuperadores de calor	3
1.3 - Ciclo de Kalina simplificado	4
2.1 – Instalação típica de uma turbobomba	7
2.2 - Bomba centrífuga funcionando com bomba e como turbina	7
2.3 – Bomba elétrica de diafragma	8
3.1 – Classificação das bombas volumétricas ou estáticas	11
3.2 – Bomba de diafragma	11
3.3 – Bomba de pistão	12
3.4 – Bomba de palhetas	13
3.5 – Bomba de engrenagens	13
3.6 – Bomba de fusos	14
3.7 – Bomba de lóbulos	14
3.8 – Bomba centrífuga	16
3.9 – Bomba de duplo diafragma	19
3.10 – Bomba de duplo diafragma	22
4.1 – Idealização do projeto	24
4.2 – A bomba com suas principais medidas	25
4.3 – Esquema da câmara e êmbolo	26
4.4 – Modo de alimentação da bomba	27
4.5 – Balanço de forças	28
4.6 – Forças atuantes	30
4.7 – Análise do fenômeno de sucção e recalque da água	32

5.1 – Montagem experimental	38
5.2 – Bancada experimental	39
5.3 – Conexão utilizada nas tubulações	39
5.4 – A bomba com as respectivas conexões	40
5.5 – Compressor utilizado	41
5.6 – Esquema de uma válvula de retenção	42
5.7 – Válvula solenóide	43
5.8 – Válvula solenóide utilizada no experimento	46
5.9 – Relé reversível e suas ligações	47
5.10 – Esquema de funcionamento de um relé	47
5.11 - Temporizador	48
5.12 – Esquema elétrico	49
5.13 – Circuito pneumático e hidráulico	50
5.14 – Montagem para a determinação da vazão de ar	51
6.1 – Vazão por ciclo x tempo	56
6.2 - ΔP x vazão 1º fase	57
6.3 - ΔP x vazão 2º fase	59
6.4 - ΔP x vazão 3º fase	61
7.1 Sistema alternativo para o modelo atual	67
A1 – Paredes da câmara do êmbolo	75
A2 – Reservatórios pressurizados	77
A3 – Tronco de cone	78
A4 – Geometria da câmara C	79

Lista de Tabelas

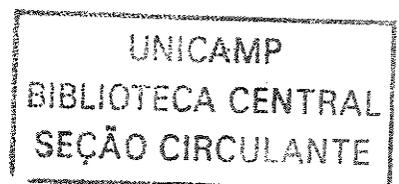
3.1 – Características de bombas de deslocamento positivo	17
3.2 – Dados obtidos do chiller	18
3.3 – Dados referentes à bomba de solução água-amônia	18
3.4 – Polímeros e suas aplicações	21
4.1 – Componentes da bomba	26
5.1 – Componentes da válvula solenóide	43
5.2 – Especificações técnicas do temporizador	48
6.1 – Valores de vazão do líquido 1º fase	54
6.2 – Médias das vazões e desvios médios 1º fase	54
6.3 – Principais medidas encontradas 1º fase	54
6.4 – Incertezas relativas gerais 1º fase	55
6.5 – Vazão total do líquido x vazão por ciclo 1º fase	56
6.6 – Valores de vazão do líquido 2º fase	57
6.7 – Médias das vazões e desvios médios 2º fase	58
6.8 – Principais medidas encontradas 2º fase	58
6.9 – Incertezas relativas gerais 2º fase	58
6.10 – Vazão total do líquido x vazão por ciclo 2º fase	59
6.11 – Valores de vazão do líquido 3º fase	59
6.12 – Médias das vazões e desvios médios 3º fase	60
6.13 – Principais medidas encontradas 3º fase	60
6.14 – Incertezas gerais 3º fase	60
6.15 – Vazão total do líquido x vazão por ciclo 3º fase	61
6.16 – Tipos de escoamento para 1º fase	62
6.17 – Tipos de escoamento para 2º fase	62

6.18 – Tipos de escoamento para 3° fase	63
6.19 – Vazões de ar referente a temporização de 0,5s	63

Nomenclatura

a) Letras minúsculas

a_{mx}	Aceleração média na direção x [m/s^2]
m	Massa [Kg]
h_e	Entalpia na entrada [KJ/Kg]
h_s	Entalpia na saída [KJ/Kg]
u_e	Energia interna na entrada [KJ/Kg]
u_s	Energia interna na saída [KJ/Kg]
v_{ge}	Volume específico do gás na entrada [m^3/Kg]
v_s	Volume específico do gás na saída [m^3/Kg]
c_{pg}	Calor específico do gás [KJ/KgK]
u_R	Incerteza relativa
t	Tempo [s]
u	Menor divisão da escala
s_1	Entropia específica na entrada [KJ/KgK]
s_2	Entropia específica na saída [KJ/KgK]
s°	Entropia específica [KJ/KgK]
p_r	Pressão relativa
dA_A	Elemento de área infinitesimal referente a câmara A
dF_{Ax}	Componente infinitesimal da força na direção x referente a câmara A
dF_{AR}	Componente infinitesimal da força na direção radial referente a câmara A
e	Espessura de parede [mm]
η	Eficiência [%]
σ	Tensão admissível [Kgf/cm ²]
σ_R	Tensão de ruptura [Kgf/cm ²]



ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
v	Volume específico [m ³ /Kg]
c_p	Calor específico a pressão constante [KJ/KgK]
c_v	Calor específico a volume constante [KJ/KgK]
dE_{vc} / dt	Taxa de energia do volume de controle [KW]

b) Letras Maiúsculas

F_{cil}	Força de reação do corpo do cilindro [N]
F_{cor}	Força de reação do corpo da bomba [N]
P_a	Pressão alta [Pa]
P_b	Pressão baixa [Pa]
P_i	Pressão interna [Kgf/cm ²]
P_{max}	Pressão máxima [Kgf/cm ²]
P_s	Pressão de saída [Pa]
P_e	Pressão de entrada [Pa]
P_v	Pressão de vapor [Kgf/cm ²]
V_f	Volume final
V_i	Volume inicial
V	Volume [litros]
V_B	Volume da câmara B[m ³]
V_C	Volume da câmara C[m ³]
V_A	Volume da câmara A[m ³]
V_{liq}	Volume de líquido[m ³]
V_a	Válvula de agulha
T	Temperatura [K]
Re	Número de Reynolds
U	Velocidade média [m/s]
D	Diâmetro hidráulico [m]
D_p	Diâmetro do parafuso [mm]

D_i	Diâmetro interno [cm]
$F_{m\acute{a}x}$	Força máxima [Kgf]
R_1	Válvula de retenção 1
R_2	Válvula de retenção 2
A_P	Área do parafuso [cm ²]
A_D	Área do diafragma [cm ²]
A_{emb}	Área do êmbolo [cm ²]
F_P	Carga do parafuso [Kgf]
Q	Vazão volumétrica [l/min.]
S_1	Válvula solenóide 1
S_2	Válvula solenóide 2
S_3	Válvula solenóide 3
S_4	Válvula solenóide 4
R	Constante universal dos gases [KJ/KgK]
Δm	Fluxo de massa [Kg/s]
W_g	Trabalho do gás [J]
W_{ul}	Trabalho útil do líquido [J]
W_s	Trabalho específico ideal [KJ/Kg]
F_R	Força de recalque [Kgf]
F_s	Força de sucção [Kgf]
V_l	Vazão volumétrica do líquido [m ³ /s]
V_{ar}	Vazão volumétrica do ar [m ³ /s]
T_{ge}	Temperatura do gás na entrada [K]
T_{gs}	Temperatura do gás na saída [K]
F_B	Força resultante na câmara B [N]
F_C	Força resultante na câmara C [N]
F_A	Força resultante na câmara A [N]
P	Força peso [N]
P	Pressão na câmara A [Pa]
ΣF_x	Somatório das forças na direção x
T_e	Temperatura na entrada [K]

T_s Temperatura na saída [K]

$V_{\text{tub.}}$ Volume da tubulação [m^3]

Subscrito

e Entrada

s Saída

cil Cilindro

cor Corpo

a Alta

b Baixa

i Interna

max Máxima

p Parafuso

D Diafragma

emb Êmbolo

R Recalque

ul Útil do líquido

V Vapor

g Gás

m Média

liq Líquido

vc Volume de controle

Capítulo 1

Introdução

A finalidade desse trabalho é introduzir uma bomba hidráulica acionada pelo próprio fluido do ciclo de refrigeração por absorção empregando vapor a alta pressão originado do gerador através de uma linha de alimentação desse até a bomba. Esse vapor será sempre reaproveitado devido a ser um ciclo termodinâmico fechado. Com isto, é eliminada ou minimizada a necessidade deste consumo de energia elétrica e, principalmente, fica eliminada uma possível fonte de vazamento de amônia do sistema para o ambiente. Deve-se notar que o sistema utiliza energia elétrica também em outros componentes, principalmente no movimento de ar ou água externo aos trocadores como evaporador, condensador e absorvedor. A figura 1.1 diferencia o ciclo de refrigeração por compressão de vapor e o ciclo de refrigeração por absorção. A finalidade nos dois ciclos é a mesma, que é a retirada de calor de um compartimento fechado. A diferença básica está em que, na refrigeração por compressão utiliza-se um compressor para a circulação do fluido refrigerante e na refrigeração por absorção utilizam-se para o mesmo fim, o absorvedor(A), o gerador(G), o retificador(R), o condensador de refluxo(CR) e a bomba(B) da mistura líquida, para a circulação do par refrigerante. Ao invés de se comprimir mecanicamente o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema de absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo a formar uma solução líquida. Essa solução líquida é em seguida, bombeada para uma pressão mais elevada no gerador, onde o vapor é liberado pela solução por fornecimento de calor. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o do vapor do refrigerante, uma quantidade bem menor de trabalho é requerida no bombeamento em comparação ao sistema de compressão de vapor. Desta forma, o consumo de energia elétrica dos sistemas de absorção é bem inferior ao dos sistemas de compressão de mesmo porte,

substituído por fornecimento de calor a temperaturas não necessariamente elevadas. A figura 1.1 ilustra essa principal diferença onde o ciclo por compressão está à direita e o ciclo por absorção à esquerda.

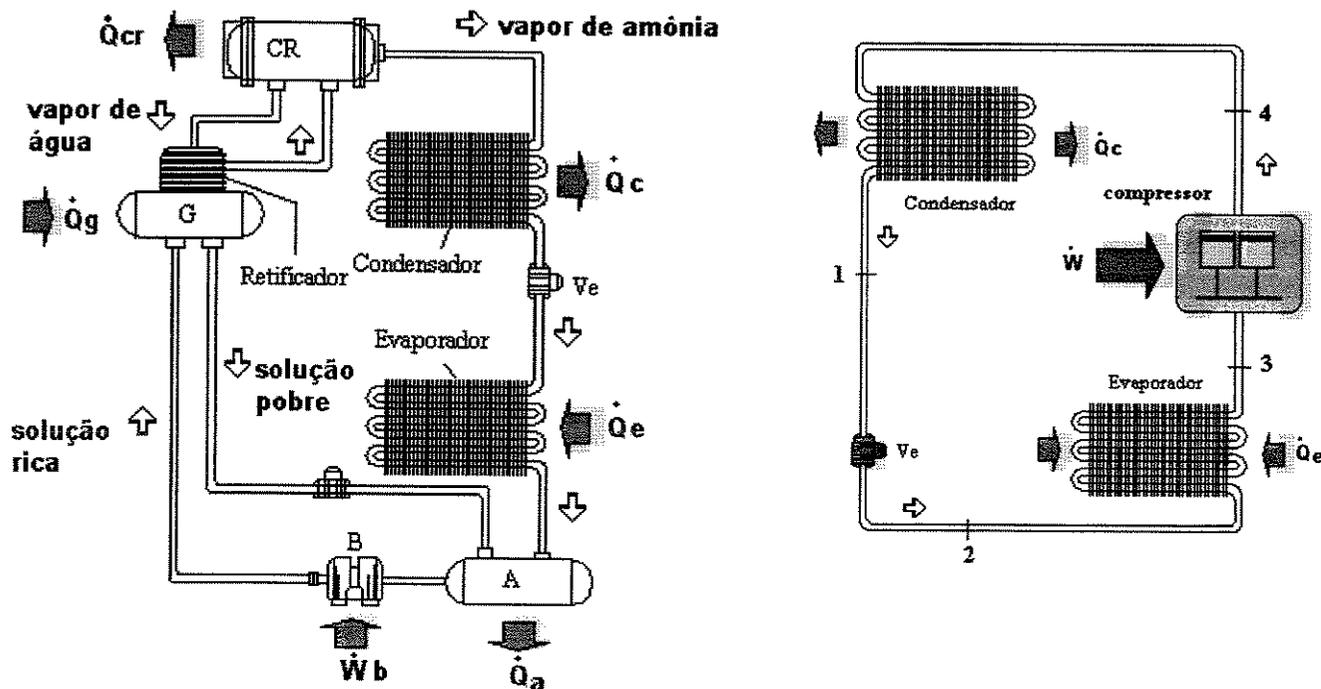


Figura 1.1 Ciclo por compressão de vapor e absorção

Um sistema de absorção utiliza vários pares de refrigerante absorvente, sendo os mais utilizados a amônia-água, água-brometo de lítio. Em sistemas de água-amônia, o fluido refrigerante é a amônia e o absorvente a água. O ciclo básico de absorção se inicia com o vapor de amônia a baixa pressão vindo do evaporador que vai para o absorvedor onde é absorvido por uma solução com baixa concentração de refrigerante denominada de solução pobre criando uma solução de alta concentração de refrigerante denominada de solução rica. A solução rica é bombeada para o gerador onde ocorre a separação entre a solução pobre e a solução rica em alta pressão. A solução pobre retorna ao absorvedor sendo a pressão diminuída através de uma válvula redutora de pressão. O vapor de amônia a alta pressão vai para o condensador onde se liquefaz cedendo calor para o ambiente, seguindo para o evaporador após ter sua pressão reduzida através

de uma válvula de expansão(Ve). No evaporador o fluido refrigerante troca calor com o meio indonovamente para o absorvedor.

Nos sistemas contendo água-amônia, a água absorvente possui grande afinidade com o vapor de amônia e os dois são conjuntamente solúveis. Como o absorvente é muito volátil o vapor de amônia que sai do gerador, carrega uma quantidade de vapor de água que acaba indo para o evaporador diminuindo assim o efeito refrigerante. Para evitar esse problema, o ciclo incorpora os componentes condensador de refluxo(CR) e o retificador(R).

Já na figura 1.2 o modelo ganha mais dois recuperadores de calor. Como a amônia líquida sai do condensador a uma temperatura elevada ela é agora introduzida no primeiro recuperador (T1) antes da válvula de expansão em contracorrente ao vapor de amônia em baixa temperatura proporcionando que o fluido refrigerante chegue mais frio ao evaporador. O segundo recuperador (T2) pré-aquece a solução rica que vai do condensador ao gerador, pré-resfriando a solução pobre que vai em sentido inverso.

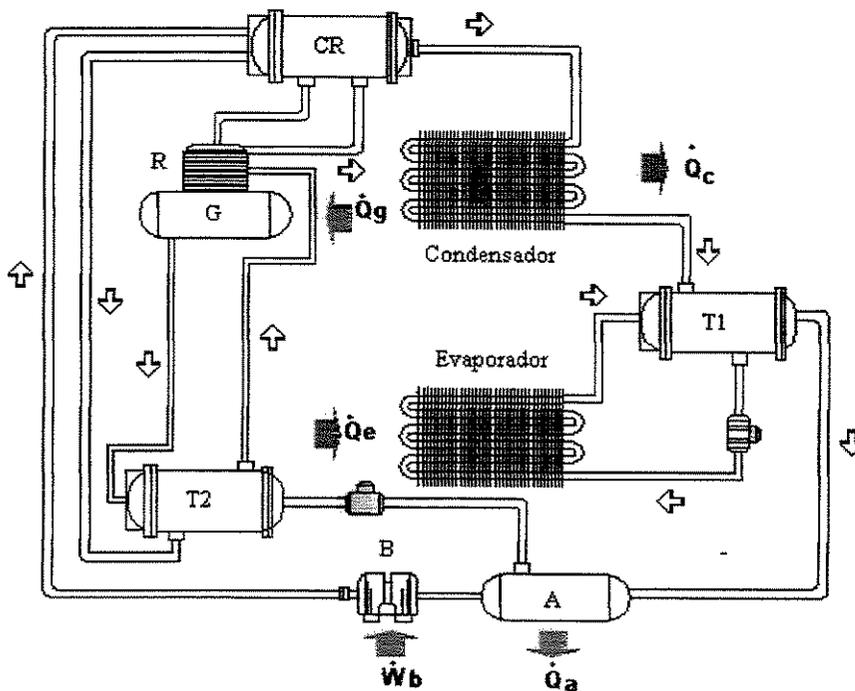


Figura 1.2 Ciclo água-amônia com dois recuperadores de calor

Os sistemas de água-amônia deram origem a um outro ciclo de potência alternativo, denominado ciclo de Kalina. Substituindo o condensador, a válvula de expansão e o evaporador, emprega-se uma turbina que recebe o vapor a alta pressão e o expande até a uma baixa pressão no absorvedor. O sistema desenvolvido por Ishida e Wall [14] é ilustrado na figura 1.3.

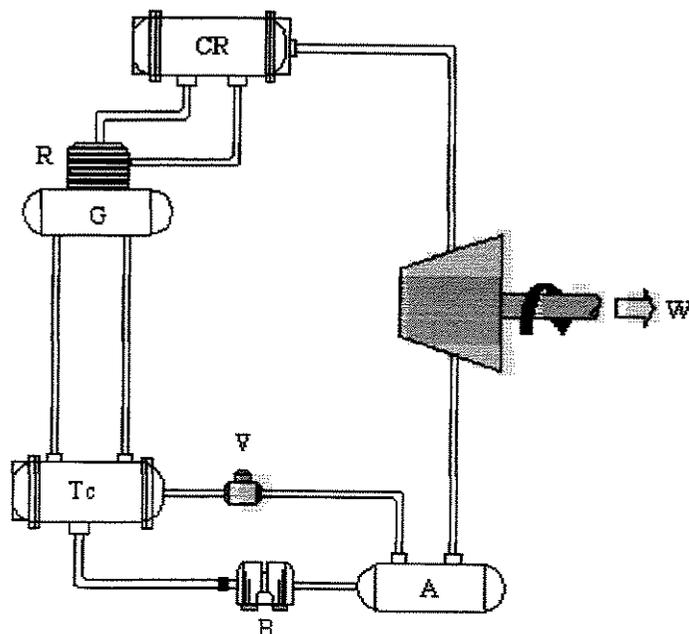


Figura 1.3 Ciclo de Kalina simplificado

Capítulo 2

Revisão da Literatura

2.1 Sistemas de Bombeamento

As máquinas hidráulicas favorecem a interação entre as energias mecânica e hidráulica dividindo-se em duas grandes categorias, de acordo com o sentido da troca de energia, ou seja, turbinas e bombas. As turbinas dependem da energia hidráulica normalmente fornecida através de quedas d'água, e a transformam em energia mecânica. Já as bombas transformam a energia mecânica que recebem em geral de motores em energia hidráulica. Para White [22] a bomba é a mais antiga máquina que se conhece de transferência de energia para um fluido. Pelo menos dois projetos datam de antes de Cristo: as rodas d'águas com conchas impulsionadas na parte inferior da roda, utilizadas na Ásia e na África (1000 a.C) e a bomba de parafuso de Arquimedes (250 a.C.), fabricada ainda hoje para manusear misturas sólido-líquidas. As turbinas de rodas com remos eram utilizadas pelos romanos em 70 a.C e moinhos de vento da Babilônia datam de 700 a.C. De acordo com Baptista e Lara [7] as primeiras turbinas surgiram na forma de rodas d'água, utilizando apenas a energia cinética dos cursos d'água. Posteriormente, passou-se também a utilizar a energia do peso d'água, dando início aos aproveitamentos das quedas d'água em 1827. Através de informações da CERPCH [18] existem dois tipos de turbinas hidráulicas: as de ação e as de reação. No primeiro caso, de ação, a energia hidráulica disponível é transformada em energia cinética para, depois de incidir nas pás do rotor, transformar-se em mecânica: tudo isto ocorre à pressão atmosférica.

Na turbina de reação, o rotor é completamente submerso na água, com o escoamento da água ocorre uma diminuição de pressão e de velocidade entre a entrada e a saída do rotor. Tradicionalmente o uso de turbinas hidráulicas tem-se concentrado no tipo Pelton, com um ou mais jatos, no caso das máquinas de ação; na Francis, Hélice e Kaplan, no caso do tipo de reação. A escolha do tipo adequado baseia-se nas condições de vazão, queda líquida, na altitude do local, na conformação da rotação da turbina com a do gerador e na altura de sucção, no caso de máquinas de reação. De acordo com Viana [21], as bombas do tipo turbobombas são as mais utilizadas atualmente. Dotadas de uma parte móvel conhecida como rotor, que se movimenta dentro de uma carcaça, pela ação do motor, produzem o movimento do líquido. Essa energia cinética é parcialmente convertida em pressão no interior da bomba, permitindo que o líquido alcance posições mais elevadas, ou mais distantes. Turbinas hidráulicas não convencionais têm sido desenvolvidas principalmente para uso em aproveitamentos de pequeno porte. No Brasil, essas turbinas têm sido pesquisadas e fabricadas para atender potências inferiores a 100 kW. Estas máquinas são simples, com os objetivos de ter um custo reduzido e um rendimento aceitável. Dentre os seus tipos, destacam-se as turbinas Michell-Banki e Turgo, e as Bombas Funcionando como Turbinas (BFTs) A idéia de utilizar bombas como turbinas para acionamento mecânico ou geração de energia elétrica não é recente. Seu uso é vantajoso por serem menos complexas, isto é, mais fáceis de instalar, manter e operar. O comportamento de bombas hidráulicas sob condições especiais de operação é bem conhecido desde a década de 30 segundo Stepanoff [20]. A figura 2.1 ilustra um uso típico de uma turbobomba que recebe energia através de um reservatório elevado, ou seja, através da energia potencial desse reservatório, obtém-se a energia cinética necessária para impulsionar a turbina.

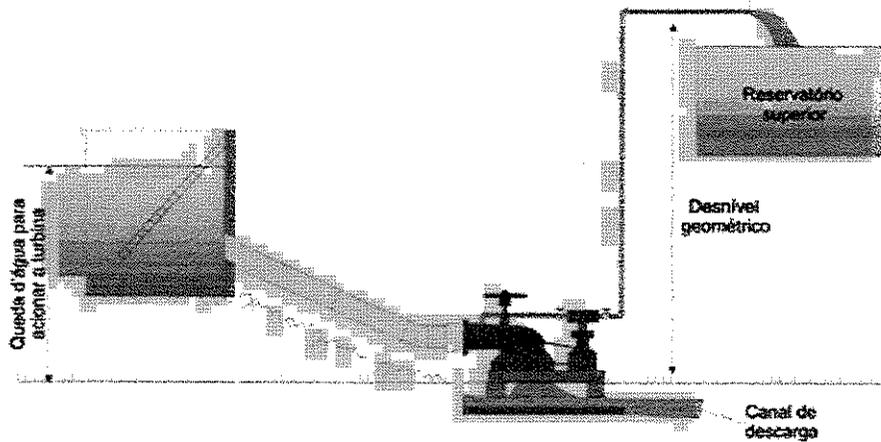


Figura 2.1 Instalação típica de uma turbobomba [2]

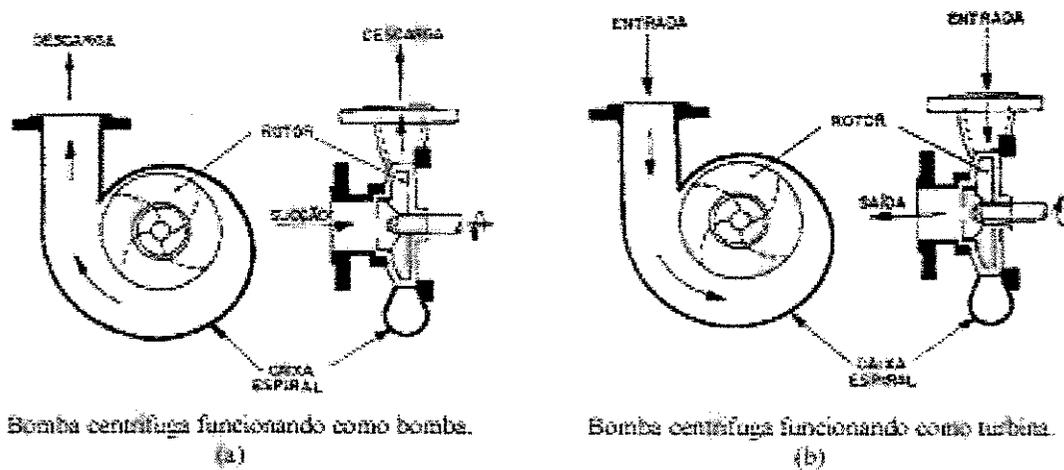


Figura 2.2 Bomba centrífuga funcionando com bomba e como turbina.[21]

Para que a bomba funcione como turbina, o sentido do fluxo de escoamento da água se inverterá e, conseqüentemente, haverá a inversão no sentido de rotação. Na figura 2.2 apresenta-se o funcionamento de uma bomba centrífuga como bomba e como turbina. No caso do funcionamento como bomba, mostrado na figura 2.2 (a) o líquido entra na sucção a baixa pressão, transforma energia de velocidade em pressão através do rotor, saindo pela descarga. No

funcionamento como turbina, mostrado na figura 2.2 (b) o líquido entra com energia de pressão, aciona o rotor em reverso e sai com baixa pressão. Simões [5] aponta o uso de uma bomba alternativa a pistão funcionando pela força do vento através de um gerador eólico. Puell Neto [6] destaca também o acionamento de bombas hidráulicas através de turbinas. Macintyre [2] recomenda em aplicações com bombas de diafragma simplex onde o fluxo do líquido é pulsativo, que seja instalado no início da linha de recalque um amortecedor de pulsações, normalmente quando a bomba é do tipo dosadora. Já as bombas de diafragma são muito utilizadas na indústria para líquidos diversos principalmente os corrosivos, nesse caso as bombas de duplo diafragma são as mais encontradas no mercado, tendo diversos fabricantes nacionais como também estrangeiros. Uma aplicação curiosa de uma bomba de um único diafragma é indicada por Bar e Chang [23] no bombeamento de líquidos por ultra-som através do princípio de materiais piezoelétricos fixados numa membrana elástica que de acordo com o pulso de onda essa membrana executa os movimentos de sucção e recalque do líquido. Um sistema de abertura e fechamento comandado por uma válvula controla a entrada e saída do fluido bombeado. Os equipamentos atuais de refrigeração por absorção utilizando sistema de água gelada utilizam como dispositivo de bombeamento uma bomba por um único diafragma acionada eletricamente através do conjunto biela e êmbolo, transmitindo parte da energia para um fluido em geral óleo proporcionando um movimento alternativo no diafragma como ilustra a figura 2.3. A empresa ROBUR [24] fabrica equipamentos de água gelada por absorção que utiliza a bomba de solução com os mesmos princípios de funcionamento indicado na figura 2.3

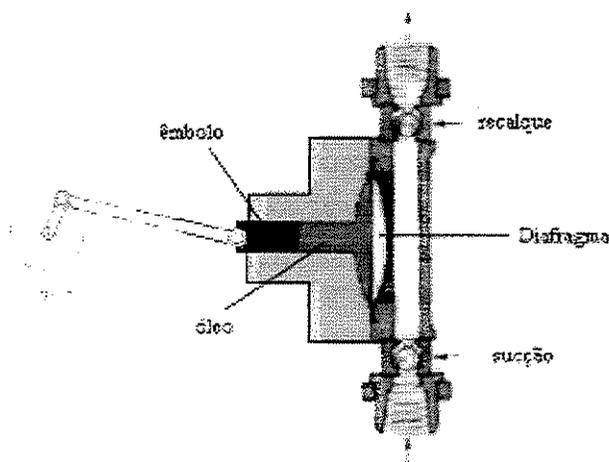


Figura 2.3 Bomba elétrica de diafragma

Capítulo 3

Análise Teórica

3.1 Introdução

Nesse capítulo serão apresentados os princípios de máquinas hidráulicas, classificação de bombas de acordo com as referências [1],[2],[3],[7],[9] e [11] e alguns dados referentes ao equipamento de refrigeração por absorção [19].

As bombas, assim como os ventiladores e compressores, podem ser vistas como máquinas de fluido geradoras, no sentido de que, nelas, energia é fornecida ao fluido, através do trabalho mecânico, em oposição às máquinas de fluido motoras, como as turbinas, que disponibilizam energia na forma de trabalho mecânico. No caso das bombas, normalmente, deseja-se que a maior parcela desta energia seja de pressão. O aumento de pressão do fluido pode ser feito através de uma grande variedade de bombas, cuja escolha depende de determinadas condições, como pressões desejadas, temperatura e viscosidade do fluido a ser bombeado, forma de acionamento etc. Contudo, só há duas categorias de bombas:

Bombas volumétricas ou de deslocamento positivo ou estáticas.

Bombas de escoamento ou dinâmicas ou de fluxo.

3.2 Bombas Volumétricas ou Estáticas

Esse tipo de bomba impulsiona a cada ciclo uma quantidade definida do fluido que é fixada pelas dimensões e pela geometria da máquina. Uma porção de fluido é presa numa câmara, e pela ação, por exemplo, de um pistão, esse fluido é impelido para fora. As bombas volumétricas podem ser alternativas, em que o escoamento é intermitente, ou rotativas, em que o escoamento é contínuo.

3.2.1 Bombas Alternativas

O líquido recebe a ação das forças diretamente de um pistão ou êmbolo ou de uma membrana flexível (diafragma). As bombas alternativas podem ser de simples efeito (quando uma face do êmbolo atua sobre o líquido) e de duplo efeito (quando as duas faces atuam). São ainda classificadas conforme o número de êmbolos, em simplex, duplex, triplex e multiplex. Podem ser acionadas pela ação do vapor ou por meio de motores elétricos ou por motores de combustão interna. A vazão é aproximadamente proporcional à velocidade de rotação e a pressão máxima é limitada somente pelas folgas necessárias entre os elementos móveis e o corpo da bomba e, ainda, pelas resistências dos materiais de constituintes da mesma. Atingem vazões de ordem de 400 l/s com diferenças de pressão de até 1000atm.

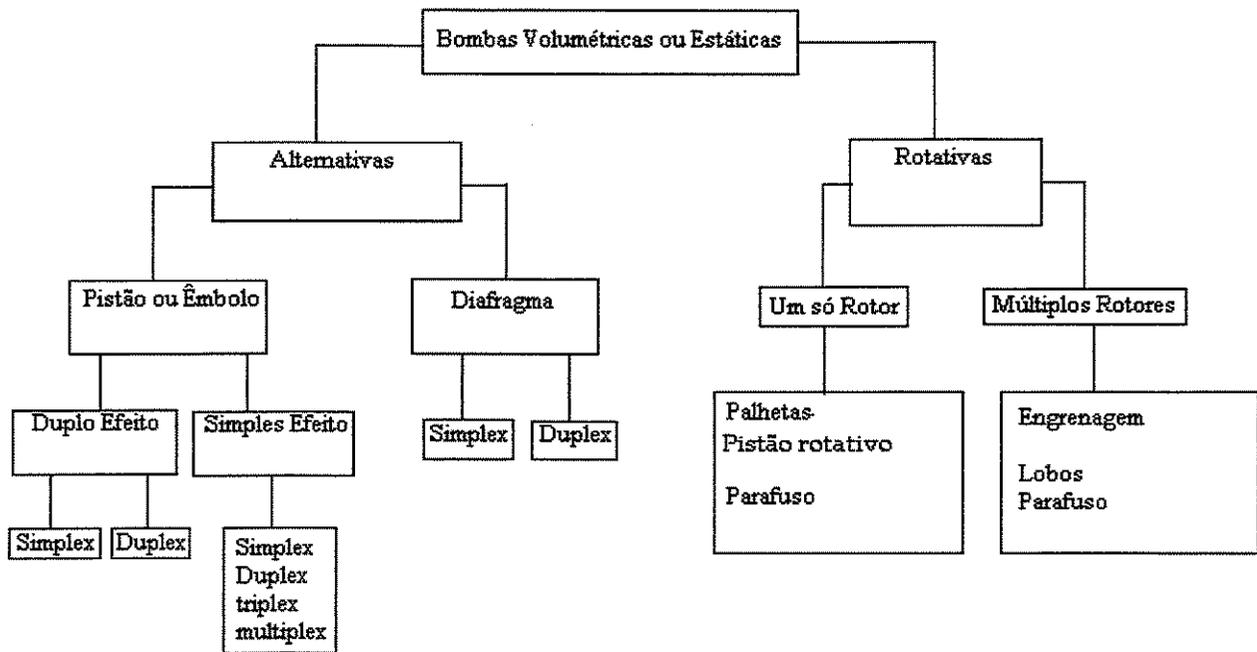


Figura 3.1 Classificação das bombas volumétricas ou estáticas

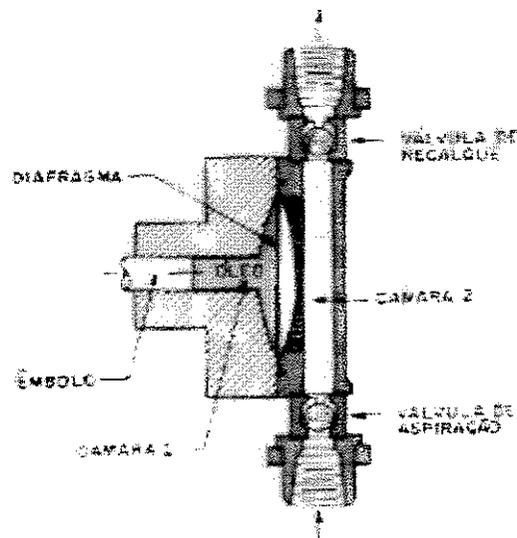


Figura 3.2 Bomba de diafragma [2]

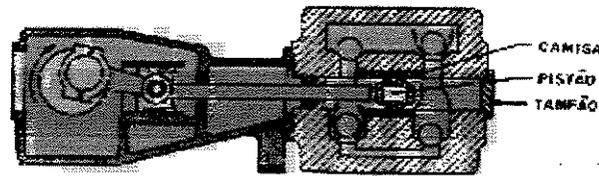


Figura 3.3 Bomba de pistão [2]

3.2.2 Bombas Rotativas

O líquido recebe a ação das forças através de órgãos rotativos como engrenagens, palhetas ou parafusos. As bombas de engrenagens normalmente são utilizadas para circuitos a óleo. As de palhetas normalmente são utilizadas em compressores e raramente para líquidos. As de parafuso constam de um, dois ou três "parafusos" helicoidais que têm movimentos sincronizados através de engrenagens. Esse movimento se realiza em caixa de óleo ou graxa para lubrificação. Por este motivo, são silenciosas e sem pulsação. O fluido é admitido pelas extremidades e, devido ao movimento de rotação e aos filetes dos parafusos, que não têm contato entre si, é empurrado para a parte central onde é descarregado. Essas bombas são muito utilizadas para o transporte de produtos de viscosidade elevada. São indicadas para pressões médias e baixas vazões.

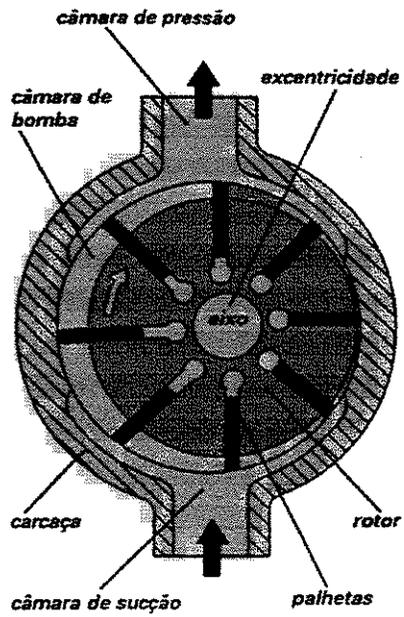


Figura 3.4 Bomba de palhetas (catálogo Rexroth Hidráulica)

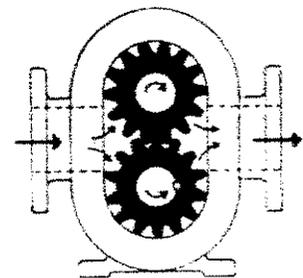
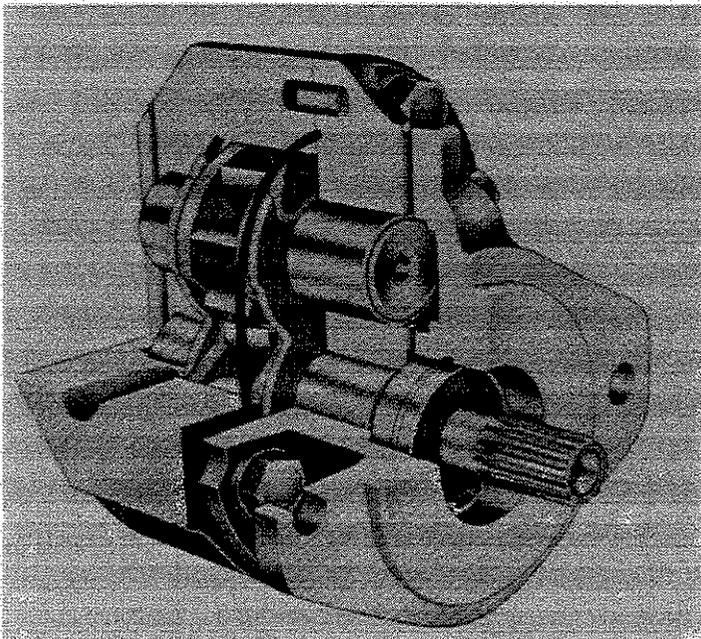


Figura 3.5 Bomba de engrenagens (catálogo Rexroth Hidráulica)

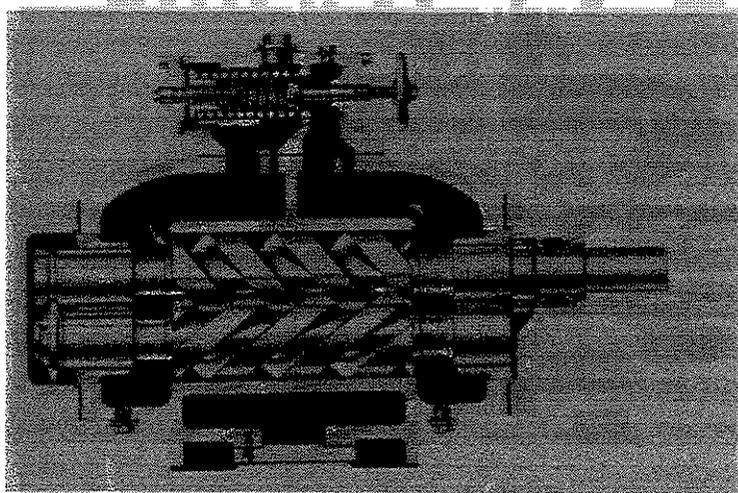


Figura 3.6 Bomba de fusos (catálogo Netzsch)

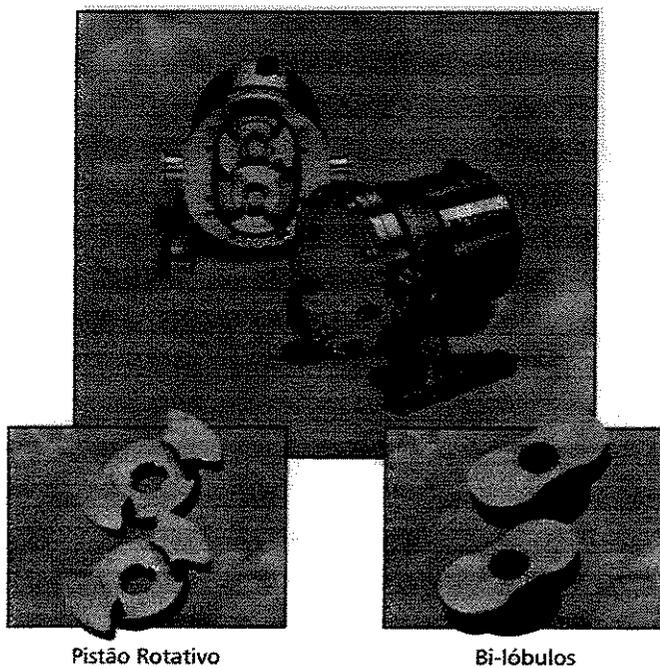


Figura 3.7 Bomba de lóbulos (catálogo Netzsch)

Em geral, as bombas volumétricas ou estáticas, são recomendadas para aplicações de fluido com pequenas vazões e pressões relativamente elevadas.

3.3 Bombas Dinâmicas ou de Fluxo

São caracterizadas por possuírem um órgão rotativo (rotor) dotado de pás, que fornece energia à massa líquida de forma tal que o fluido não fica em nenhum momento contido em qualquer câmara, como as bombas de deslocamento. Conforme as posições relativas do movimento geral do líquido e do eixo de rotação do rotor, podem-se classificar as bombas dinâmicas em bombas centrífugas, axiais ou mistas, significando respectivamente aquelas bombas em que o formato do rotor impõe um escoamento no sentido radial, axial simultaneamente axial e radial.

Os elementos componentes de uma bomba de fluxo dividem-se basicamente entre um sistema rotativo e sistemas auxiliares fixos. O sistema rotativo compõe-se de eixo, destinado à transferência de energia para o fluido, e rotor, destinado à transformação de trabalho mecânico em energia hidráulica. Os sistemas auxiliares fixos constituem-se de voluta (coletor), difusor e dos sistemas de mancais, de apoio da carcaça, de vedação e de lubrificação. Em geral, as bombas dinâmicas ou de fluxo são recomendadas para aplicações de fluido para grandes vazões e pressões relativamente pequenas.

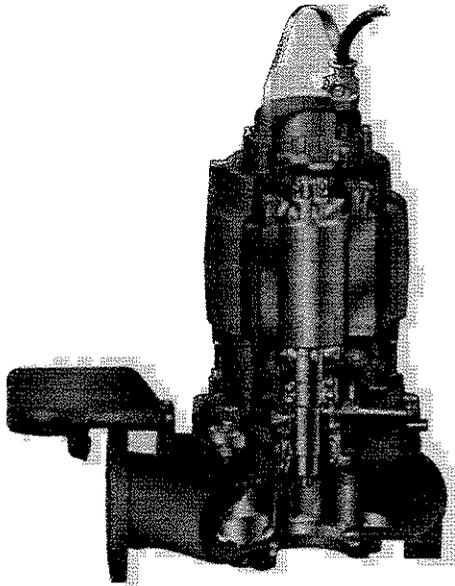


Figura 3.8 – Bomba centrífuga (catálogo Netzsch)

3.4 Seleção do Tipo e Tamanho da Bomba

A escolha do tipo da bomba (se centrífuga, ou rotativa, ou alternativa) requer a análise das características de funcionamento de cada uma dessas máquinas geratrizes. Quando mais de um tipo preencher as exigências requeridas, um estudo técnico-econômico se faz necessário. Para se determinar o tamanho da bomba é necessário termos valores de altura manométrica (H) ou pressão (P) e da vazão (Q).

Tabela 3.1 – Características de bombas de deslocamento positivo

	Rotativas	Alternativas
Vazão	Uniforme	Pulsante
Altura máxima de sucção (m)	6,5	6,5
Líquidos operados	Viscosos e não abrasivos	Limpos e puros
Viscosidade do líquido	Maior que 21576,4 cst	Até 21576,4 cst
Carga ou pressão de descarga	Média até 41 atm	Alta até 6800 atm
Faixa usual de vazões	Pequena e média até 227m ³ /h	Pequena até 114m ³ /h
Com o aumento da pressão a vazão	Não altera	Não altera
Referência [4]		

3.5 Equipamento de Refrigeração por Absorção Água-Amônia

Como a finalidade desse trabalho está voltada para o estudo de uma bomba hidráulica utilizada em um equipamento de refrigeração por absorção, torna-se necessário apresentar alguns aspectos importantes relacionados a esse equipamento. As informações relevantes desse equipamento estão apresentadas na tabela 3.2.

Tabela 3.2 Dados obtidos do Chiller

Capacidade de refrigeração	5 TR (17,5 KW)
Temperatura de evaporação	0°C
Temperatura de condensação	35°C
Temperatura de absorção	35°C
Temperatura de geração	120°C
Temperatura ambiente	27°C
Temperatura de retorno da água gelada	12°C
Temperatura da água de resfriamento	23°C
Temperatura de saída da água gelada	5°C
Concentração à saída do CR	0,9995 Kg NH ₃ /Kg _{sol}
Eficiência do retificador	0,80
Eficiência da bomba de solução	0,65

Referência [19]

3.6 A Bomba de Solução Água-Amônia

Aqui será discutida basicamente a importância dessa bomba de solução e seu esquema de funcionamento. A bomba que deverá ser utilizada no equipamento de refrigeração apresenta os seguintes dados como mostra a tabela 3.3

Tabela 3.3 Dados referentes à bomba de solução água-amônia

Entrada	Saída
Fluxo de massa: 0,178 Kg/s	Fluxo de massa: 0,178 Kg/s
Pressão: 3,4 bar	Pressão: 13,5 bar
Temperatura: 35°C	Temperatura: 35,5°C
Entalpia: -67,36 KJ/Kg	Entalpia: -65,2 KJ/Kg

Referência [19]

Através desses dados e principalmente da vazão e ΔP , chega-se à conclusão de que a bomba deverá trabalhar com baixa vazão e diferença de pressão relativamente alta. De acordo com a tabela 3.3 e a tabela 3.1, a bomba que melhor se enquadra nesses requisitos é a volumétrica alternativa de êmbolo ou diafragma. A seguir serão apresentadas algumas informações importantes que serão úteis no dimensionamento e cálculo para esse tipo de bomba.

3.7 Bomba de Diafragma

Uma bomba de diafragma é uma bomba recíproca onde o elemento que bombeia é um diafragma flexível. A figura 3.9 mostra uma bomba típica de diafragma.

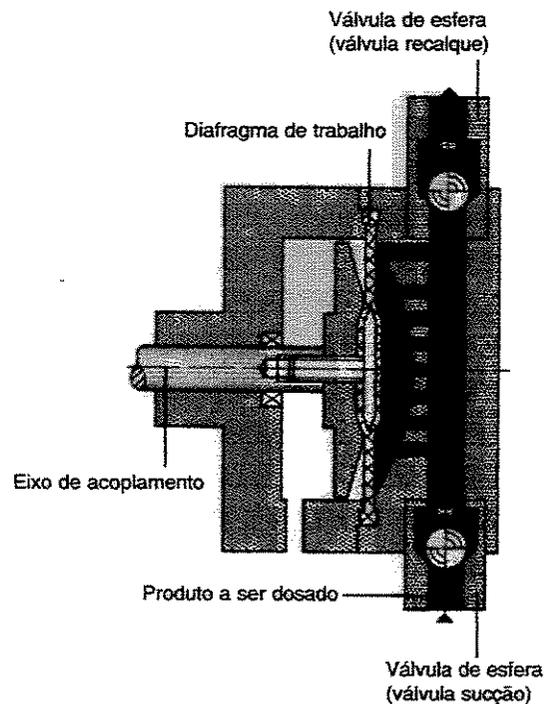


Figura 3.9 Bomba de duplo diafragma (catálogo Netzsch)

3.7.1 Modos de Operação

As bombas de diafragma podem ser operadas das seguintes formas:

Mecanicamente: o diafragma é acoplado a uma manivela ou a um mecanismo similar que cause uma oscilação.

Hidraulicamente: o movimento do diafragma depende de uma pressão flutuante gerada em uma câmara. Essa pressão é geralmente produzida por um pistão.

Pneumaticamente: o diafragma é automaticamente movimentado por ar comprimido aplicado alternadamente nos lados opostos da câmara.

3.7.2 Diafragma Operado Pneumaticamente

As bombas de diafragma podem ser projetadas para funcionarem diretamente com uma alimentação de ar comprimido através de uma válvula solenóide. A válvula alternará a entrada do ar conforme for o ajuste do temporizador. Desse modo, é possível, por exemplo, ajustar a dosagem de produtos químicos, conseguindo grande precisão.

3.7.3 Materiais do Diafragma

O material do diafragma é um elastômero escolhido conforme o fluido de trabalho. A tabela 3.4 ilustra os vários tipos de materiais empregados e suas diversas aplicações.

Tabela 3.4 Polímeros e suas aplicações

Polímero Base	Dureza Shore "A"	Faixa de temperatura em serviço contínuo	Aplicação
Nitrilo (NBR)	70 ± 5	-40°C a +121°C	Óleos minerais e hidráulicos, derivados do petróleo. Resistente à água e ao ar comprimido. Uso estático e dinâmico de vaivém hidráulico ou pneumático.
Silicona	70 ± 5	-60°C a +232°C	Uso estático para alta temperatura. Óleos hidráulicos e minerais.
Fluoro elastômero (VITON)	70 ± 5	-29°C a +204°C	Óleos inorgânicos. Compostos aromáticos (derivados do benzeno, tolueno, etc.). Compostos clorados (tetracloreto de carbono, trólor etileno, etc.). Oxigênio. Uso estático e dinâmico com vaivém hidráulico e pneumático.
Etileno-Propileno	80 ± 5	-5°C a +149°C	Fluidos para freios de automotores. Fluidos hidráulicos com base de ésteres fosfatados. Vapor de água. Acetona. Grande resistência ao ozônio. Ácidos. Uso estático e dinâmico com vaivém hidráulico e pneumático.
Vamac	70 ± 5	-60°C a +170°C (-138°F a +312°F)	Óleos, combustíveis de hidrocarbonetos, fluidos hidráulicos e graxas. Resistentes à água, glicóis e aditivos refrigerantes. Grande resistência ao Ozônio.
Hypalon	70 ± 5	-32°C a +141°C (-25°F a +284°F)	Resistentes aos óleos não aromáticos. Resistência ao Ozônio e oxigênio. Resistentes à degradação e oxidação química.
Polimetano	70 ± 5	-30°C a +80°C (-208°F a +170°F)	Seu uso para grandes pressões hidráulicas é bom principalmente, quando há vapor. Grande flexibilidade nas Temperaturas baixas. Resistentes aos ácidos concentrados álcalis, ésteres, cloratos e ao vapor de água quente.

Referência: Fluorel FKM

3.7.4 Bomba de Duplo Diafragma

A bomba de duplo diafragma opera geralmente por ar comprimido e que através de uma válvula piloto de distribuição do ar, acionam um pistão alternadamente fixado em dois diafragmas. O movimento alternado do diafragma, combinado com a abertura e fechamento das válvulas de esfera, movimentam o fluido dentro das câmaras que, conectadas, permitem de um lado a sucção e do outro o recalque. A figura 3.10 ilustra a referida bomba.



Figura 3.10 Bomba duplo diafragma (catálogo Netzsch)

Capítulo 4

Fase do Projeto

4.1 Introdução

O projeto da bomba foi baseado nos dados referentes de uma máquina de refrigeração aplicada em sistemas industriais. Foi idealizada pelo professor José R. Figueiredo com o auxílio da hipótese do professor José T. Vieira Pereira de que o melhor dispositivo a ser empregado seria o de uma bomba tipo membrana. A evolução da concepção é ilustrada na figura 4.1.

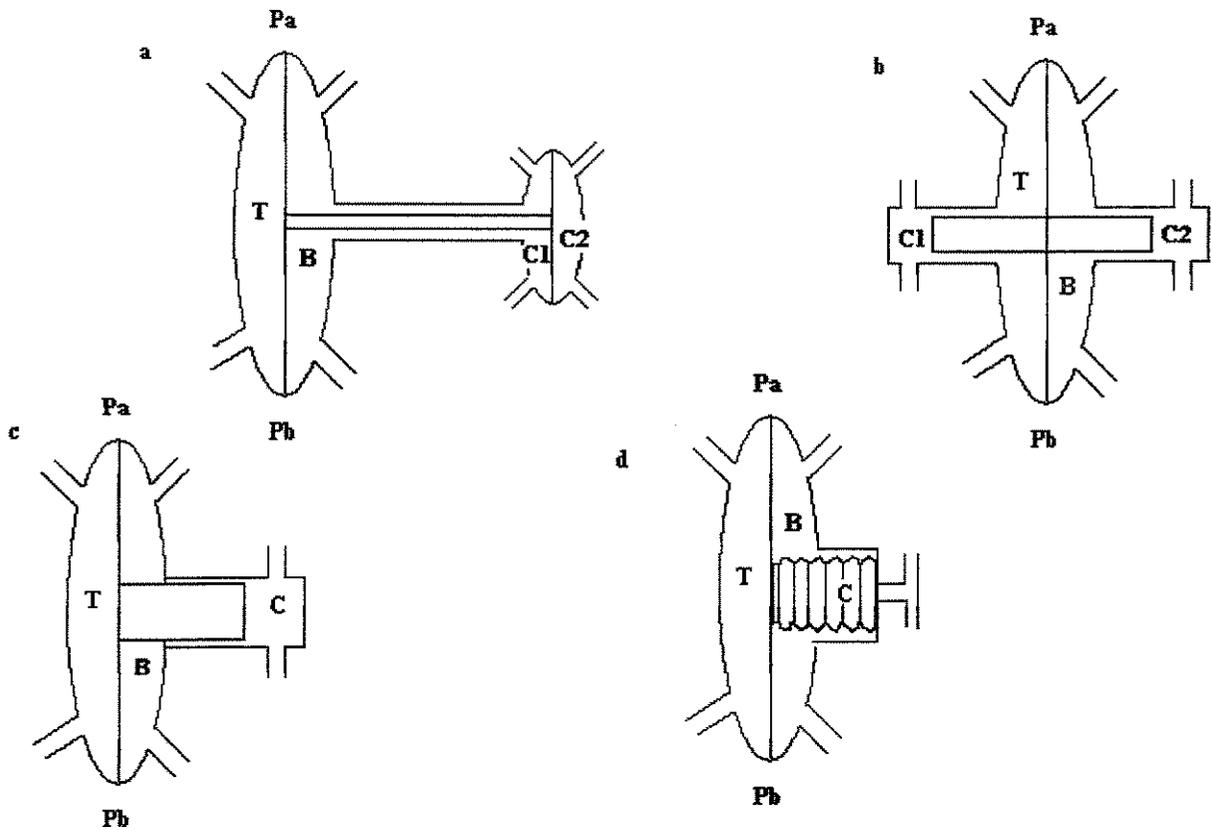


Figura 4.1 Idealização do projeto

O ponto de partida é que, no momento da descarga do líquido, a alta pressão do gás é suficiente para contrabalançar a alta pressão a ser imprimida ao líquido. A figura 4.1(a) é dividida em duas bombas onde cada uma possui um diafragma que estão interligadas em um êmbolo. O gás ocupa a porção T da bomba esquerda (que opera como turbina) e o líquido a porção B (operando como bomba propriamente). A bomba auxiliar a direita é ocupada por gás nos dois lados, com pressões diferentes. A figura 4.1(b) mostra um dispositivo análogo, substituindo a bomba auxiliar por dois êmbolos acoplados a uma única membrana desempenhando assim o mesmo papel da bomba anterior. A vantagem agora se dá por existir um só corpo do conjunto. O passo seguinte, representado na figura 4.1(c), surge da observação de que as câmaras T e C, estão sempre a mesma pressão, portanto C_1 é desnecessária, bastando uma só câmara. Com isto, é reduzido também o número de válvulas de controle para operação da bomba. A figura 4.1(d) ilustra outro dispositivo semelhante ao da figura 4.1(c), só que agora ao invés de um êmbolo teríamos um fole fixado no corpo do diafragma funcionando da mesma maneira da bomba

anterior. A concepção da bomba pode ser entendida como o emprego do ciclo de Kalina para realização do trabalho de bombeamento do ciclo de refrigeração. O escopo da presente dissertação inicia-se a partir da opção entre os modelos 4.1c e 4.1d. A opção de qual modelo seria mais viável a se construir deveu-se basicamente aos recursos disponíveis, ao maquinário empregado, como também aos materiais utilizados na fabricação, assim, as propostas 4.1c e 4.1d são praticamente análogas, diferenciando-se apenas pelo mecanismo de vedação entre as câmaras B e C. O modelo 4.1d para a sua fabricação exigia-se o emprego de máquinas tipo injetoras ao qual não se dispunha, sendo um modelo de ótima aplicação caso a produção fosse em série. Para produzir um único exemplar o modelo 4.1c é o mais indicado, sendo também o mais simples de se construir, o projeto mecânico desse modelo escolhido é detalhado no anexo A. Na figura 4.2 é apresentado o desenho definitivo da bomba de solução água-amônia e seus respectivos componentes.

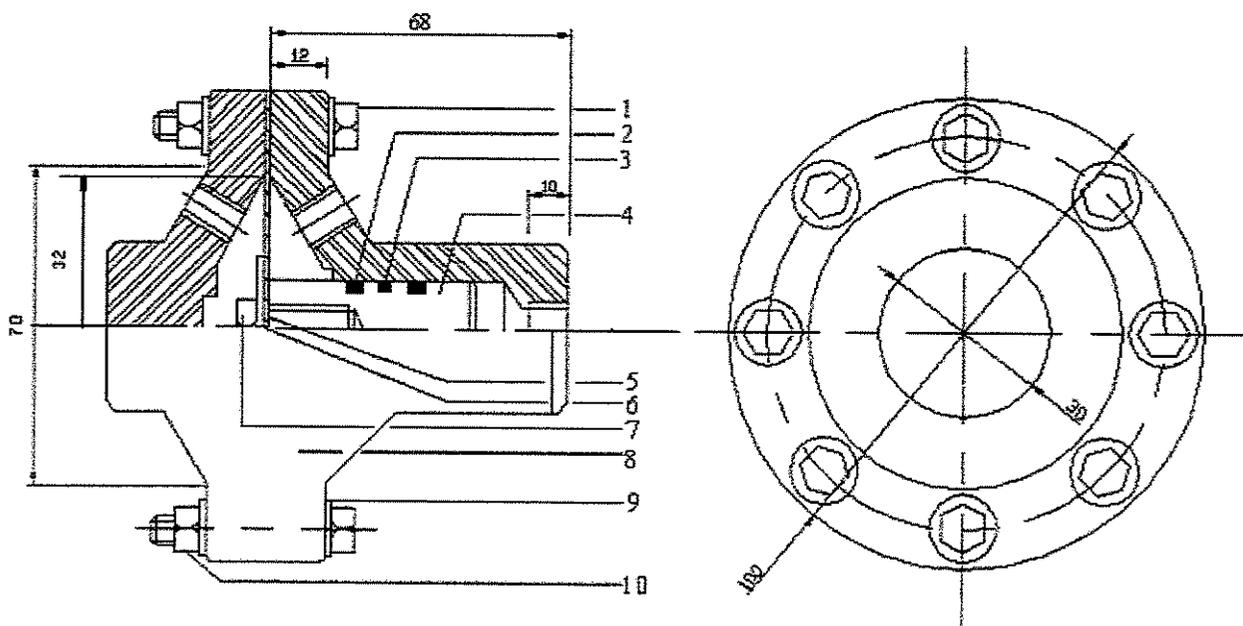


Figura 4.2 A bomba com suas principais medidas

Tabela 4.1 Componentes da Bomba

ITEM	DENOMINAÇÃO	MATERIAL
1	Parafuso	SAE 1020
2	Gaxeta	Poliuretano
3	Anel guia	Poliuretano
4	Êmbolo	SAE 1040
5	Diafragma	Hypalon
6	Arruela	SAE 1060
7	Parafuso	SAE 1020
8	Corpo	SAE 1040
9	Arruela	SAE 1060
10	Porca	SAE 3130

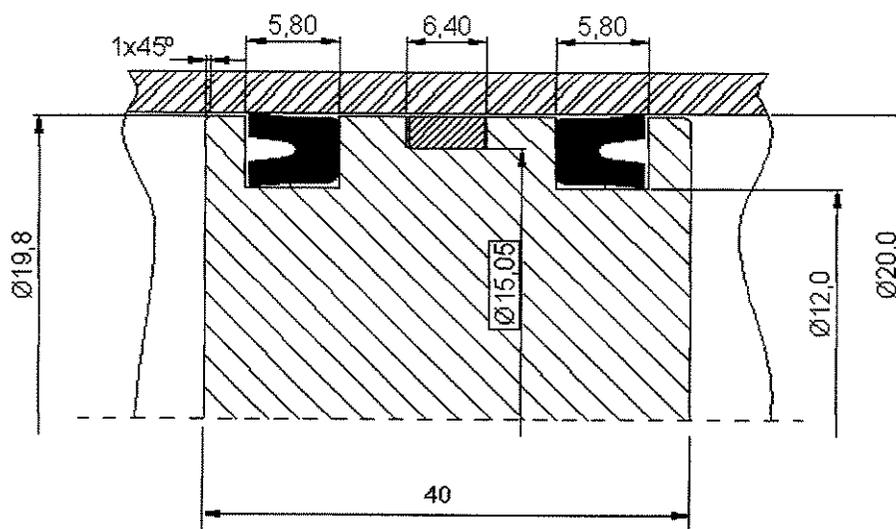


Figura 4.3 Esquema da câmara e êmbolo

4.2 Esquema de Alimentação

O esquema de alimentação da bomba é feito basicamente do vapor que vem do gerador em alta pressão, através de uma tubulação adequada entrando e acionando o respectivo conjunto êmbolo-diafragma e posteriormente o outro lado do diafragma. Esse vapor sai da bomba e é descarregado no absorvedor, de acordo com a figura 4.4. A vantagem desse sistema é de não depender de energia externa necessária para mover a bomba.

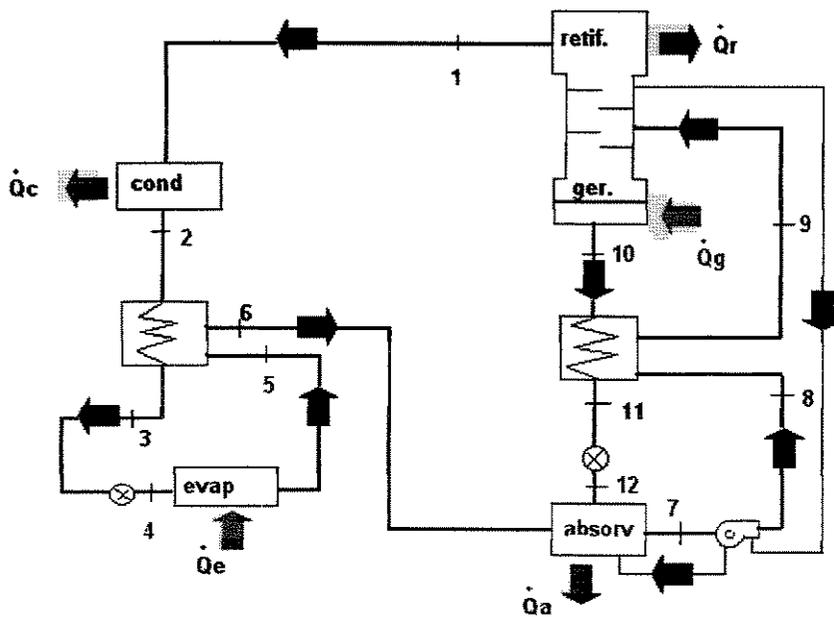


Figura 4.4 Modo de alimentação da bomba

4.3 Balanço de Forças

As forças atuantes sobre o sistema estão divididas em:

- Forças resultantes das pressões nas câmaras A, B e C, denominadas F_A , F_B , F_C .
- Força devida à reação do cilindro sobre a gaxeta do êmbolo particularmente forças de atrito ($F_{cil.}$).
- Força de reação do corpo da bomba à tensão elástica da membrana (F_{cor}).
- Força peso (P).

Admitindo pressão uniforme em cada câmara, todas as forças de pressão têm resultante na direção axial. Isto é mais evidente para a força de pressão F_C da câmara C sobre o cilindro, pois a base do cilindro é perpendicular ao eixo. Por causa da simetria axial do sistema, o mesmo ocorre com as forças F_A e F_B como indica a figura 4.5.

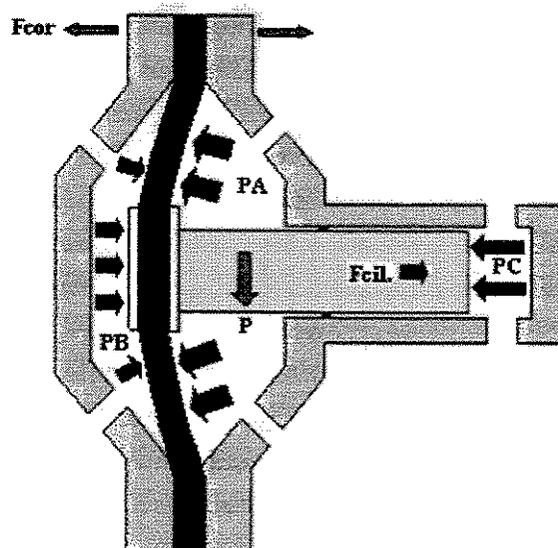


Figura 4.5 Balanço de forças

A análise simplificada do balanço de forças para operação da bomba desconsiderou alguns fenômenos que podem ter afetado seu funcionamento. Podemos citar os seguintes:

- Perda de carga por atrito viscoso ao longo das tubulações, fazendo com que as pressões nas câmaras da bomba não igualem exatamente as pressões nos reservatórios.
- Atrito sólido entre pistão e cilindro, através do par de gaxetas.
- Inércia ao movimento dos fluidos e do sistema membrana-êmbolo, implicando numa demora para a aceleração destes.
- Resistência elástica da membrana e correspondente reação do corpo da bomba.
- Refluxos de líquido nas válvulas de retenção.
- Vazamento de fluido nas gaxetas entre as câmaras A e C e na fixação dos parafusos.

Já na figura 4.6 destacamos dois elementos de área simétricos, tendo cada um área dA_m . A força em cada um deles tem módulo $dF_A = P \cdot dA_m$ sendo perpendicular ao segmento de área da membrana dA_m . Esta força se decompõe em $dF_{Ax} = P_A \cdot dA_A$ (no sentido do eixo) e $dF_{AR} = P_A \cdot dA_R$ (no sentido radial), sendo dA_A a projeção do elemento de área da membrana dA_m sobre o plano perpendicular ao eixo e dA_R a projeção sobre um plano paralelo ao eixo. Os componentes dF_{Ax} sobre toda a área A somam-se, resultando $F_A = P_A \cdot A_A$ enquanto os componentes dF_{AR} são equilibrados pela força elementar oposta.

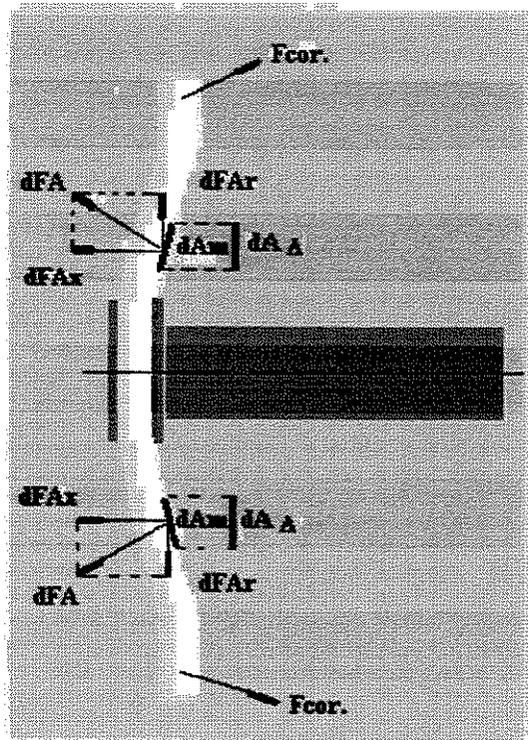


Figura 4.6 Forças atuantes

O mesmo raciocínio vale para a força de pressão da câmara B, que atua sobre a superfície em parte perpendicular ao eixo e em parte simétrica. Como todo movimento do êmbolo e da membrana ocorre na direção do eixo do êmbolo, as forças resultantes são nulas em todas as demais direções. Conclui-se daí que as forças exercidas pelo corpo do cilindro sobre a gaxeta devam compensar o peso do conjunto membrana-êmbolo-gaxeta. Por estas razões, interessa-nos principalmente o balanço das forças na direção do eixo do êmbolo.

Da 2ª Lei de Newton resulta:

$$\Sigma F_x = ma_{mx} \quad (4.1)$$

Onde a_{mx} é a aceleração média do sistema na direção do eixo x dada por

$$a_{mx} = 1/m \int a_x dm \quad (4.2)$$

Sendo m a massa do conjunto membrana-êmbolo. Das considerações anteriores, vem que

$$\Sigma F_x = F_B - F_A - F_C - F_{cilx} - F_{corx} = P_B A_B - P_A A_A - P_C A_C - F_{cilx} - F_{corx} \quad (4.3)$$

Substituindo na equação da 2ª Lei:

$$P_B A_B - P_A A_A - P_C A_C = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \quad (4.4)$$

Nesta equação foram colocadas no membro esquerdo, as forças de pressão que são forças ativas dos fluidos sobre o sistema membrana-êmbolo-gaxeta. Do lado direito foram colocadas a variação da quantidade de movimento e as forças reativas do corpo e do cilindro da bomba ao movimento (F_{cor} reage as forças elásticas da membrana, e F_{cil} responde principalmente pelo atrito). Consideremos que as forças de pressão são dominantes e que as forças reativas são pequenas.

4.3.1 Admissão da Água

Nessa etapa, para que ocorra a admissão da água na câmara A da bomba as válvulas s_1 e s_4 ficam abertas, enquanto que as válvulas s_2 e s_3 ficam fechadas. Negligenciando o período transitório necessário ao equilíbrio de pressão entre as câmaras da bomba e os cilindros, vemos que nesta configuração, a câmara C fica com pressão alta (P_a) e a câmara B com pressão baixa (P_b). A válvula de retenção R_1 impede que o líquido entre para a câmara A e atinja pressão superior a baixa de acordo como indica figura 4.7.

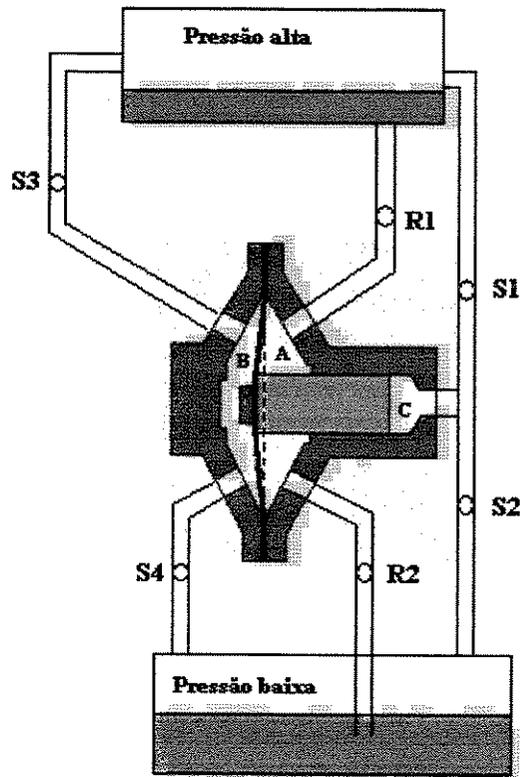


Figura 4.7 Análise do fenômeno de sucção e recalque da água

Desta forma, o membro esquerdo da equação 4.4 fica:

$$P_B A_B - P_A A_A - P_C A_C = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx}$$

$$P_b A_B - P_b A_A - P_a A_C = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx}$$

$$P_b (A_B - A_A) - P_a A_C = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx}$$

$$\text{Mas } A_C = A_B - A_A$$

$$P_b A_C - P_a A_C = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx}$$

$$A_C (P_b - P_a) = F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \quad (4.5)$$

4.3.2 Expulsão da Água

Nessa etapa, para que ocorra a expulsão da água na Câmara da bomba as válvulas s_2 e s_3 são abertas, enquanto que as válvulas s_1 e s_4 são fechadas. Analogamente desconsiderando o período transitório de equilíbrio de pressão, a câmara C fica com baixa pressão e a câmara B com alta pressão. A válvula de retenção R_2 impede que o líquido retorne para o reservatório da baixa pressão, mantendo dessa forma a pressão na câmara A. Desta forma a equação 4.4 fica:

$$\begin{aligned}P_B A_B - P_A A_A - P_C A_C &= F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \\P_a A_B - P_a A_A - P_b A_C &= F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \\P_a (A_B - A_A) - P_b A_C &= F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \\P_a A_C - P_b A_C &= F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx} \\A_C (P_a - P_b) &= F_{cilx} + F_{corx} + ma_{mx}\end{aligned}\tag{4.6}$$

4.4 Eficiência do Dispositivo

Tomando a bomba como um todo, sua eficiência pode ser definida como a relação entre o trabalho útil, correspondente ao bombeamento do líquido, e o trabalho idealmente possível de ser realizado pela expansão adiabática reversível do gás, ou seja:

$$\eta = |W_{ul}| / |W_g|\tag{4.7}$$

Para cada lado do dispositivo pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para um volume de controle com uma entrada e uma saída. Desprezando as variações de energia cinética e potencial do fluido entre entrada e saída, tem-se:

$$\dot{Q}_{vc} + (\dot{m}h)_e = \dot{W}_{vc} + (\dot{m}h)_s + dE_{vc} / dt\tag{4.8}$$

Integrando no tempo durante um ciclo de operação da bomba, tem-se:

$$\int_t^{t+T} \dot{Q}_{vc} dt + \int_t^{t+T} \dot{m} h_e dt = \int_t^{t+T} \dot{W}_{vc} dt + \int_t^{t+T} \dot{m} h_s dt + \int_t^{t+T} dE_{vc} / dt dt \quad (4.9)$$

Por definição temos que:

$$\dot{Q}_{vc} = dQ_{vc} / dt \quad (4.10)$$

então

$$\int_t^{t+T} \dot{Q}_{vc} dt = Q_{vc} \quad (4.11)$$

Analogamente

$$\int_t^{t+T} \dot{W}_{vc} dt = W_{vc} \quad (4.12)$$

Considerando que cada fluido entra na bomba com propriedades constantes no tempo, tem-se:

$$\int_t^{t+T} \dot{m} h_e dt = h_e \int_t^{t+T} \dot{m} dt = h_e \Delta m \quad (4.13)$$

Analogamente

$$\int_t^{t+T} \dot{m} h_s dt = h_s \int_t^{t+T} \dot{m} dt = h_s \Delta m \quad (4.14)$$

Finalmente, uma vez que t e $t+T$ são instantes correspondentes pode-se concluir que:

$$\int_t^{t+T} dE_{vc} / dt dt = E_{vc t+T} - E_{vc t} = 0 \quad (4.15)$$

Assim, a primeira lei para um ciclo completo para cada um dos fluidos fica:

$$Q_{vc} = W_{vc} + \Delta m (h_s - h_e) \quad (4.16)$$

Para o lado do líquido, desprezando o calor eventualmente transferido, resulta:

$$W_l = \Delta m_l (h_e - h_s) = \Delta m_l (u_e - u_s + p_b v_e - p_a v_s) \quad (4.17)$$

Assumindo que a temperatura do líquido não varie, tem-se que $u_e = u_s$, considerando ainda que o volume específico do líquido é constante, resulta

$$W_{liq.} = \Delta m_{liq} v_{liq} (p_b - p_a) = V_{liq} (p_b - p_a) \quad (4.18)$$

Onde V_{liq} é o volume do líquido bombeado durante um ciclo. Idealmente, V_{liq} é a máxima variação de volume da câmara A. Porém, devido a possível refluxo de líquido nas válvulas, ou devido ao movimento incompleto do sistema membrana-êmbolo, pode-se esperar que $V_{liq} < V_A$.

Na expansão do ar nas condições do experimento, o modelo de calores específicos constantes é satisfatório como indica o apêndice C, de forma que o trabalho máximo pode ser calculado como:

$$W_g = \Delta m_g C_{pg} (T_{ge} - T_{gs}) \quad (4.19)$$

Onde:

$$T_{gs} = T_{ge} \exp \left(-\frac{R}{C_{pg}} \ln \frac{P_s}{P_e} \right) \quad (4.20)$$

Se não houver vazamentos, a vazão de gás por ciclo, Δm_g , pode ser obtida a partir dos volumes máximos das câmaras B e C, incluindo os volumes da tubulação entre as válvulas e a bomba.

$$\Delta m_g = \frac{V_B + V_C}{v_{ge}} + V_{mb} \left(\frac{1}{v_{ge}} - \frac{1}{v_{gs}} \right) \quad (4.21)$$

da lei dos gases perfeitos temos

$$v_{ge} = RT_e / P_a \quad (4.22)$$

$$v_{gs} = RT_s / P_b \quad (4.23)$$

logo

$$\Delta m_g = \frac{1}{R} \left[\left(\frac{V_B + V_C}{T_e} \right) P_a + V_{mb} \left(\frac{P_a}{T_e} - \frac{P_b}{T_s} \right) \right] \quad (4.24)$$

Desprezando o volume das tubulações o trabalho ideal do gás é proporcional a $V_B + V_C$. Por outro lado, desprezando refluxos de líquido nas válvulas, o trabalho de bombeamento é proporcional a $V_A = V_B - V_C$ desta forma, a eficiência é proporcional a:

$$(V_B - V_C) / (V_B + V_C) \quad (4.25)$$

Assim, quanto menor o volume V_C , maior a eficiência da bomba. Portanto idealmente, V_C deve ser o mínimo necessário para que a força de pressão resultante consiga vencer as forças resistivas.

Capítulo 5

Análise Experimental

5.1 Introdução

Nesse capítulo são descritos os testes feitos na bomba de solução através da montagem experimental com as principais medidas tomadas no decorrer do ensaio. Através dos resultados foi possível analisar quanto às condições de funcionamento caso esse dispositivo fosse utilizado no equipamento de refrigeração.

5.2 Montagem Experimental

A montagem experimental é ilustrada de acordo com a figura 5.1

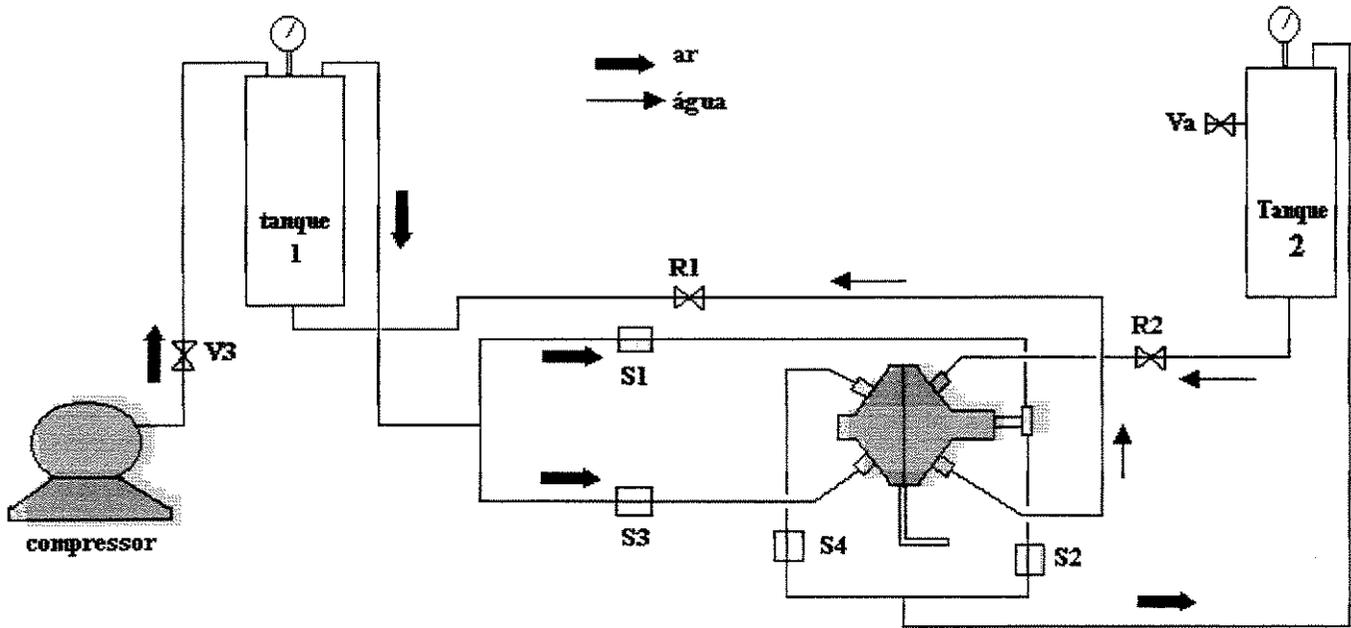


Figura 5.1 Montagem experimental

A montagem abrange um reservatório (tanque1) que é pressurizado com ar comprimido, para cujo interior é recalcada água proveniente de um reservatório a baixa pressão (tanque 2). O ar que se encontra armazenado no reservatório é redirecionado para a linha de alimentação das válvulas solenóides (S_1 , S_2 , S_3 e S_4) onde essas farão o devido controle de admissão e expulsão do ar no corpo da bomba. Esse controle é feito através de um temporizador e um relé reversível que permite o ajuste de tempo de acordo como se deseja que o mecanismo trabalhe. As válvulas de retenção R_1 e R_2 impedem que o fluido de trabalho retorne no sentido contrário ao seu trajeto. V_a é uma válvula de agulha que controla a vazão de ar para o ambiente. Um compressor instalado na linha alimenta o volume de ar contido no cilindro. Através dessa montagem foi possível simular o funcionamento do sistema de refrigeração quanto ao bombeamento da solução de água-amônia do absorvedor para o gerador de um nível de pressão mais baixo para um nível de pressão mais alto.

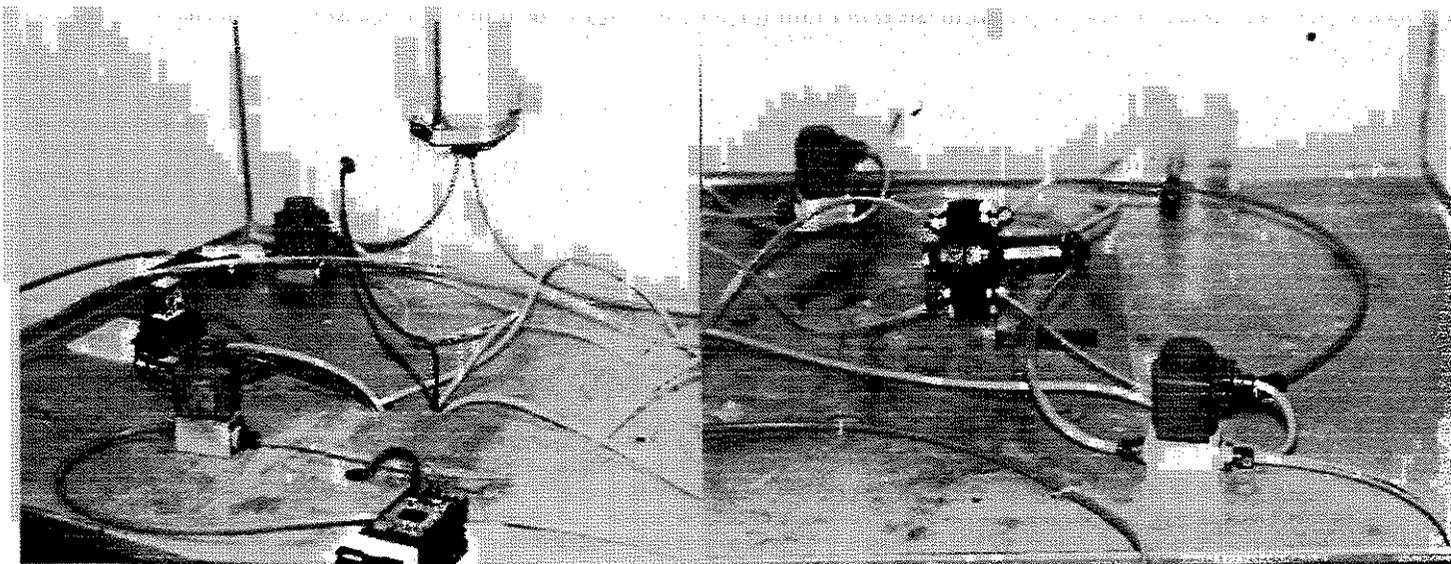


Figura 5.2 Bancada experimental

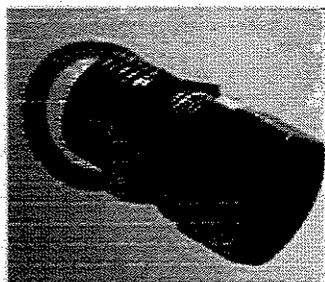


Figura 5.3 Conexão utilizada nas tubulações (catálogo Festo)

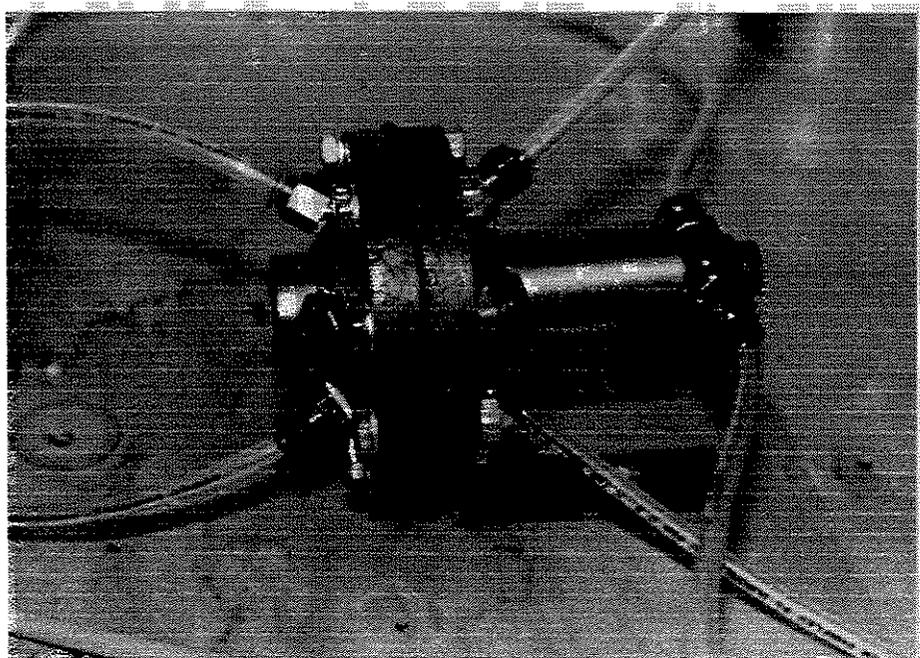


Figura 5.4 A bomba com as respectivas conexões

5.3 Compressor

É um equipamento portátil cuja pressão máxima de trabalho é de 7,5 Bar.

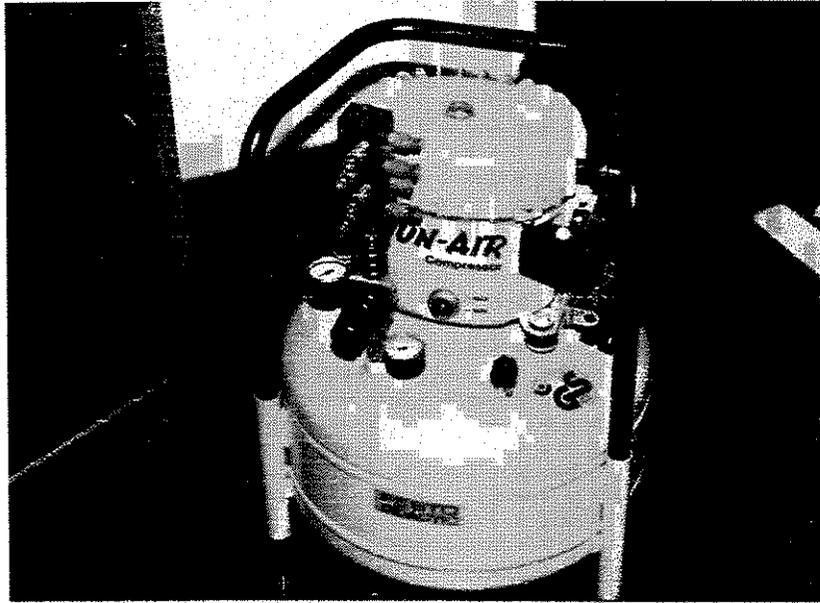


Figura 5.5 Compressor utilizado

5.4 Instrumentação

5.4.1 Manômetro

Para medir a pressão interna do tanque foram utilizados manômetros analógicos tubo de bourdon com a menor divisão da escala em 5psi e conexão 3/8" BSW.

5.4.2 Válvula de Retenção

A válvula de retenção permite a passagem do fluido num determinado sentido e faz seu bloqueio no sentido oposto. A válvula de retenção utilizada é de sistema simples com conexão 1/8" BSP de aço inox da marca ESC Comercial de Materiais Hidráulicos LTDA.

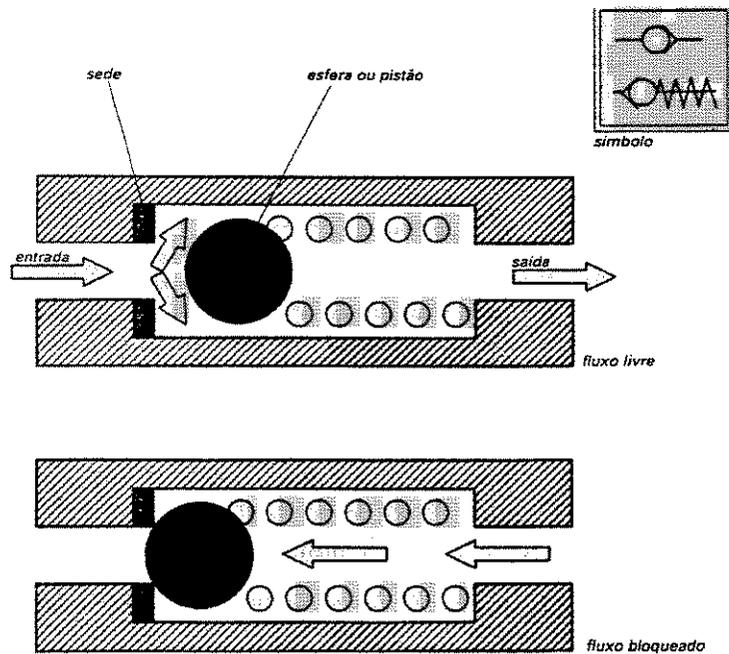


Figura 5.6 Esquema de uma válvula de retenção (catálogo Rexroth)

5.4.3 Válvula Solenóide

As válvulas solenóides utilizadas foram da marca Danfoss com pressão máxima de trabalho de 14 Bar, conexões 3/8"BSW duas vias e corpo em aço inox.

5.4.3.1 Princípios de Funcionamento de Válvula Solenoide

Uma válvula solenoide é a combinação de dois elementos básicos: um solenoide com o respectivo núcleo móvel (plunger) e seu obturador, e o corpo dotado de um orifício, no qual é posicionado o obturador que permite ou impede a passagem de fluxo em função da atração ou não do núcleo móvel quando a bobina é energizada.

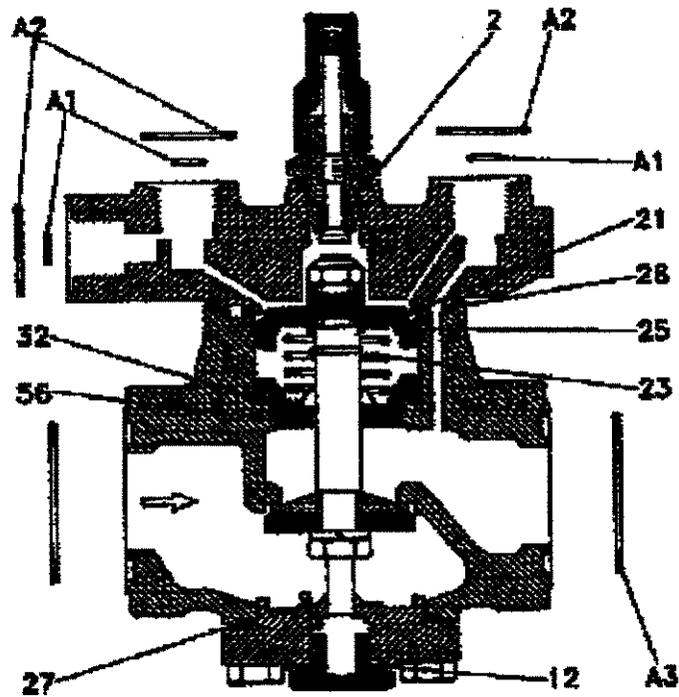


Figura 5.7 Válvula solenóide (catálogo Danfoss)

Tabela 5.1 Componentes da válvula solenóide

Descrição	Componente
2	Gaxeta superior
12	Gaxeta inferior
23	Mola
25	Anel do pistão
26	Gaxeta intermediária
27	Gaxeta inferior
32	Gaxeta intermediária
56	Placa intermediária
A1	O-ring
A2	Gaxeta
A3	Gaxeta

5.4.3.2 Modos de Acionamento de Uma Válvula Solenóide

As válvulas solenóide podem ser acionadas de várias maneiras tais como:

Válvula de ação direta: Numa válvula de ação direta, o núcleo móvel (plunger) é mecanicamente conectado com o obturador, portanto abrirá ou fechará diretamente o orifício principal de passagem, dependendo unicamente de estar ou não energizado o solenóide. A operação não depende da pressão da linha nem da vazão, logo as válvulas abrirão ou fecharão com valores de pressão desde zero até o máximo permitido.

Válvulas servo-operadas por piloto interno: Estas válvulas são dotadas de três orifícios: principal, piloto e secundário. O principal está localizado no corpo da válvula; o piloto e o secundário estão localizados no diafragma, ou pistão . Para o seu funcionamento, utiliza-se a pressão de linha. Quando o solenóide é energizado, o núcleo móvel abre o orifício piloto. Assim, a pressão da câmara da válvula pode transferir-se para a saída desse orifício. O desequilíbrio da pressão interna faz com que a pressão da linha eleve o diafragma ou o pistão do orifício principal, abrindo a válvula. Esse princípio faz com que as válvulas requeiram uma pressão mínima para operação. Quando o solenóide é desenergizado, o núcleo móvel fecha o orifício piloto e a pressão da linha age através do orifício secundário, forçando o diafragma ou pistão a fechar a válvula.

Válvulas acionadas por alavanca: Estas válvulas são compostas por um sistema de braço de alavanca e de um orifício principal. O núcleo móvel é mecanicamente fixado ao braço da alavanca. Quando o solenóide é energizado, o núcleo móvel é acionado abrindo assim o orifício principal, independente da pressão da linha.

Válvulas com núcleo isolado: As partes internas destas válvulas, como o núcleo móvel, a base do solenóide e as molas, são completamente isoladas do fluido por um diafragma ou gaxeta, evitando o acesso do fluido às partes metálicas superiores do conjunto.

5.4.3.3. Tipos de Válvulas Solenóide

Válvulas de duas vias: Possuem uma conexão de entrada e uma de saída, abrindo ou fechando um orifício principal em função de um comando elétrico. São disponíveis em duas versões:

1. Normalmente fechadas: as válvulas permanecem fechadas quando desenergizadas e se abrem quando energizadas.
2. Normalmente abertas: as válvulas permanecem abertas quando desenergizadas e se fecham quando energizadas.

Válvulas de três vias: tem três conexões e dois orifícios. Um estará sempre fechado enquanto o outro estiver aberto. Estas válvulas são comumente usadas para pilotar válvulas de grandes bitolas, para acionar cilindros de simples ação e selecionar ou divergir fluxos.

Válvulas de cinco vias: são geralmente utilizadas para o comando de dupla ação, podendo ser de simples ou duplo solenóide. Apresentam cinco conexões: uma de pressão, duas de utilização e duas de exaustão.

5.4.3.4 Tipos de Vedações

Buna-N: Borracha sintética macia, normalmente utilizada em grande parte das indústrias. Temperatura máxima: 82°C.

Neoprene: Principalmente utilizadas em fluidos refrigerantes e oxigênio. Temperatura máxima: 82°C.

Viton: Principalmente utilizada em fluidos combustíveis. Temperatura máxima: 177°C.

Etilenopropileno: Principalmente utilizado em água quente. Temperatura máxima: 149°C.

Teflon: Excelente resistência ao calor assim como a uma grande variedade de produtos químicos. Temperatura máxima: 204°C.

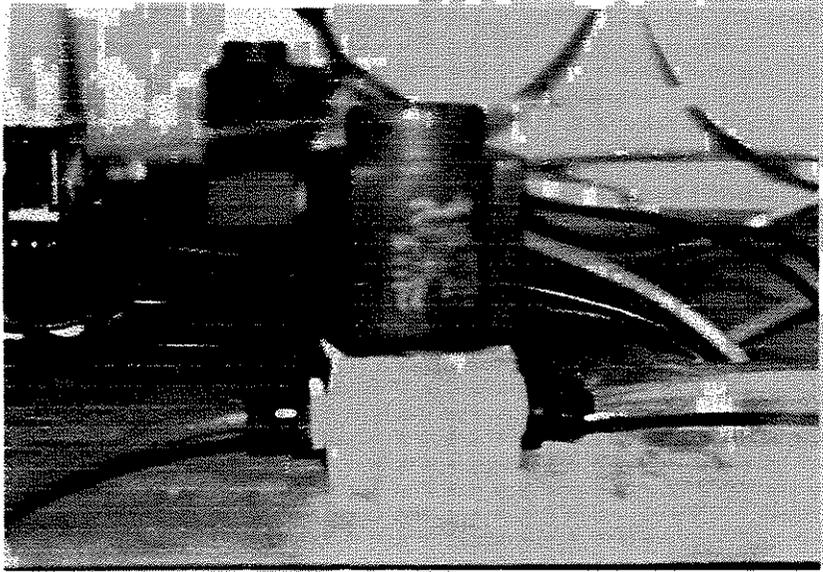


Figura 5.8 Válvula solenóide utilizada no experimento

5.5 Relé Eletromagnético

Utilizado como elemento de controle das válvulas solenóides, recebe o sinal do temporizador e o envia para as respectivas válvulas. Um relé eletromagnético é um comutador de acionamento eletromagnético, que encontra sua principal aplicação na faixa de baixa tensão ou corrente. O relé utilizado é o da marca Siemens como ilustra a figura 5.9.

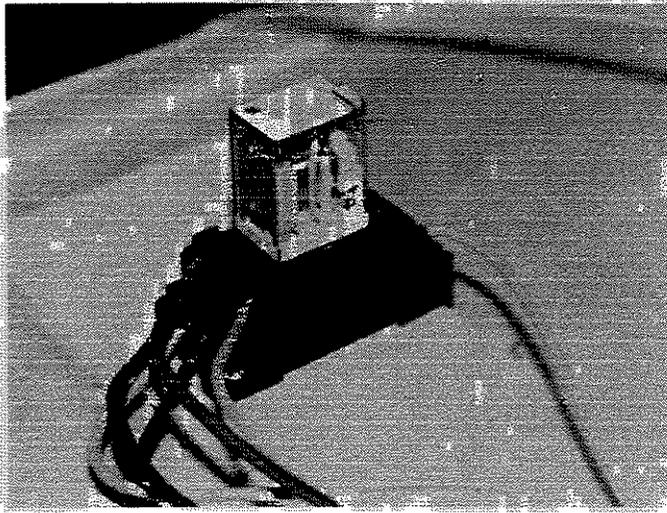


Figura 5.9 Relé reversível e suas ligações

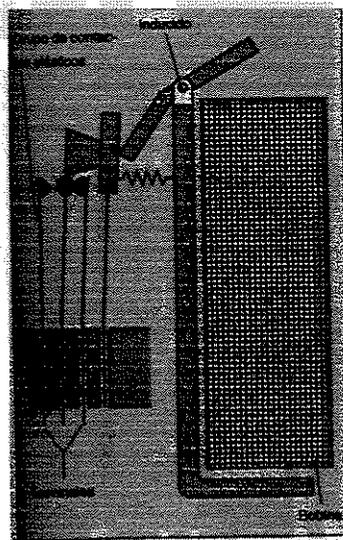


Figura 5.10 Esquema de funcionamento de um relé (catálogo Rexroth)

5.6 Temporizador

É um elemento de controle temporal que permite a regulagem do tempo de abertura e fechamento das válvulas solenóides.

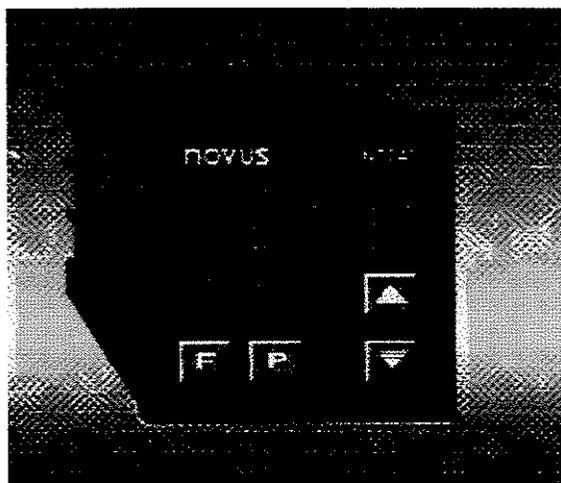


Figura 5.11 Temporizador (catálogo Novus)

Tabela 5.2 Especificações técnicas do temporizador

Tipos de entrada	NPN/PNP
Tipos de saída	Relé SPST-3A/250Vca ou pulso de tensão 5Vcc.
Precisão do temporizador	0,05% do tempo indicado
Ambiente de operação	0 a 55°C, umidade de 20 a 85%
Consumo máximo	3VA
Alimentação	85 a 264 Vcc/ca, 50/60 Hz
Escala de temporização	0,01 segundos a 9999 horas

5.7 Esquemas Elétrico, Pneumático e Hidráulico

Para facilitar a compreensão do funcionamento do sistema foram elaborados os seguintes esquemas

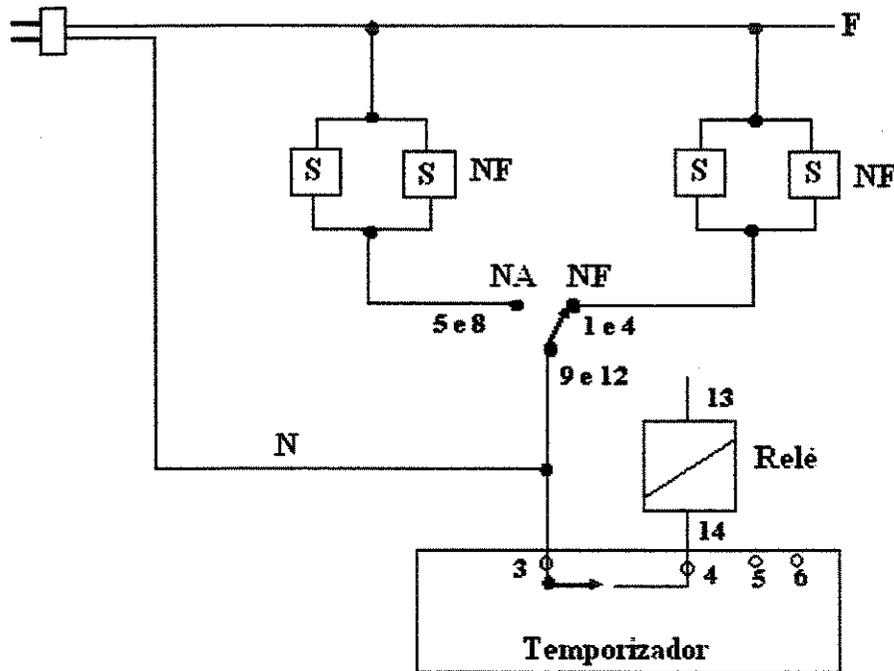


Figura 5.12 Esquema elétrico

Aqui o temporizador energiza o relé a cada instante de acordo com o tempo estabelecido no controle do temporizador. Esse relé acaba controlando o par de válvulas solenóides que abrem e fecham para a admissão e expulsão do ar. Os pares de válvulas são energizadas quando ocorre o contato em 5 e 8 e após um intervalo de tempo outro par de válvulas é acionado quando ocorre o contato em 1 e 4.

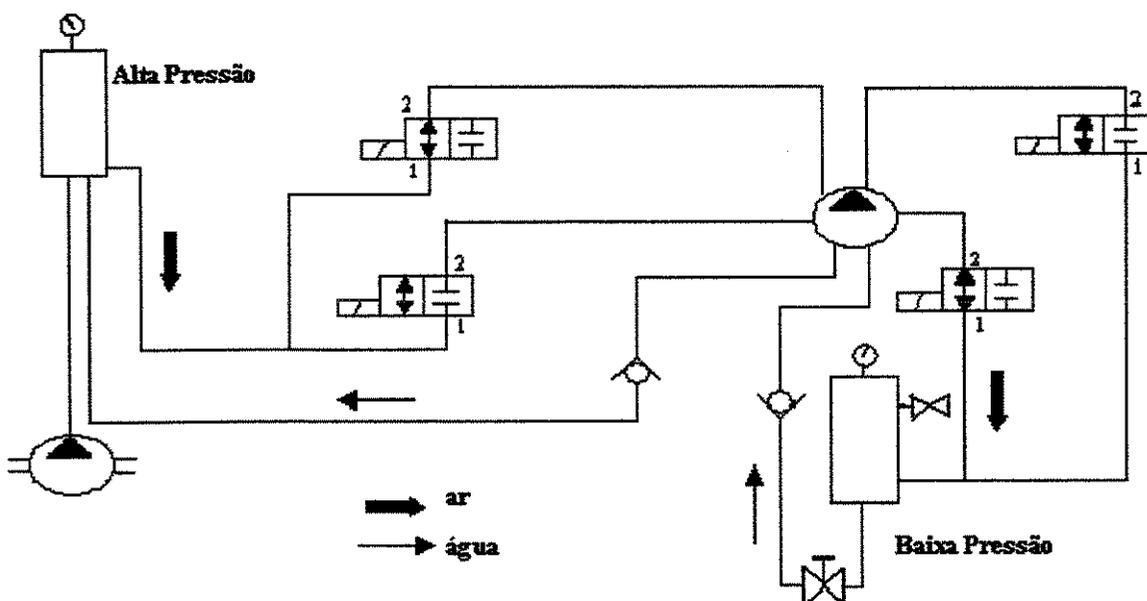


Figura 5.13 Circuito pneumático e hidráulico

Na parte hidráulica, a bomba em funcionamento, succiona o líquido no tanque de baixa pressão pressurizado recalçando-o para o tanque de alta pressão que também está pressurizado.

5.8 Vazão de Ar

A vazão de ar foi coletada através da montagem conforme a figura 5.14, referente apenas a temporização de 0,5s. A aparelhagem consiste num béquer de 400ml, uma proveta de 250ml, garra, um tubo coletor e um suporte universal. Enchendo completamente a proveta com água e introduzindo-a invertida sem derramar o seu conteúdo no béquer também cheio de água, foi possível estimar a vazão de ar que entrou pela proveta, através da diminuição do volume interno de água da proveta.

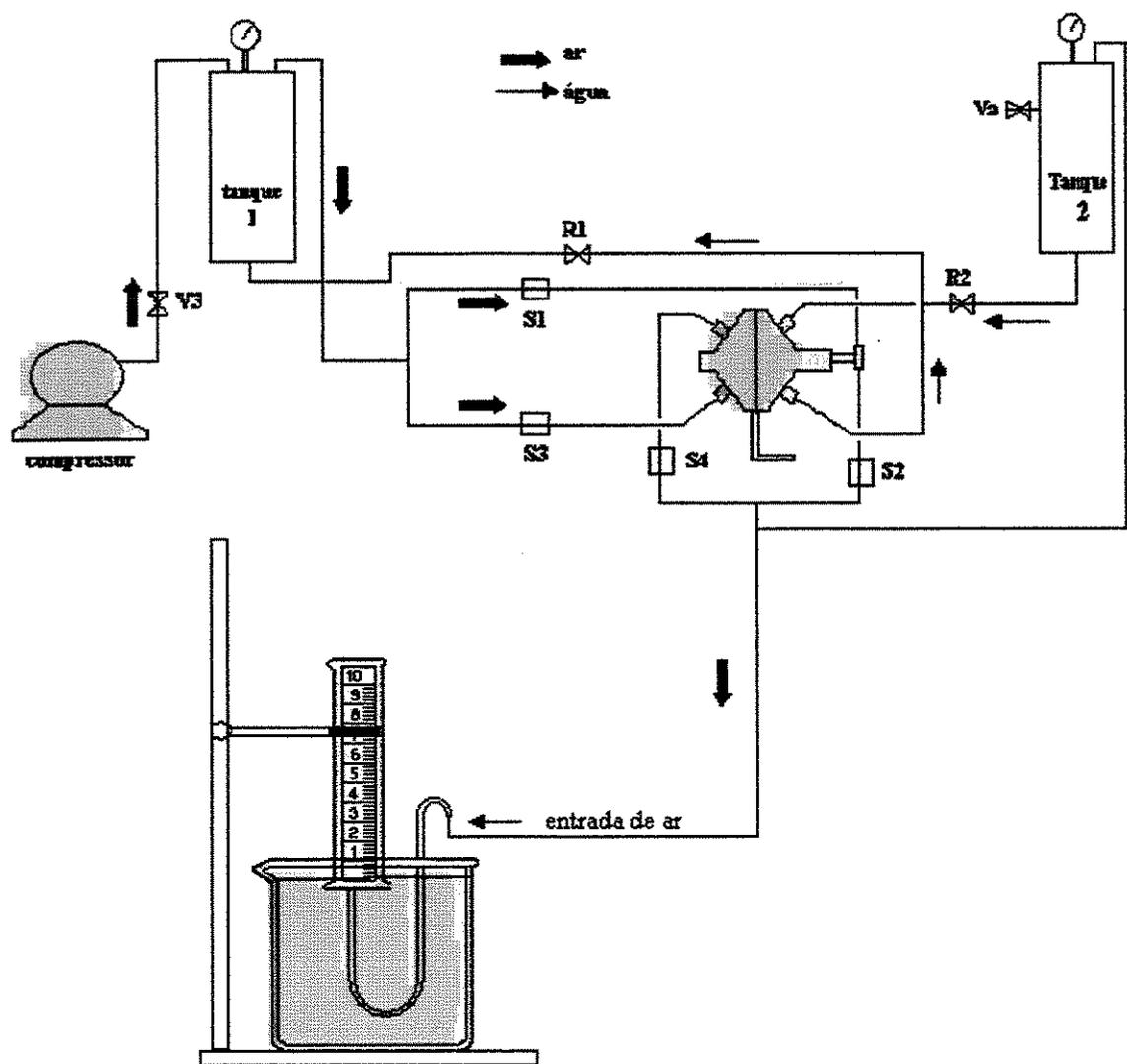


Figura 5.14 Montagem para a determinação da vazão de ar

CAPÍTULO 6

Resultados e Discussão

6.1 Introdução

Neste capítulo serão apresentados os resultados experimentais de maior relevância observados no decorrer do experimento.

6.2 Resultados de Vazão do Líquido

O experimento foi realizado iniciando com um volume fixo de 400ml de água introduzida no reservatório 2 recalcando-a para o reservatório 1. Para cada valor de temporização foram executadas 3 medidas de vazão e computadas suas respectivas médias. O reservatório 2 é dotado de uma válvula através da qual é possível controlar a saída de ar para o ambiente. Os testes foram divididos em três fases de acordo com a variação de pressão dada pelo escape de ar no reservatório 2.

6.2.1 Incerteza da Vazão

A vazão volumétrica de água foi determinada coletando-a do reservatório 1 em um béquer calibrado, e dividindo o volume coletado pelo intervalo de tempo. As incertezas foram obtidas pelo auxílio da literatura [10].

$$Q = \Delta V / \Delta t \quad (6.1)$$

Onde

$$\Delta V = V_f - V_i$$

Volume inicial: $V_i = 0$

Volume final: $V_f =$ volume coletado em cada temporização $\pm 5\text{ml}$

Intervalo de tempo de coleta; $\Delta t = 60\text{s} \pm 0,5\text{s}$

A incerteza relativa no valor medido do volume coletado é calculada a partir da equação

$$u_R = \pm [(x_1 \partial R / \partial x_1 u_1)^2 + (x_2 \partial R / \partial x_2 u_2)^2 + \dots + (x_n \partial R / \partial x_n u_n)^2]^{1/2} \quad (6.2)$$

Uma vez que $Q = Q(\Delta V, \Delta t)$, podemos escrever a Eq.5.2 como

$$u_Q = \pm [(\Delta V / Q \partial Q / \partial \Delta V u_{\Delta V})^2 + (\Delta t / Q \partial Q / \partial \Delta t u_{\Delta t})^2]^{1/2} \quad (6.3)$$

6.3 1º Fase

Nessa fase do experimento, registraram-se os valores de vazão volumétrica dado pelas tabelas 6.1 a 6.2.

Tabela 6.1 Valores de vazão do líquido 1º fase

Temporização (s)	Vazão 1(ml/min.)	Vazão2 (ml/min.)	Vazão3 (ml/min.)
0,5	350	340	320
1,0	260	250	280
2,0	150	160	130
5,0	100	80	90
10,0	-----	-----	-----

Tabela 6.2 Médias das vazões e desvios médios 1º fase

Temporização (s)	Média	Desvio médio
0,5	336	11
1,0	263	11
2,0	147	11
5,0	90	7
10,0	-----	-----

Tabela 6.3 Principais medidas encontradas 1º fase

	TEMPORIZADOR (s)				
	0,5	1	2	5	10
Pressão de trabalho(bar)	7	7	7	7	7
Pressão reservatório 1(bar)	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Pressão reservatório 2(bar)	4,4	4,13	3,8	3,1	2
Temp. saída compressor (°C)	23	23	23	23	23
Temp.saída válv. Solenóide (°C)	18	18	18	18	18
Temp. ambiente (°C)	23	23	23	23	23
Vazão média de líquido (ml/min.)	336	263	147	90	
Freq.do diafragma *	60	30	15	6	3
Temp. saída de ar da bomba	17	17	17	17	17

*A frequência do diafragma normalmente é dada em ciclos /minuto. Assim, para um ciclo considera-se o tempo de ida e volta do diafragma.

6.3.1 Incerteza Relativa da Vazão Para as Respectivas Temporizações

volume inicial = 0

volume final = 336 ± 5ml

intervalo de tempo de coleta = 60s ± 0,5 s

As incertezas relativas nas quantidades medidas são:

$$u_{vi} = 0$$

$$u_{vf} = \pm 5\text{ml}/336\text{ml} = \pm 0,015$$

$$u_{\Delta t} = \pm 0,5\text{s}/60\text{s} = \pm 0,008$$

Pela Eq. 5.2 temos para os dados apresentados

$$u_{\Delta V} = \pm [(Vf/\Delta V \partial\Delta V/\partial Vf u_{vf})^2 + (Vi/\Delta V \partial\Delta V/\partial Vi u_{vi})^2]^{1/2}$$

$$u_{\Delta V} = \pm [(1).(1)(\pm 0,0148)^2 + 0]^{1/2} = \pm 0,0148$$

Pela Eq. 5.3 vem

$$u_Q = \pm \{ [(1).(\pm 0,0148)^2 + [(-1) (\pm 0,0083)]^2 \}^{1/2} = \pm 0,017 \text{ ou } 1,7\%$$

Utilizando o mesmo procedimento para o cálculo das incertezas para o restante das vazões medidas, obtemos a tabela 6.4.

Tabela 6.4 Incertezas relativas gerais 1º fase

Temporização(s)	Incerteza na vazão	Incerteza no tempo
0,5	± 0,015	± 0,017
1,0	± 0,019	± 0,021
2,0	± 0,034	± 0,035
5,0	± 0,055	± 0,056

Tabela 6.5 Vazão total do líquido x vazão por ciclo 1º fase

Vazão do líquido (ml/min.)	Vazão por ciclo (ml/ciclo.)
90	15
147	9,8
263	8,8
336	5,6

Pela tabela 6.5 à medida que o tempo do ciclo diminui, aumenta a vazão por minuto do líquido, mas diminui a vazão por ciclo.

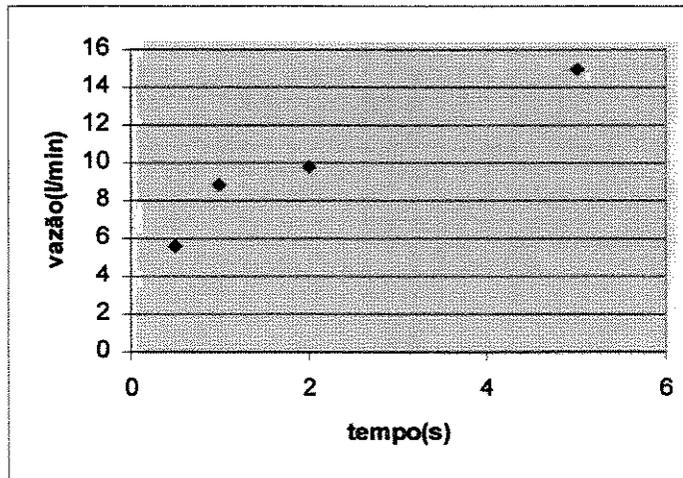


Figura 6.1 Vazão por ciclo x tempo

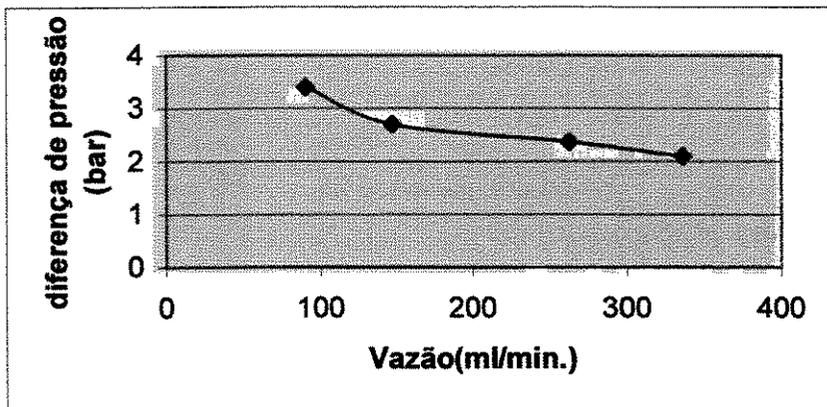


Figura 6.2 ΔP x vazão 1° fase

6.4 2° Fase

Em seguida, foram levantados novos dados com a válvula que regula a saída de ar do reservatório 2 agora com uma abertura maior favorecendo assim mais saída de ar para o ambiente.

Tabela 6.6 Valores de vazão do líquido 2° fase

Temporização (s)	Vazão 1(ml/min.)	Vazão2 (ml/min.)	Vazão3 (ml/min.)
0,5	340	330	350
1,0	250	240	270
2,0	140	150	140
5,0	-----	-----	-----
10,0	-----	-----	-----

Tabela 6.7 Médias das vazões e desvios médios 2º fase

Temporização (s)	Média	Desvio médio
0,5	340	11
1,0	253	11
2,0	143	11
5,0	-----	-----
10,0	-----	-----

Tabela 6.8 Principais medidas encontradas 2º fase

	TEMPORIZADOR (s)				
	0,5	1	2	5	10
Pressão de trabalho(bar)	7	7	7	7	7
Pressão reservatório 1(bar)	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Pressão reservatório 2(bar)	3,8	3,4	3,1	2,4	1,7
Temp. saída compressor (°C)	20	20	20	20	20
Temp.saída válv. Solenóide (°C)	16	16	16	16	16
Temp. ambiente (°C)	20	20	20	20	20
Vazão média de líquido (ml/min.)	340	253	143		
Freq.do diafragma *	60	30	15	6	3
Temp. saída de ar da bomba	15	15	15	15	15

Tabela 6.9 Incertezas relativas gerais 2º fase

Temporização(s)	Incerteza na vazão	Incerteza no tempo
0,5	± 0,015	± 0,017
1,0	± 0,019	± 0,021
2,0	± 0,034	± 0,035

Tabela 6.10 Vazão total do líquido x vazão por ciclo 2º fase

Vazão do líquido (ml/min.)	Vazão por ciclo (ml/ciclo.)
143	9,5
253	8,4
340	5,6

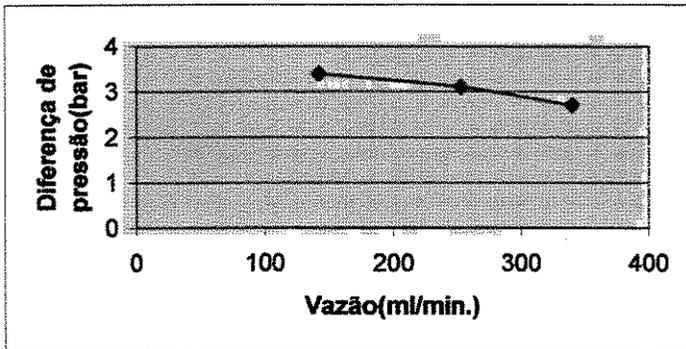


Figura 6.3 ΔP x vazão 2º fase

6.5 3º Fase

Com uma abertura maior da válvula, a pressão no reservatório 2 variou novamente. Foram feitos os mesmos procedimentos para os dados coletados nesse momento.

Tabela 6.11 Valores de vazão do líquido 3º fase

Temporização (s)	Vazão 1 (ml/min.)	Vazão2 (ml/min.)	Vazão3 (ml/min.)
0,5	330	340	350
1,0	240	260	250
2,0	150	150	140
5,0	-----	-----	-----
10,0	-----	-----	-----

Tabela 6.12 Médias das vazões e desvios médios 3º fase

Temporização (s)	Média	Desvio médio
0,5	340	7,0
1,0	250	7,0
2,0	147	4,0

Tabela 6.13 Principais medidas encontradas 3º fase

	TEMPORIZADOR (s)				
	0,5	1	2	5	10
Pressão de trabalho(bar)	7	7	7	7	7
Pressão reservatório 1(bar)	6,5	6,5	6,5	6,5	6,5
Pressão reservatório 2(bar)	3,4	3,2	3	2,3	1,4
Temp. saída compressor (°C)	21	21	21	21	21
Temp.saída válv. Solenóide (°C)	17	17	17	17	17
Temp. ambiente (°C)	21	21	21	21	21
Vazão média de líquido (ml/min.)	340	250	147		
Freq.do diafragma *	60	30	15	6	3
Temp. saída de ar da bomba	16	16	16	16	16

Tabela 6.14 Incertezas gerais 3º fase

Temporização(s)	Incerteza na vazão	Incerteza no tempo
0,5	± 0,015	± 0,017
1,0	± 0,02	± 0,021
2,0	± 0,034	± 0,035

Tabela 6.15 Vazão Total do líquido x vazão por ciclo 3º fase

Vazão do líquido (ml/min.)	Vazão por ciclo (ml/min.)
147	9,8
250	8,3
340	5,6

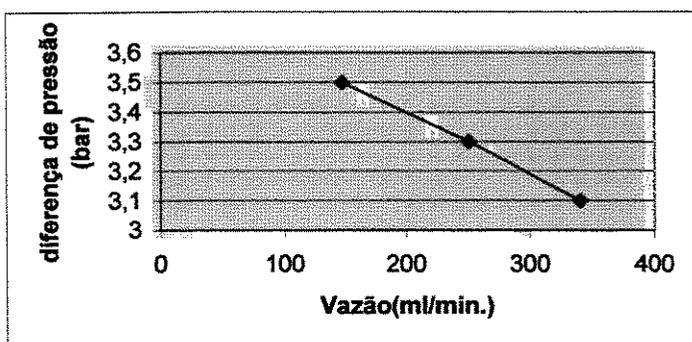


Figura 6.4 ΔP x vazão 3º fase

6.6 Classificação do Regime de Escoamento

Para escoamento forçado, caso do experimento, determinou-se basicamente o tipo de regime de escoamento reinante aplicando-se a equação

$$Re = UD / \nu \quad (6.4)$$

A velocidade média do líquido foi calculada pela equação

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q \quad (6.5)$$

As tabelas de 6.16 a 6.18 resumem os valores de velocidade média e o tipo de escoamento para cada temporização e suas respectivas fases, utilizando valor da viscosidade cinemática da água a 20°C de $1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Tabela 6.16 Tipos de escoamento para 1º fase

Vazão (m^3/s)	Velocidade média (m/s)	Re	Regime
$2,8 \times 10^{-6}$	0,224	896	Laminar
$2,2 \times 10^{-6}$	0,18	733	Laminar
$1,22 \times 10^{-6}$	0,09	390	Laminar
$7,5 \times 10^{-7}$	0,06	240	Laminar

Tabela 6.17 Tipos de escoamentos para 2º fase

Vazão (m^3/s)	Velocidade média (m/s)	Re	Regime
$2,8 \times 10^{-6}$	0,224	896	Laminar
$2,1 \times 10^{-6}$	0,17	672	Laminar
$1,19 \times 10^{-6}$	0,09	381	Laminar

Tabela 6.18 Tipos de escoamentos para 3ª fase

Vazão (m ³ /s)	Velocidade média (m/s)	Re	Regime
2,8x10 ⁻⁶	0,224	896	Laminar
2,1x10 ⁻⁶	0,17	672	Laminar
1,22x10 ⁻⁶	0,09	381	Laminar

Tabela 6.19 Vazões de ar referente a temporização de 0,5s

	Vazão (l/s)
	0,230
	0,220
	0,235
Média	0,228

6.7 Cálculo do Trabalho Realizado Sobre o Líquido em Cada Fase

Através da Eq. (4.18) e as tabelas 6.3 e 6.5:

1º Fase

$$W_1 = V_{liq} (p_b - p_a)$$

Para V_{liq} em m³/s e Δp em Pa

$$W_{0,5s} = 5,6 \times 10^{-6} (4,4 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,176W$$

$$W_{1s} = 4,4 \times 10^{-6} (4,13 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,04W$$

$$W_{2s} = 2,45 \times 10^{-6} (3,8 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -0,66W$$

$$W_{5s} = 1,5 \times 10^{-6} (3,1 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -0,51W$$

2º Fase

Com o auxílio das tabelas 6.8 e 6.10 temos:

$$W_{0,5s} = 5,6 \times 10^{-6} (3,8 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,52W$$

$$W_{1s} = 4,2 \times 10^{-6} (3,4 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,3W$$

$$W_{2s} = 2,37 \times 10^{-6} (3,1 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -0,8W$$

3º Fase

Com o auxílio das tabelas 6.13 e 6.15 temos:

$$W_{0,5s} = 5,6 \times 10^{-6} (3,4 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,74W$$

$$W_{1s} = 4,15 \times 10^{-6} (3,2 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -1,37W$$

$$W_{2s} = 2,45 \times 10^{-6} (3,0 \times 10^5 - 6,5 \times 10^5) = -0,86W$$

Observa-se que nesses cálculos, o trabalho máximo deu-se na 3º fase para uma temporização de 0,5s e uma diferença de pressão de $3,1 \times 10^5$ Pa.

6.8 Cálculo do Trabalho Realizável Pelo Gás

Através da Eq. (4.19) temos

$$W_g = \Delta m_g C_{pg} (T_{ge} - T_{gs})$$

A vazão volumétrica de ar é encontrada pela tabela 6.19 e para determinarmos a vazão em massa de ar precisamos do volume específico do ar dado por:

$$v_g = RT_e / P_a$$

Onde:

R = constante dos gases que vale 0,287 KJ/Kg.K

T_e = temperatura do gás em Kelvin da 3º fase com temporização de 0,5s que vale 294K

P_a = Pressão máxima do gás que vale $6,5 \times 10^5$ Pa.

Sendo assim temos:

$$v_g = 287.289 / 650000 = 0,128 \text{ m}^3 / \text{Kg}$$

$$\Delta m_g = V / v_g = 2,28 \times 10^{-4} (\text{m}^3/\text{s}) / 0,128 (\text{m}^3/\text{Kg}) = 1,78 \times 10^{-3} \text{ Kg/s}$$

T_{gs} é dada pela Eq. 4.20:

$$T_{gs} = T_{ge} \exp \left(\frac{R}{C_{pg}} \ln \frac{P_s}{P_e} \right)$$

$$T_{gs} = 289 \exp \left[\left(\frac{287}{1005} \right) \ln 3,4/6,5 \right]$$

$$T_{gs} = 240,2K$$

E pela tabela 6.13 obtém-se a temperatura de entrada que vale 289K, assim o trabalho realizável pelo gás fica:

$$W_g = 1,78 \times 10^{-3} (Kg/s) \cdot 1005 (J/KgK) \cdot (289 - 240,2) (K) = 87,3W$$

6.9 Cálculo da Eficiência do Dispositivo

A eficiência real máxima pode ser determinada através da expressão (4.7) e utilizando o valor máximo do trabalho do líquido na 3ª fase:

$$\eta = |W_{ul}| / |W_g|$$

$$\eta = 1,74 / 87,3$$

$$\eta = 2,0 \%$$

Enquanto que a eficiência volumétrica máxima é encontrada por (4.25):

$$\eta = (V_B - V_C) / (V_B + V_C)$$

$$\eta = (1,8 \times 10^{-5} - 7,5 \times 10^{-6}) / (1,8 \times 10^{-5} + 7,5 \times 10^{-6}) = 41\%$$

Durante o experimento foi proposta a diminuição da temporização para 0,1s, nessas condições o relé e o diafragma trabalharam de modo muito rápido, como consequência o diafragma da bomba sofreu ruptura na sua fixação central interrompendo de imediato o processo de bombeamento. Em altas frequências de batimento do diafragma que corresponde à baixa temporização, concluiu-se pelos resultados obtidos, a tendência de equilíbrio entre o reservatório de alta pressão e o de baixa pressão, como também do aumento da possibilidade de rápido desgaste do relé, das válvulas solenóides e do diafragma da bomba.

CAPÍTULO 7

Conclusões e Sugestões Para Próximos Trabalhos

Através de uma série de testes verificou-se que para esse equipamento construído para operar de modo eficiente, recomenda-se que a diferença de pressão entre o reservatório 1 e o reservatório 2 não seja excessivamente elevada, ou seja, o não funcionamento para grande ΔP indica que, das aproximações feitas, o vazamento que ocorreu do fluido pode ter sido um dos causadores desse fato. A diferença de pressão ideal correspondeu a 3,1bar com uma temporização de 0,5s. e a eficiência máxima correspondeu a temporização de 0,5s com vazão por ciclo de 5,6ml. O regime de escoamento predominante foi o laminar, devido à baixa vazão e velocidade, como também o reduzido diâmetro da canalização utilizado. A variação de temperatura entre os modelos de calor específico variáveis e constante foi inferior a 0,3 K e a variação da potência foi cerca de 0,13%. No cálculo da eficiência do dispositivo chegou-se a um resultado particularmente baixo, devido principalmente a alguns vazamentos de ar e de líquido que ocorreram na bomba como também no reservatório de alta pressão. A gaxeta de vedação entre o êmbolo e a câmara não exerceu eficientemente a sua função, deixando a desejar quanto ao seu material constituinte. No caso da fixação do diafragma no êmbolo, primeiramente ocorreu imprevistos após o primeiro funcionamento da bomba, isto é, houve um rompimento na parte de fixação do diafragma com o êmbolo sendo necessário modificar a fixação através de uma arruela de diâmetro superior ao do êmbolo, esse ajuste suportou bem até o final do experimento, não causando mais nenhum rompimento. Já no final dos testes, a bomba apresentou em seu interior sinais de começo de corrosão, ou seja, o material empregado para a construção da bomba não é recomendado para uma construção definitiva da mesma, sendo necessário selecionar outro material compatível ao desgaste pela corrosão. O modelo proposto na figura 4.1d seria o melhor recomendado para uma futura construção de uma bomba de aplicação comercial pelo simples fato de eliminar vazamentos

possíveis ataques corrosivos. Um sistema alternativo para continuar com o modelo atual e para evitar possíveis vazamentos de ar entre a câmara A e C, é adaptar o dispositivo a um sistema de acionamento pneumático tipo êmbolo-pistão onde as válvulas solenóides indicadas por S1, S2, S3 e S4 controlariam a alimentação e expulsão de ar apenas no cilindro pneumático como indica a figura 7.1.

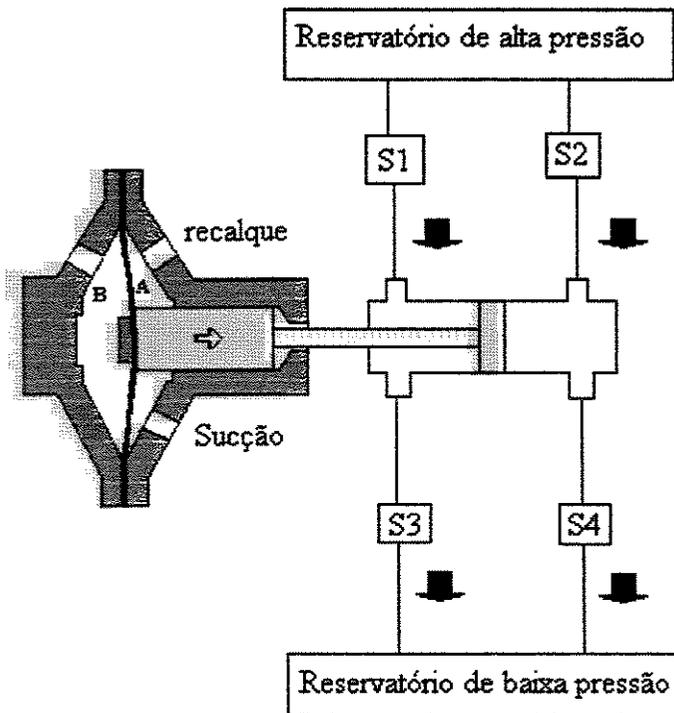


Figura 7.1 Sistema alternativo para o modelo atual

Referências Bibliográficas

- [1] GOMIDE, R. *Operações com Fluidos*. Volume II, 1997.
- [2] MACINTYRE, J.A. *Bombas e Instalações de Bombeamento*. LTC, 1997.
- [3] MACINTYRE, J.A. *Equipamentos Industriais e de Processo*. LTC, 1997.
- [4] KOELLE, E. *Máquinas Hidráulicas*. Fascículo I. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1973.
- [5] SIMÕES, Francisco José. *Simulação da Dinâmica de Um Sistema Eólico de Bombeamento de Água*. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1986, Tese (Mestrado).
- [6] NETO, Puell Fernando. *Banco de Ensaio Para Pequenas Bombas Utilizando a Turbina Michell-Banki Como Máquina Motora*. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 1999, Tese (Mestrado).
- [7] BAPTISTA, M., LARA, M. *Fundamentos de Engenharia Hidráulica*. UFMG, 2003.
- [8] KUNIOSHI, S. *Compêndios de Resistência dos Materiais*. 1973.
- [9] BALLA, R. *Eletropneumática*. Rexroth Didactic, 1990.

- [10] ROBERT, W. FOX, ALAN, T. MC DONALD. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. LTC, 4 ed.1999.
- [11] NETZSCH Brasil. *Catálogo de Produtos*. 2002.
- [12] NOVUS Produtos Eletrônicos LTDA. *Catálogo de Produtos*. 2003.
- [13] MORAN, M.J. SHAPIRO,H.N. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley, New York, 1993.
- [14] WALL, G., ISHIDA, M., CHUANG, C.C. *Exergy Study of The Kalina Cycle*. American Society of Mechanical Engineers (ASME),1989.
- [15] ABREU, Ari Ferreira. *Sistema de Refrigeração por Absorção Intermitente: Concepção, Dimensionamento, Construção, Ensaio e Considerações Econômicas*. Instituto de Eletrotécnica e Energia,1999, Tese (Mestrado).
- [16] LAZZARIN, R.M., LONGO, G.A. *Ammonia Water Absorption Machines For Refrigeration: Theoretical and Real Performances*. Instituto di Ingegneria Gestionale, Universita di Padova, 1996.
- [17] DOSSAT, R. J. *Princípios de Refrigeração*. Hemus, 1980.
- [18] CERPCH, *Centro Nacional de Referência em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos*. Itajubá, MG. 2004.
- [19] *Relatório de Desenvolvimento de Um Equipamento de Refrigeração de Água Gelada*. PETROBRÁS. 2002.
- [20] STEPANOFF, A.J. *Centrifugal and axial flow pumps*. 2. ed. New York: John Wiley and Sons, 1967. 462 p.

[21] VIANA, A.N.C. *Comportamento de bombas centrífugas funcionando como turbinas hidráulicas*. 1987. 125 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Itajubá, 1987.

[22] WHITE, M. F. *Mecânica dos Fluidos*. Mc Graww-Hill, 4º Edição, 1999.

[23] BAR, C. Y.; CHANG, Z. *Piezoelectrically Actuated Miniature Peristaltic Pump*. In: 8th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials, Newport, CA, 2001.

[24] ROBUR CORPORATION, WWW. Robur.com

Apêndice

- A Análise do Dispositivo e Cálculos Envolvidos
- B Hipótese de Calores Específicos Constantes na Expansão do Ar

Apêndice A Análise do Dispositivo

Antes da fabricação e montagem da bomba e aparelhagem foi necessário definir e selecionar os seguintes parâmetros:

- Material empregado na construção da bomba,
- Material do diafragma,
- Material e tipos de válvulas solenóides,
- Sistemas de tubulações.

Primeiramente é importante destacar que em todos os testes realizados utilizou-se a água como fluido de trabalho, totalmente diferente do fluido destinado à máquina de refrigeração que nesse caso é o par água-amônia. Assim, para fins experimentais não foi necessário obter um material resistente à amônia, que teria logicamente um custo relativamente elevado comparado com um material destinado a ser utilizado com água. Optou-se dessa forma pelo material SAE 1040 que constituiu o corpo da bomba e o êmbolo, por ser um material de baixo custo e de fácil obtenção no mercado como também possuir a dureza necessária para o propósito. Quanto ao material e a espessura do diafragma optou-se pelo Hypalon por ter flexibilidade, baixo custo e também servindo para aplicações tanto para água quanto para amônia. Com relação a sua espessura, dependeu basicamente da pressão máxima de trabalho utilizada no experimento que foi indicada pelo fabricante de acordo com suas especificações. As válvulas solenóides foram selecionadas a partir da pressão de trabalho e do fluido de trabalho empregado, nesse caso utilizou-se válvulas com corpo interno de aço inox e pressão máxima de trabalho de 14 bar. O sistema de tubulação precisou ser flexível e para isso empregou-se mangueiras plásticas utilizadas em pneumática.

Construção e Testes

Para a construção e testes da bomba, utilizou-se todas as dependências do CEFETSP como a oficina de usinagem com a utilização de um torno mecânico e uma furadeira de bancada. Os testes foram realizados no laboratório de refrigeração através da montagem de uma bancada utilizando

alguns instrumentos de medição já disponíveis nesse laboratório. O compressor utilizado foi disponibilizado pelo laboratório de pneumática como também instrumentos utilizados pelo laboratório de química.

Cálculos Envolvidos

Antes de se construir a bomba também foi necessário levantar informações quanto as dimensões dos principais componentes que suportariam determinados esforços. Os cálculos envolvidos foram feitos com o auxílio da literatura [8] e são expostos a seguir.

A1 Força Máxima e Pressão Máxima Suportado Pelo Diafragma

Adotou-se para o diafragma o diâmetro de 100mm que corresponde ao próprio diâmetro externo da bomba, o valor desse diâmetro foi baseado principalmente no objetivo de se construir uma bomba de proporções que não ocupasse muito espaço, ou seja, um equipamento o mais compacto possível. A área disponível do diafragma não foi necessariamente a partir do diâmetro de 100mm, mas sim, através do diâmetro que sobrou quando se fechou os dois corpos da bomba na fixação do conjunto. A medida desse diâmetro está representada na figura 3.11. Praticamente todos os cálculos foram desenvolvidos através do esforço de tração originada nos componentes.

Material: hypalon

$$\sigma_R = 120\text{Kgf/cm}^2$$

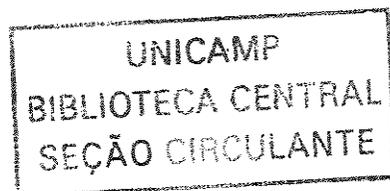
Fator de segurança: 8 (carga alternada para plásticos)

$$\sigma = 120\text{Kgf/cm}^2 / 8 = 15 \text{Kgf/cm}^2$$

$$A_D = F_{\text{máx}} / \sigma \tag{A1}$$

$$F_{\text{máx}} = A_D \sigma = 32,15\text{cm}^2 \cdot 15\text{Kgf/cm}^2 = 482,25\text{Kgf}$$

$$P_{\text{máx}} = F_{\text{máx}} / A_D = 482,25\text{Kgf} / 32,15 \text{cm}^2 = 15\text{Kgf/cm}^2 = 14,7 \text{bar}$$



A2 Cálculo da Força Mínima de Recalque Necessária para a Impulsão do Líquido

A força de recalque é dada por

$$F_R = P_V \cdot A_D \quad (A2)$$

Onde:

$$P_V = 6,5 \text{ bar} = 6,63 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A_D = 32,15 \text{ cm}^2$$

substituindo os valores encontramos

$$F_R = 216 \text{ Kgf}$$

A3 Cálculo do Diâmetro Mínimo do Êmbolo

Material: SAE 1040

$$\text{Tensão de ruptura } (\sigma_R) = 5.800 \text{ Kgf/cm}^2$$

Fator de segurança: 8 (carga alternada para aços)

Tensão admissível (σ) = $\sigma_R / \text{Fator de segurança}$

$$\sigma = 5.800 \text{ Kgf/cm}^2 / 8 = 725 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A_{\text{emb}} = F_R / \sigma \quad (A3)$$

$$A_{\text{emb}} = 216 \text{ Kgf} / 725 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A_{\text{emb}} = 0,3 \text{ cm}^2$$

Como o êmbolo é uma figura circular obtemos seu diâmetro por

$$\text{Área do círculo} = \pi d^2 / 4$$

$$0,3 = \pi d^2 / 4$$

$$d_{\text{min.}} = 0,62 \text{ cm} = 6,2 \text{ mm}$$

Como o diâmetro mínimo encontrado foi de 6,2mm, isso quer dizer que qualquer diâmetro acima desse, o material resistirá aos esforços aplicados nesse êmbolo. Assim, torna-se necessário escolhermos o diâmetro final do êmbolo para fins de projeto. De acordo com o diâmetro externo adotado da bomba que conseqüentemente corresponde ao diâmetro do diafragma, por questões de espaço como também o peso do conjunto, estipulou-se esse

diâmetro como sendo de 100mm como já indicado em A1. Tendo esse diâmetro como base, chegou-se ao diâmetro do êmbolo de acordo com a figura 3.11, correspondendo a 19,8mm e a câmara interna do êmbolo de 20mm de acordo também como indica a figura 3.12.

A4 Cálculo da Força Mínima de Sucção Para a Admissão do Líquido

A força de sucção pode ser encontrada por:

$$F_s = P_v \cdot (A_D - A_{emb}) \quad (A4)$$

Onde:

$$P_v = 6,5 \text{ bar} = 6,63 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$A_{emb} = 3,08 \text{ cm}^2 \text{ (através do diâmetro adotado de 19,8mm)}$$

$$A_D = 32,15 \text{ cm}^2$$

substituindo os valores, encontramos

$$F_s = 193 \text{ Kgf}$$

A5 Pressão Máxima Suportada Pelas Paredes da Câmara do Êmbolo

O cálculo da câmara submetida a pressão interna pode ser desenvolvido baseando-se também na resistência à tração. A figura A1 ilustra a região do referido cálculo.

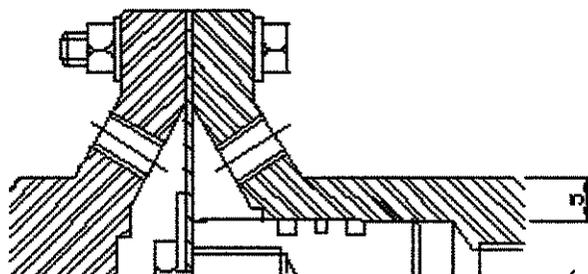


Figura A1 Paredes da câmara do êmbolo

Sendo:

D_i = diâmetro interno da câmara em cm

P_i = pressão interna em Kgf/cm²

σ = Tensão admissível em Kgf/cm²

e = espessura da parede em cm

a pressão máxima interna é dada por

$$P_{\text{máx}} = 2. \sigma . e / D_i \quad (\text{A5})$$

onde

$$D_i = 2,0 \text{ cm}$$

$$\sigma = 725 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$e = 0,5 \text{ cm}$$

$$P_{\text{máx}} = 2. 725 \text{ Kgf/cm}^2 . 0,5 \text{ cm} / 2,0 \text{ cm} = 362,5 \text{ Kgf/cm}^2$$

A6 Cálculo do Diâmetro Mínimo dos Parafusos do Corpo da Bomba

Os parafusos que fixam os dois corpos da bomba podem também ser dimensionados pelos cálculos de resistência a tração. Os dados referentes aos parafusos são:

carga total que age sobre os parafusos: 577,5 Kgf

material: SAE 1020

tensão admissível: 525 Kgf/cm²

quantidade: 08

Sendo

A_p = seção do parafuso em cm²

F_p = carga que age em cada parafuso em Kgf

A carga que age em cada parafuso é a carga total dividida pela quantidade de parafusos, ou seja:

$$F_p = 577,5 \text{ Kgf} / 8 = 72,18 \text{ Kgf}$$

$$A_p = F_p / \sigma = 72,18 / 525 = 0,1375 \text{ cm}^2$$

$$D_p = \sqrt{4. A_p / \pi}$$

$$D_p = \sqrt{4. 0,1375 \text{ cm}^2 / \pi} = 4 \text{ mm ou } 1/4''$$

A7 Cálculo dos Reservatórios Pressurizados

Uma das grandes preocupações durante o teste foi se os reservatórios a serem pressurizados suportassem as pressões utilizadas no experimento. Através de medições das dimensões desses reservatórios foi possível ter uma aproximação da pressão máxima que eles suportariam, para isso aplicou-se os conceitos de resistência dos materiais de acordo com os seguintes dados:

Material: aço SAE 1020

Diâmetro interno do reservatório: 8,4cm

Espessura da parede: 0,18cm

Tensão admissível (σ) = σ_R / Fator de segurança

Fator de segurança = 6 a 12 (para pressões variáveis)

$$\sigma = 4200 \text{ Kgf/cm}^2 / 12 = 350 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$P_{\text{máx}} = 2 \cdot \sigma \cdot e / D_i$$

(A6)

$$P_{\text{máx}} = 2 \cdot 350 \cdot 0,18 / 8,4 = 15 \text{ Kgf/cm}^2 = 14,7 \text{ bar}$$



Figura A2 Reservatórios pressurizados

A8 Cálculo dos Volumes das Câmaras A, B e C

De acordo com a figura 4.2 do capítulo 4, os volumes que interessam para efeito de cálculos são os designados por câmara A, B e C.

Câmara B:

A câmara B representa uma figura geométrica conhecida como tronco de cone como indica a figura A3,

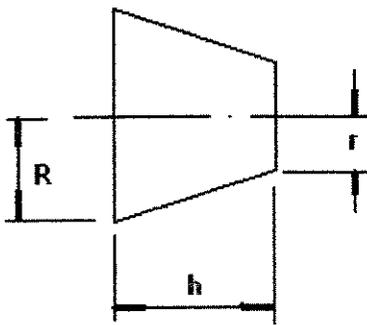


Figura A3 Tronco de cone

O volume do tronco de cone é dado por:

$$V = \pi h/3 (R^2 + r^2 + Rr) \quad (A7)$$

Onde:

$$h = 12\text{mm}$$

$$R = 32\text{ mm}$$

$$r = 10\text{mm}$$

$$V_B = \pi \cdot 12/3 (32^2 + 10^2 + 32 \cdot 10) = 18146\text{mm}^3 = 18,1\text{ml} = 1,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Câmara C:

A câmara C representa uma figura geométrica cilíndrica como indica a figura A4.

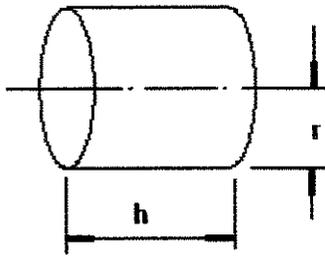


Figura A4 Geometria da câmara C

onde o volume do cilindro é calculado por:

$$V = \pi r^2 h \quad (A8)$$

Sendo que:

$$r = 10\text{mm}$$

$$h = 24\text{mm}$$

$$V_C = \pi 10^2 24 = 7536\text{mm}^3 = 7,5\text{ml} = 7,5 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Câmara A:

$$V_A = V_B - V_C = 18,1 - 7,5 = 10,6\text{ml}$$

Apêndice B Hipótese de Calores Específicos Constantes na Expansão do Ar

O máximo trabalho que pode ser extraído do gás ocorre se este for expandido de forma reversível. Na hipótese de processo adiabático, a expansão reversível corresponde à expansão isentrópica. Considerando o ar como gás ideal, será demonstrado que a hipótese de calor específico constante é satisfatória nas condições do experimento realizado. Consideremos um caso típico do experimento: expansão de gás desde 6,5bar e 23°C (296K) até 2,5bar. Para levar em conta a variação do calor específico a pressão constante com a temperatura, utiliza-se a referência [13, tabela A22] Para C_p variável, a variação de entropia é dada por:

$$s_2 - s_1 = s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R \ln p_2 / p_1 \quad (B1)$$

onde

$$p_2 / p_1 = p_{r2} / p_{r1}$$

Para o processo isentrópico, $s_2 = s_1$, resulta

$$s^\circ(T_2) - s^\circ(T_1) - R \ln p_2 / p_1 = 0 \quad (B2)$$

Da entrada a 296 K resulta

$$P_r(T_1) = 1,3226$$

$$h_1 = 296,17 \text{ KJ/Kg}$$

$$s^\circ_1 = 1,68853 \text{ KJ/KgK}$$

Dado que, para o processo isentrópico:

$$p_r(T_{2s}) / p_r(T_1) = p_2 / p_1 = 2,5 / 6,5 = 0,3846 \text{ resulta}$$

$$p_r(T_{2s}) = 0,5087$$

Interpolando, tem-se:

$$T_{2s} = 225,04 \text{ K}$$

$$h_{2s} = 225,05 \text{ KJ/Kg}$$

$$s^\circ_{2s} = 1,4135 \text{ KJ/KgK}$$

O trabalho específico ideal seria, portanto

$$W_s = \frac{W_s}{\dot{m}} = h_1 - h_{2s} \quad (B3)$$

$$W_s = 296,17 - 225,05 = 71,12 \text{ KJ/Kg}$$

Repetimos agora estes cálculos considerando C_p e C_v constantes, tomando seus valores a 300 K[13]:

$$C_p = 1,005 \text{ KJ/KgK}$$

$$C_v = 0,718 \text{ KJ/KgK}$$

$$R = 0,287 \text{ KJ/KgK}$$

Neste caso, a variação de entropia é dada por:

$$s_2 - s_1 = C_p \ln T_2 / T_1 - R \ln p_2 / p_1 \quad (B4)$$

Para o processo isentrópico, $s_2 = s_1$, resulta

$$C_p \ln T_{2s} / T_1 = R \ln p_2 / p_1 \quad (B5)$$

Donde

$$T_{2s} = T_1 \exp(R / C_p \ln p_2 / p_1) \quad (B6)$$

$$T_{2s} = 296 \exp(0,287 / 1,005 \ln 2,5/6,5) = 225,31 \text{ K}$$

$$W_s = \frac{W_s}{\dot{m}} = h_1 - h_{2s} = C_p (T_1 - T_{2s}) \quad (B7)$$

substituindo os valores encontramos

$$W_s = 1,005 (296 - 225,31) = 71,31 \text{ KJ/Kg}$$